

УДК 621.01

П. Д. БАЛАКИН
И. П. ЗГОННИК
Л. В. КРАСОТИНА

Омский государственный
технический университет,
г. Омск
Сибирский государственный
автомобильно-дорожный университет,
г. Омск

УНИВЕРСАЛЬНЫЙ ПРИЕМ ЛИКВИДАЦИИ СИЛОВОГО ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО ВОЗБУЖДЕНИЯ В МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ ОБЩЕГО ВИДА

Предложен универсальный прием преобразования механических систем общего вида в ротативные с постоянной приведенной инерционной характеристикой. Прием основан на присоединении к звену приведения кинематической цепи с программным изменением инерционной характеристики, которая, дополняя основную, образует звено приведения с постоянным приведенным моментом инерции. Такая модификация механического привода устраняет параметрическое силовое возбуждение привода, снижает уровень динамического нагружения звеньев и связей привода, что приводит к повышению надежности и ресурса системы.

Ключевые слова: механическая система, встроенная цепь, программное изменение инерционной характеристики, постоянный приведенный момент инерции, ротативная система.

Введение. Как известно, динамическое моделирование движения механических систем основано на использовании понятия звена приведения, к которому приводятся инерционные характеристики системы и внешние силы, вызывающие движение.

Уравнение Лагранжа для звена приведения одноподвижной бездемферной системы с угловой обобщенной координатой φ и жесткими звеньями имеет вид:

$$J_{np} \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2} \frac{J_{np}}{d\varphi} \omega^2 = Mg^{np} - Mc^{np},$$

или

$$J_{np} \ddot{\varphi} + \frac{1}{2} \frac{J_{np}}{d\varphi} \dot{\varphi}^2 = Mg^{np} - Mc^{np}. \quad (1)$$

где J_{np} — переменный приведенный момент инерции звена приведения, определенный из эквивалента кинетической энергии звена приведения и кинетической энергии подвижных звеньев системы; φ — обобщенная координата системы; $\omega = \dot{\varphi}$ — угловая скорость звена приведения; t — время; $Mg^{np} - Mc^{np} = M_{изб}^{np}$ — разность приведенных силовых характеристик внешних сил (избыточный момент внешних сил).

Дифференциальное уравнение (1) является нелинейным уравнением второго порядка с переменными коэффициентами перед производными и не имеет аналитического решения.

Переменный приведенный момент инерции звена приведения является источником параметрического возбуждения инерционного происхождения,

приводящего в системе с цикловым движением звеньев дважды за один оборот звена приведения увеличение и уменьшение инерционной характеристики звена приведения и, как следствие, дважды за оборот увеличение и уменьшение скорости движения звена приведения, что генерирует силовой момент инерционных сил, дополнительно к основному потоку, нагружающий звенья и связи механической системы общего вида [1–9].

Постановка задачи. Поставим и решим задачу полной ликвидации параметрического возбуждения инерционного происхождения в механической системе общего вида путем преобразования системы общего вида с переменным значением инерционной характеристики в ротативную систему с постоянным значением приведенного момента инерции.

Преобразование механической системы общего вида в ротативную возможно с помощью дополнительной, встроенной кинематической цепи с программно переменной приведенной к звену приведения инерционной характеристикой, которая в совокупности с приведенным моментом инерции основной кинематической цепи образует постоянный приведенный момент инерции модифицированной подобным образом системы.

Теория. В ротативной системе второй компонент уравнения (1) обращается в ноль, а уравнение (1) упрощается до вида:

$$J_{np} \frac{d\omega}{dt} = Mg^{np} - Mc^{np}, \quad (2)$$

из которого видно, что колебания скорости движения звена приведения целиком определяются только силовой функцией несоответствия приведенных к звену приведения внешних сил — разности приведенных движущих сил и сил полезного сопротивления. Уравнение (2) для большинства сочетаний силовых характеристик и их линеаризации имеет аналитическое решение.

Так, в случае зависимости внешних приведенных сил от скорости движения звена приведения, т.е. при

$$J_{np} \frac{d\omega}{dt} = Mg^{np}(\omega) - Mc^{np}(\omega)$$

можно, разделив переменные, получить интегральное выражение

$$\int_{t_0}^{t_1} dt = J_{np} \int_{\omega_0}^{\omega_1} \frac{d\omega}{Mg^{np}(\omega) - Mc^{np}(\omega)}$$

и, если при этом разность $Mg^{np}(\omega) - Mc^{np}(\omega)$ может быть представлена интегрируемой функцией, что всегда достижимо при линеаризации составляющих, решение дает ряд значений времени движения в функции скорости, т.е.

$$t_1 = t_0 + J_{np} \int_{\omega_0}^{\omega_1} \frac{d\omega}{Mg^{np}(\omega) - Mc^{np}(\omega)}, \quad (3)$$

и этот ряд значений легко преобразуется в функцию $\omega = \omega(t)$.

Аналогично имеет место решение при силовых характеристиках, зависящих от времени:

$$J_{np} \frac{d\omega}{dt} = Mg^{np}(t) - Mc^{np}(t) \text{ и}$$

$$t \int_{\omega_0}^{\omega_1} d\omega = \frac{1}{J_{np}} \int_{t_0}^{t_1} [Mg^{np}(t) - Mc^{np}(t)] dt \text{ или}$$

$$\omega_1 = \omega_0 + \frac{1}{J_{np}} \int_{t_0}^{t_1} [Mg^{np}(t) - Mc^{np}(t)] dt. \quad (4)$$

При постоянных значениях силовых характеристик или их зависимости от обобщенной координаты φ , выбрав шаг $\Delta\varphi$, можно использовать интегральное выражение:

$$\frac{1}{2} J_{np} (\Delta\omega)^2 = \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} [Mg(\varphi) - Mc(\varphi)] d\varphi,$$

откуда

$$\Delta\omega = \sqrt{\frac{2 \int_{\varphi_0}^{\varphi_1} [Mg(\varphi) - Mc(\varphi)] d\varphi}{J_{np}}} \text{ и}$$

$$\omega_1 = \omega_0 + \Delta\omega. \quad (5)$$

Если в машине имеет место комбинация силовых характеристик, зависящих от разнородных аргументов, то решение возможно только с использованием численных методов.

Обобщенную координату φ разбивают на малые интервалы, принимаемые за шаг интегрирования. На каждом интервале функции приведенных силовых моментов Mg^{np} и Mc^{np} принимаются постоянными, их разность может быть записана, например, как

$$Mg^{np}(\omega) - Mc^{np}(\varphi) = M(\varphi, \omega), \text{ где}$$

начальное значение $M(\varphi, \omega)$ определяется по начальным значениям $Mg^{np}(\omega_0)$ и $Mc^{np}(\varphi_0)$ с последующим пошаговым вычислением изменения скорости движения звена приведения и, как следствие, последующего определения уровня динамического нагружения звеньев и связей механической системы в приводе машины.

Техническая реализация гипотезы. Встроенную кинематическую цепь с программно-изменяемым приведенным моментом инерции целесообразно синтезировать на базе кулачкового механизма с неподвижным плоским кулачком, криволинейный профиль которого обеспечивает переменное расстояние от оси вращения звена приведения дополнительных подвижных масс, тем самым изменяя их инерционную характеристику в переносном вращательном движении.

Эта инерционная характеристика в совокупности с приведенным моментом инерции основного механизма потенциально обеспечивает постоянство приведенного момента инерции модифицированной системы.

Предлагаемое техническое решение встроенной кинематической цепи закреплено авторским свидетельством на изобретение [10], основную идею которого отображает рис. 1.

Обозначим $J(\varphi)$ — текущее переменное, зависящее от обобщенной координаты φ значение приведенного момента инерции основного механизма общего вида, $J(\varphi)_{гоб}$ — приведенный момент инерции дополнительных подвижных масс встроенной

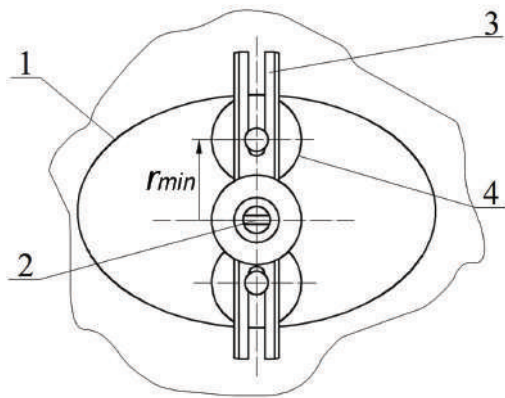


Рис. 1. Встроенная цепь с программно-изменяемым моментом инерции:
1 — кулачок из магнитного материала; 2 — общая ось вращения звена привода; 3 — кронштейн для размещения роликов встроенной кинематической цепи; 4 — ролики встроенной кинематической цепи

кинематической цепи, тогда необходимо выполнение условия

$$J(\varphi) + J(\varphi)g_{об} = J_{const}. \quad (6)$$

В каждой из двух компонент уравнения (6) удалены постоянные части, определяемые ротативными свойствами системы, которую составляют, например, ротор электродвигателя, редуктор, муфты, коленчатый вал основного механизма, кронштейн 3 роликов 4, минимальный момент инерции J_p роликов 4 встроенной цепи относительно оси 2 (рис. 1). Значение J_p можно определить как $J_p = 2 \cdot m \cdot r_{min}^2$, где m — масса одного ролика; r_{min} — минимальный размер радиального расположения центра масс ролика относительно оси 2.

Профиль кулачка 1 определит радиус $\rho(\varphi)$, полученный из расчета

$$\rho(\varphi) = r_{min} + r_p + \sqrt{\frac{J(\varphi)g_{об}}{2m}}, \quad (7)$$

где r_p — радиус поверхности ролика 4, катящегося по профилю кулачка.

Обсуждение результатов. Гипотеза о возможном преобразовании механической системы общего вида в ротативную с целью достижения постоянного значения приведенной инерционной характеристики и, как следствие, ликвидации параметрического возбуждения системы, как показывает математическое моделирование такого преобразования, вполне технически достижима, что закреплено авторским свидетельством на изобретение [1] и приведенным инженерным расчетом параметров встроенной кинематической цепи.

Встроенная кинематическая цепь включает кронштейн 3, жестко закрепленный со звеном привода, имеющим ось вращения 2, на кронштейне 3 в специальных пазах и диаметрально противоположных направлениях попарно расположены ролики 4, каждый с массой m , причем ролики имеют возможность радиального перемещения в пазах кронштейна, эти относительные перемещения происходят за счет обкатки роликов по внутренней криволинейной поверхности кулачка 1, изготовленного из магнитного материала.

Определенность расположения роликов на криволинейной поверхности кулачка возможно обеспечить и иным образом, например, с помощью упругих элементов, создающих необходимое силовое замыкание высшей пары.

Устройство работает следующим образом. При вращении звена привода вокруг оси 2 вращается кронштейн 3, увлекая за собой ролики 4, которые обкатываются по кулачку 1, профиль которого исполнен по зависимости (7), тогда изменения приведенного момента инерции механического привода системы общего вида компенсируются соответствующим изменением $J(\varphi)g_{об}$ за счет перемещения роликов 4 на периферию кронштейна 3 или к его центру так, чтобы $J(\varphi) + J(\varphi)g_{об} = J_{const}$, а производная $\frac{dJ_{const}}{d\varphi} = 0$.

Преобразование привода общего вида в ротативный устраняет параметрическое силовое возбуждение привода инерционного происхождения, тем самым снижается уровень динамического нагружения звеньев и связей привода, что приводит к повышению надежности всех элементов привода и его ресурса.

Выводы и заключение.

1. Показано, что прием преобразования механической системы общего вида в ротативную путем ввода в систему дополнительной кинематической цепи с программным управлением приведенной инерционной характеристикой является универсальным и технически реализуемым.

2. Постоянство инерционной характеристики и равенство нулю ее производной по обобщенной координате модифицированного привода означает ликвидацию параметрического силового возбуждения инерционного происхождения в силовом приводе любых машин, что снижает уровень динамического нагружения звеньев и связей привода.

3. Расчет программного изменения инерционной характеристики встроенной кинематической цепи основан на знании переменной части приведенного момента инерции основного механизма, которая определяется известным инженерным расчетом по энергетическому критерию приведения масс к звену привода.

Библиографический список

1. Коловский М. З. Динамика машин. Л.: Машиностроение, 1989. 262 с.
2. Штейнвольф Л. И. Динамические расчеты машин и механизмов. М.: Машгиз, 1961. 340 с.
3. Вульфсон И. И. Динамические расчеты цикловых механизмов. Л.: Машиностроение, 1976. 326 с.
4. Вульфсон И. И. Динамика цикловых машин. М.: Политехника, 2013. 432 с. ISBN 978-5-7325-1024-9.
5. Вульфсон И. И. Колебания машин с механизмами циклового действия. Л.: Машиностроение, 1990. 309 с.
6. Vulfson I. I. Dynamics of cyclic machines (Expanded edition of the monograph translation). Heidelberg, NY, Dordrecht, London: Springer, 2015. 410 p.
7. Динамика машин и управление машинами: справ. / Под ред. Г. В. Крейнина. М.: Машиностроение, 1988. 239 с.
8. Поновко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний. Л.: Машиностроение, 1976. 320 с.
9. Поновко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и удара: моногр. М.: Либроком, 2015. 274 с. ISBN 978-5-397-04858-3.

10. А. с. 1550295 СССР, МКУ 4 F 25 В 9/00. Холодильно-газовая машина / П. Д. Балакин, О. М. Троян (СССР) // Открытия. Изобретения. 1990. № 10.

БАЛАКИН Павел Дмитриевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Машиноведение» Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

ЗГОННИК Ирина Павловна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиноведение» ОмГТУ.

КРАСОТИНА Лариса Владимировна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Строительные конструкции» Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета.

Адрес для переписки: tmm@omgtu.ru

Статья поступила в редакцию 07.11.2017 г.

© П. Д. Балакин, И. П. Згонник, Л. В. Красотина

УДК 621.512

В. И. СУРИКОВ
В. Р. ВЕДРУЧЕНКО
В. С. ЩЕРБАКОВ
В. Е. ЩЕРБА
А. Ю. ОВСЯННИКОВ

Омский государственный
технический университет,
г. Омск

Омский государственный
университет путей сообщения,
г. Омск

Сибирский государственный
автомобильно-дорожный университет,
г. Омск

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ПОРШНЕВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ МАШИНЫ ОБЪЕМНОГО ДЕЙСТВИЯ С ГАЗОВЫМ ОБЪЕМОМ НА ВСАСЫВАНИИ ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КОЛЕБАНИЯ ДАВЛЕНИЯ В НИЖНЕЙ ПОЛОСТИ НАСОСНОЙ СЕКЦИИ

Статья посвящена проблематике повышения эффективности энергетической машины объемного действия поршневого типа. Основной целью работы является улучшение интенсивности охлаждения газа за счет увеличения амплитуды и скорости движения жидкости в рубашечном пространстве энергетической машины путем изменения давления в нижней полости насосной секции, служащей для слива охлаждающей жидкости. Для достижения поставленной цели, составлена математическая модель рабочих процессов, описывающая течение жидкости в рубашечном пространстве, а также изменение параметров газа в полостях машины.

Ключевые слова: поршневой компрессор, гибридная энергетическая машина, рабочие процессы, рабочая полость, рубашечное пространство, жидкостное охлаждение.

Введение. Увеличение потребления электрической энергии и энергоресурсов, повышают актуальность проблемы энергосбережения. Энергетическая безопасность государства обеспечивается, в том числе и энергосбережением, поэтому данную про-

блему можно считать стратегической задачей. Так, в статье 24 Федерального закона № 261-ФЗ [1] предъявляются требования по сокращению энергетических ресурсов в размере трёх процентов ежегодно на предприятиях муниципальной и бюджетной

сферы. Программа Правительства РФ «Энергоэффективность и развитие энергетики» [2] предполагает сокращение издержек на все виды энергоресурсов.

Обзор литературы. Одним из основных путей повышения эффективности работы объёмных компрессоров и насосов является объединение их в единый агрегат, получивший название «гибридная энергетическая машина» [3]. При объединении насоса и компрессора достигается улучшение энергетических, расходных характеристик и масса-габаритных показателей [4–7]. Улучшение показателей компрессорной секции достигается за счёт улучшения охлаждения компримируемого газа, сокращения утечек и уменьшения работы сил трения в цилиндропоршневой группе. Для насосной секции увеличивается кавитационный запас на всасывании и сокращается деформационная работа за счёт подвода теплоты от компрессорной секции.

Среди существующего многообразия конструктивных схем гибридных энергетических машин поршневая гибридная машина с газовым объёмом на всасывании, благодаря своей конструктивной простоте и высоким энергетическим показателям [8, 9] может рассматриваться как объект нашего исследования.

Анализируя существующие недостатки известной конструктивной схемы, можно выделить невысокий расход охлаждающей жидкости и, соответственно, невысокую среднюю скорость движения жидкости в рубашечном пространстве. Это обусловлено опусканием жидкости в рубашечном пространстве под действием сил тяжести. Для интенсификации процесса опускания жидкости допустим, что добавление газа над жидкостью в нижней полости насосной секции будет уменьшаться по некому гармоническому закону.

Теория метода. На рис. 1. представлена конструктивная схема поршневой гибридной энергетической машины с газовым объёмом на всасывании, у которой давление в нижней полости насосной секции уменьшается по гармоническому закону.

При разработке математической модели рабочих процессов компрессорной секции использовались основные фундаментальные уравнения сохранения энергии массы движения и уравнения состояния и дополнительные уравнения, изложенные в работе [10]. Система уравнений, описывающая движение жидкости в рубашечном пространстве и давление в нижней полости насосной секции, записывается в виде:

$$\begin{cases} dW_2 = \frac{P_{b2} - P_{b1}}{\rho_w(l_1 + l_2)} - g \pm g \frac{\Delta h_{mp}}{l_1 + l_2} \\ d(l_1 + l_2) = W_2 d \\ \Delta P = A_0 \cdot \cos(\varphi_0 + \omega_0 \tau) \\ P_{b2} = P_{bc} + \Delta P \end{cases}$$

Данная математическая модель представлена уравнениями: уравнением скорости движения жидкости в рубашечном пространстве, уравнением текущей высоты жидкости в рубашечном пространстве, уравнением изменения давления в нижнем ресивере, уравнением текущего давления в нижнем ресивере.

Для проведения численного анализа выберем поршневую гибридную энергетическую машину, имеющую следующие основные параметры:

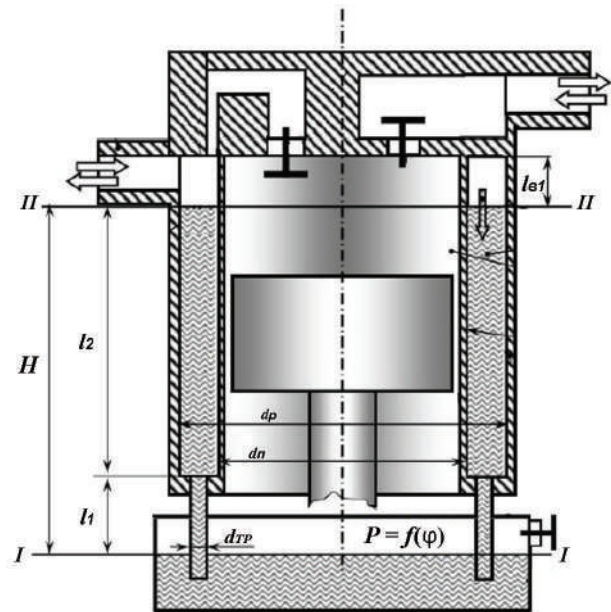


Рис. 1. Конструктивная схема поршневой гибридной энергетической машины с газовым объёмом на всасывании

- сжимаемый газ — воздух;
- охлаждающая жидкость — вода;
- диаметр поршня — 0,047 м;
- ход поршня — 0,038 м;
- относительный мертвый объём — 10,52 %;
- диаметр внешней поверхности цилиндра — 0,070 м;
- диаметр внутренней поверхности рубашечного пространства — 0,080 м;
- длина подводящего трубопровода — 0,2 м;
- полная высота рубашки-охлаждения — 0,06 м;
- начальная высота жидкости в рубашечном пространстве — 0,04 м;
- диаметр подводящего жидкостного трубопровода — 0,008 м;
- номинальное давление всасывания — 0,1 МПа;
- номинальное давление нагнетания — 0,5 МПа;
- угловая скорость вращения коленчатого вала — 950 об/мин.

При проведении расчета рабочих процессов в рабочей полости компрессорной секции величина φ_0 принималась равной π при $\tau < 0$. Величина ω_0 равна угловой скорости коленчатого вала. Модуль величины A_0 находится в пределах 0,01–0,02 МПа.

Рассмотрим влияние амплитуды колебания A_0 на рабочие процессы и интегральные характеристики ПГЭМОД с газовым объёмом на всасывании.

Амплитуда колебания давления является одним из определяющих параметров изменения давления в нижнем ресивере и определяется величиной A_0 . Примем, что значения $\varphi_0 = \pi$, а $\omega_0 = \omega$, где ω — угловая скорость вращения вала. Величину A_0 будем исследовать в диапазоне $-15000 \leq A_0 \leq 15000$. Данная величина обусловлена практическими соображениями.

На рис. 2. представлен график зависимостей скорости воды и высоты подъёма воды от угла поворота для $A_0 = 0$ и $A_0 = -10000$ Па. Анализ графика показывает, что мгновенная скорость имеет положительные значения в моменты, когда жидкость поднимается вверх по рубашечному пространству и наоборот. Поднятие жидкости вверх происходит в диапазоне от 1,31 до 4,54 радиан.

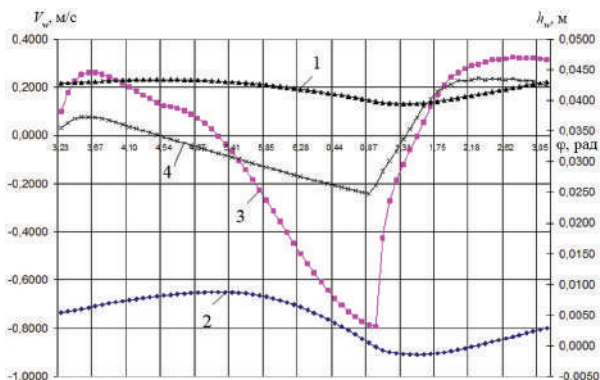


Рис. 2. Зависимость мгновенной скорости и перемещения жидкости в рубашечном пространстве от угла поворота коленчатого вала при различных амплитудах:

1, 4 — текущая высота, скорость жидкости в рубашечном пространстве при амплитуде $A_0 = 0$ Па; 2, 3 — текущая высота, скорость жидкости в рубашечном пространстве при амплитуде $A_0 = -10000$ Па

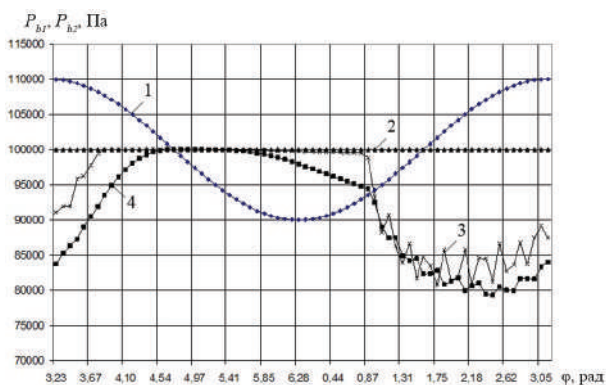


Рис. 3. Зависимость мгновенного давления в полости всасывания и нижнем ресивере от угла поворота коленчатого вала:

1, 4 — зависимость изменения мгновенного давления в полости всасывания, нижнем ресивере при амплитуде $A_0 = -10000$ Па;

2, 3 — зависимость изменения мгновенного давления в полости всасывания, нижнем ресивере при амплитуде $A_0 = 0$ Па

Чтобы увеличить скорость и высоту подъёма жидкости в рубашечном пространстве, необходимо увеличить разницу давлений в полости всасывания и нижнем ресивере. Для этого при подъёме воды давление P_{b2} должно быть либо большим, либо равным P_{b1} , что достигается на углах (1,75.....4,7), рис. 3, что почти совпадает со значениями предыдущего графика. Благодаря этому, скорость поднятия увеличивается на 0,2 м/с. И наоборот, давление при опускании жидкости должно быть выше в полости всасывания P_{b1} , чем в нижней полости P_{b2} , что увеличивает скорость опускания до 0,6 м/с.

Резюмируя, можно выделить следующие выводы: уменьшение величины амплитуды приводит к увеличению поднятия жидкости и увеличению относительного хода рис. 4.

Также в этом случае увеличивается расход охлаждающей жидкости и относительных массовых расходов жидкости.

Увеличение интенсивности движения жидкости приводит к увеличению средней скорости жидкости в рубашечном пространстве.

Но увеличение параметров, представленных выше, приводит к увеличению относительных по-

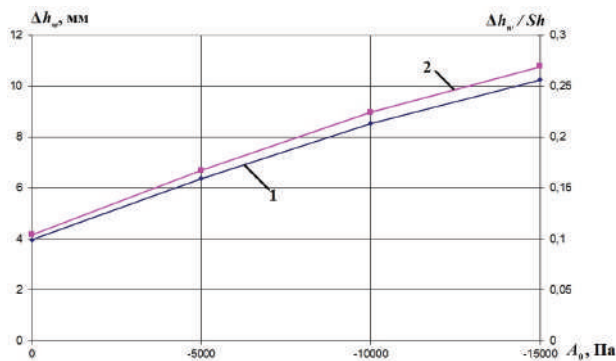


Рис. 4. Зависимость изменения высоты столба жидкости и относительной высоты столба жидкости от различных значений A_0 :

1 — кривая изменения высоты столба жидкости в рубашечном пространстве от различных значений A_0 ; 2 — кривая изменения относительной высоты столба жидкости от различных значений A_0

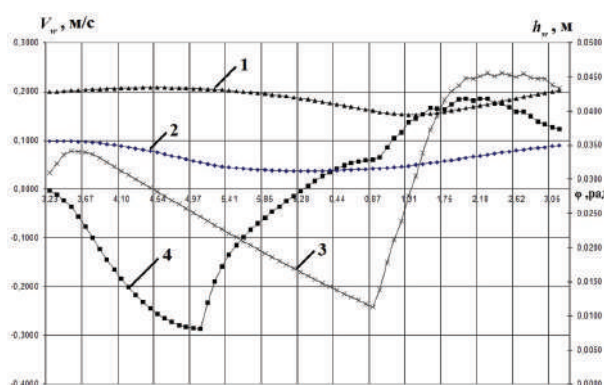


Рис. 5. Зависимость мгновенной скорости и перемещения жидкости в рубашечном пространстве от угла поворота коленчатого вала:

1, 3 — текущая высота, скорость жидкости в рубашечном пространстве при амплитуде $A_0 = 0$ Па; 2, 4 — текущая высота, скорость жидкости в рубашечном пространстве при амплитуде $A_0 = 5000$ Па

терь давления в процессе всасывания и относительных потерь давления, обусловленных поднятием жидкости в рубашечном пространстве, что приводит к увеличению потерь работы.

Анализируя, можно сделать вывод, что, с одной стороны, увеличение интенсивности охлаждения приводит к увеличению λ (коэффициента подачи) и η (индикаторного изотермического КПД), но, с другой стороны, потери на подъём жидкости приводят к уменьшению λ и η . Потери составляют 12 % и 5 % соответственно.

На втором этапе сравниваются полученные результаты для нулевой амплитуды, с расчетами, произведенными для положительной амплитуды. Анализ рис. 5. показывает, что при положительных значениях амплитуды жидкость начинает движение вниз уже на угле 3,23, значение максимально положительной скорости при этом уменьшается.

Это происходит потому, что при движении жидкости в рубашечном пространстве, как в верхнюю, так и в нижнюю сторону, в отличие от отрицательных амплитуд, колебания давления в верхней и нижней частях находятся почти в противофазе (рис. 6).

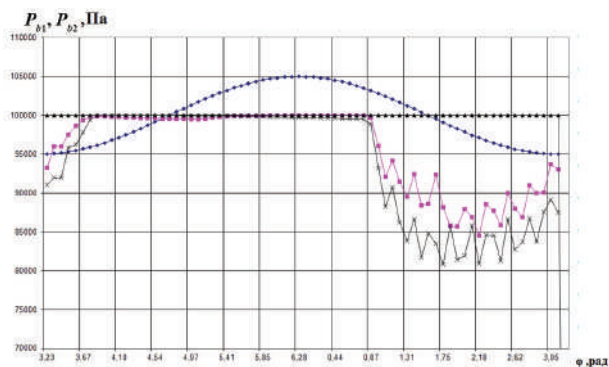


Рис. 6. Зависимость мгновенного давления в полости всасывания, нижнем ресивере от угла поворота коленчатого вала:

- 1, 4 — зависимость изменения мгновенного давления в полости всасывания, нижнем ресивере при $A_0 = 5000$ Па;
2, 3 — зависимость изменения мгновенного давления в полости всасывания, нижнем ресивере при $A_0 = 0$ Па

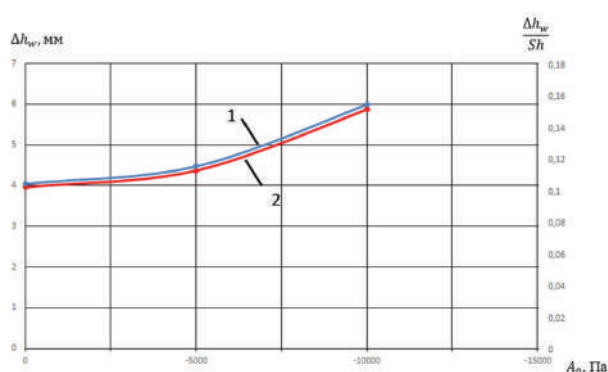


Рис. 7. Зависимость изменения высоты столба жидкости и относительной высоты столба жидкости от различных значений A_0 :

- 1 — кривая изменения высоты столба жидкости в рубашечном пространстве от различных значений A_0 ;
2 — кривая изменения относительной высоты столба жидкости от различных значений A_0

Тогда, в данном случае, основной движущей силой является только изменение давления в нижнем ресивере. Увеличение амплитуды, так же как и уменьшение в отрицательную сторону, приводит к увеличению высоты подъёма и относительной высоты подъёма. Однако достигаемые значения этих величин существенно меньше, чем при аналогичных отрицательных амплитудах (рис. 7).

При прямом сравнении графиков скоростей и высот жидкости в рубашечном пространстве для положительных и отрицательных значений амплитуд (рис. 8). Можно сделать вывод, что для отрицательной амплитуды ход намного более существенный и явный, а значение максимальных и минимальных скоростей намного выше, нежели для положительной.

Различия мгновенных давлений в полости всасывания для положительной и отрицательной амплитуд показывают, что при амплитуде, равной 5000 Па, уменьшаются потери давления и относительные потери давления, в отличие от отрицательных значений (рис. 9).

Несмотря на уменьшение потерь, меньший расход жидкости ухудшает охлаждение, что приводит к не слишком сильному увеличению λ и η .

Вывод. Наблюдается увеличение хода столба охлаждающей жидкости в рубашечном пространстве

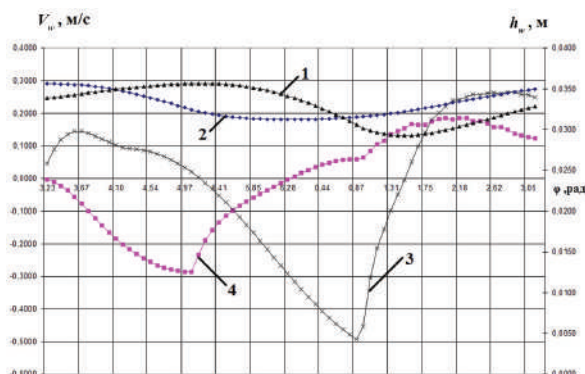


Рис. 8. Зависимость мгновенной скорости и перемещения жидкости в рубашечном пространстве от угла поворота коленчатого вала:

- 1, 3 — текущая высота, скорость жидкости в рубашечном пространстве при $A_0 = -5000$ Па;
2, 4 — текущая высота, скорость жидкости в рубашечном пространстве при $A_0 = 5000$ Па

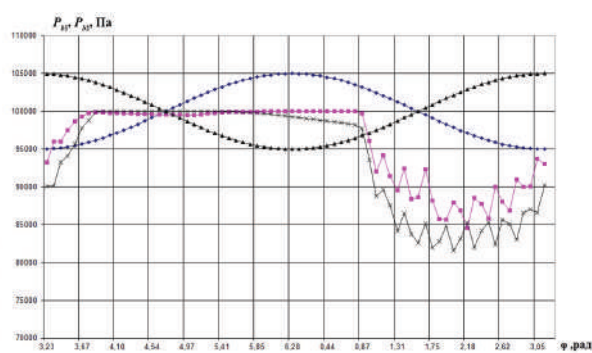


Рис. 9. Зависимость мгновенного давления в полости всасывания, нижнем ресивере от угла поворота коленчатого вала:

- 1, 3 — зависимость изменения мгновенного давления в полости всасывания, нижнем ресивере при $A_0 = 5000$ Па;
2, 4 — зависимость изменения мгновенного давления в полости всасывания, нижнем ресивере при $A_0 = -5000$ Па

ПГЭМОД с увеличением модуля A_0 , при этом отрицательные его значения оказывают более существенное влияние на охлаждение ПГЭМОД, чем положительные.

Библиографический список

1. Российская Федерация. Законы. Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации: Федер. закон от 23 ноября 2009 г., № 261-ФЗ. Доступ из справ.-правовой системы «Консультант Плюс».
2. Энергоэффективность и развитие энергетики: Государственная программа Правительства РФ от 15 апреля 2014 г., № 321. Доступ из справ.-правовой системы «Консультант Плюс».
3. Щерба В. Е., Болштянский А. П., Кайгородов С. Ю. [и др.]. Анализ основных преимуществ объединения компрессоров и насосов объемного действия в единый агрегат // Вестник машиностроения. 2015. № 12. С. 15–19.
4. Лобов И. Э., Щерба В. Е., Григорьев А. В. Анализ рабочих процессов, протекающих в поршневой гибридной энергетической машине, использующей колебания давления газа в линии нагнетания // Омский научный вестник. 2016. № 2 (146). С. 40–44.
5. Лобов И. Э., Щерба В. Е., Павлюченко Е. А. [и др.]. Анализ влияния отношений давлений нагнетания и всасывания на рабочие процессы поршневой гибридной энергетической

машины объемного действия // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства: материалы 6-й Междунар. науч.-техн. конф., 25–30 апреля 2016 г. / ОмГТУ. Омск, 2016. С. 80.

6. Кондюрин А. Ю., Щерба В. Е., Шалай В. В. [и др.]. Расчет течения жидкости в щелевом уплотнении насос-компрессора, выполненном в виде гидродиода // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2016. № 4. С. 30–34.

7. Щерба В. Е., Болштянский А. П., Нестеренко Г. А. [и др.]. О соотношении массовых потоков жидкости и давления нагнетания между насосной и компрессорной полостями в поршневой гибридной энергетической машине // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2016. № 4. С. 35–38.

8. Щерба В. Е., Носов Е. Ю., Павлюченко Е. А. [и др.]. Анализ динамики движения жидкости в поршневой гибридной энергетической машине с газовым объемом на всасывании // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2016. № 4. С. 15–18.

9. Кузеева Д. А. Разработка и экспериментальное исследование поршневой гибридной энергетической машины с газовым объемом на всасывании // Омский научный вестник. 2015. № 3 (143). С. 154–158.

10. Щерба В. Е., Кузеева Д. А., Носов Е. Ю. Математическое моделирование рабочих процессов поршневого насос-компрессора с газовым объемом на всасывании // Вестник машиностроения. 2016. № 4. С. 3–8.

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

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.

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

ОВСЯННИКОВ Андрей Юрьевич, магистр по направлению подготовки «Энергетическое машиностроение» ОмГТУ.

Адрес для переписки: ovsyannikov.mail@gmail.com

Статья поступила в редакцию 11.08.2017 г.

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

УДК 621.771.073

Е. Б. БОЧЕКТУЕВА
В. Е. РОГОВ

Восточно-Сибирский государственный
университет технологий и управления,
г. Улан-Удэ

Байкальский институт
природопользования СО РАН,
г. Улан-Удэ

АНАЛИЗ ТРЕЩИНОСТОЙКОСТИ ПРОКАТНЫХ ВАЛКОВ СТАНА КВАРТО

Основными элементами любого прокатного стана являются валки, выполняющие прокатку листов, изготовление которых достаточно трудоемкий процесс. Основная часть прокатных валков холоднолистовой прокатки закупается за рубежом. Актуальной становится задача изготовления российских прокатных валков и оценка их трещиностойкости, позволяющая выполнить верный вывод о сроках замены валков. В статье представлены результаты расчета на долговечность прокатных валков стана кварто в процессе эксплуатации с учетом остаточных термонапряжений. Расчет представлен для круговых внутренних дефектов, расположенных перпендикулярно оси валка, представляющих наибольшую опасность. В итоге получено, что максимальную опасность представляют трещины, расположенные в краевой зоне шеек.

Ключевые слова: прокатные валки, трещиностойкость, коэффициент интенсивности напряжений, долговечность.

Производительность прокатного стана кварто [1] в значительной степени определяется долговечностью рабочих и опорных валков. Валки в процессе своей работы берут на себя внушительное усилие, которое возникает непосредственно в процессе работы всей прокатной линии, поэтому это наиболее изнашивающаяся часть любого прокатного стана. Достигнуть значительного увеличения

долговечности валков можно только посредством использования стали новых марок и прогрессивных видов термической обработки. Экспериментальные методы исследования ресурса прокатных валков малоэффективны, так как чрезвычайно дорогостоящие [2–4]. В изготовленных прокатных валках имеется множество внутренних и внешних трещин [5–6]. Из обзора научной литературы и статиче-

Параметры циклов нагружения закаленного рабочего вала

Параметры	$\sigma_{z \max}$, МПа	$\sigma_{z \min}$, МПа	R	МПа·м ^{1/2}	l_{\min} , мм	l_c , мм
Центральная зона рабочего вала	400	350	0,875	171	1,11	12,3
Зона краевого эффекта рабочего вала	290	220	0,759	123	2,10	23,3
Центральная зона опорного вала	300	260	0,867	168	1,96	21,8
Зона краевого эффекта опорного вала	270	220	0,815	137	2,42	26,9

ского анализа разрушенных прокатных валков при эксплуатации следует, что в большая часть выхода из рабочего состояния валков происходит из-за роста поперечных трещин [7–11]. В настоящей работе рассматриваются внутренние круглые трещины, расположенные перпендикулярно оси вала. Из теории механики разрушения и хрупкой прочности материалов они представляют максимальную опасность. Из расчетов видно, что на боковой поверхности вала амплитуда рабочих напряжений максимальна, однако в этой области расположены высокие остаточные сжимающие напряжения, и максимальные суммарные осевые растягивающие напряжения находятся в осевой зоне валков, при этом амплитуда этих напряжений близка к нулю [12].

Не представляют опасности циклы нагружения, т.к. суммарные напряжения отрицательные [13]. Наиболее опасными областями остаются смещенные от оси вала центральные области в сторону изменяющихся суммарных напряжений, имеющих ненулевую амплитуду, и в зоне вблизи шеек.

Значения максимальных и минимальных напряжений цикла, а также коэффициент асимметрии для наиболее опасных областей рабочего и опорного валков сведены в табл. 1.

Расчет живучести валков проведен с помощью уравнения, описывающего кинетическую диаграмму усталостного разрушения

$$\frac{dl}{dN} = C \left(\frac{K_{I \max}}{D} \right)^m, \quad (1)$$

где l — радиус дисковой трещины; N — число циклов; $C = 10^{-7}$, $m = 2,85$ — эмпирические коэффициенты, зависящие от материала; $K_{I \max}$ — максимальное значение коэффициента интенсивности напряжений (КИН) за цикл, определяемое исходя из суммарных напряжений от прокатки и остаточных напряжений от термообработки.

Коэффициент D , кроме материала, зависит от коэффициента асимметрии R . Используемые значения эмпирических коэффициентов C , m и R получены в работе [14] при испытании образцов, вырезанных из прокатных валков, изготовленных из стали 90ХФ [14].

По данной формуле определили максимальный КИН для трещины при малых размерах в сравнении с размерами вала

$$K_{I \max} = 2\sigma_{\max} \sqrt{l/\pi}, \quad (2)$$

Можно записать из критерия Ирвина

$$K_{I \max} \leq K_{Ic}, \quad (3)$$

где K_{Ic} — вязкость разрушения стали 90ХФ 50 МПа·м^{1/2} [13].

Критический радиус дефекта

$$l_c = \pi \cdot K_{Ic}^2 / 4\sigma_{\max}^2. \quad (4)$$

В табл. 1 приведены значения критических радиусов (l_c) для трещин опорных и рабочих валков соответственно. Из анализа табл. 1 видно, что критические размеры трещин меньше размеров валков.

По формуле 5 произведен расчет количества циклов, при которых дефект достигнет критического значения

$$N = \left(\frac{D\sqrt{\pi}}{2\sigma_{\max}} \right)^m \frac{1}{C} \int_{l_0}^{l_c} \frac{dl}{l^{m/2}} = \left(\frac{D\sqrt{\pi}}{2\sigma_{\max}} \right)^m \frac{(l_c^{1-m/2} - l_0^{1-m/2})}{C(1-m/2)}, \quad (5)$$

где l_0 — минимальный радиус нерастущей трещины или начальный радиус трещины, выявленный ультразвуковым контролем. Для стали 90ХФ $K_{Ith} = 15$ МПа·м^{1/2}. Определили минимально допустимый радиус трещины l_{\min} , при котором ее страгивание при заданном режиме циклического нагружения не происходит, подстановкой в формулу (4) порогового значения КИН K_{Ith} вместо K_{Ic} . Результаты расчета l_{\min} в рабочем валке представлены в табл. 1.

На рис. 1 и 2 представлены результаты расчета долговечности рабочего и опорного валков соответственно. Из анализа результатов получено, что наибольшую угрозу представляют дефекты, расположенные в области шейки. К повышению скорости роста трещины приводит снижение коэффициента асимметрии и увеличенный размах КИН в зоне краевого эффекта.

Следовательно, оправданно определение остаточных напряжений от закалки ТПЧ в двумерной

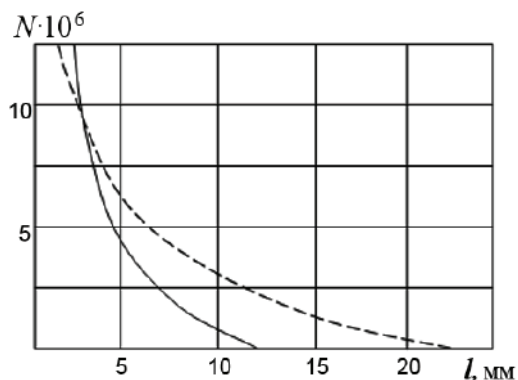


Рис. 1. Взаимосвязь количества циклов нагружения от радиуса дисковой трещины в центральной зоне рабочего вала из стали 90ХФ (сплошная линия) и в зоне краевого эффекта (штриховая линия)

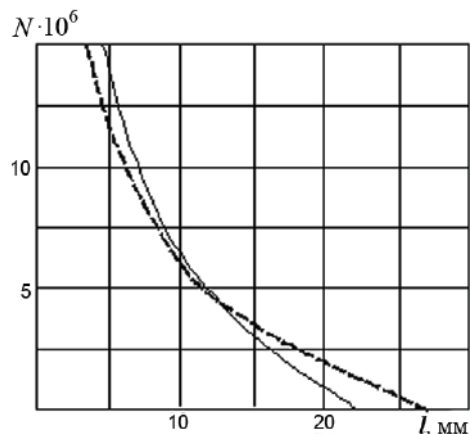


Рис. 2. Взаимосвязь количества циклов нагружения от радиуса дисковой трещины в центральной зоне опорного вала из стали 90Х (сплошная линия) и в зоне краевого эффекта (штриховая линия)

постановке в валах [4]. Остаточные напряжения много больше эксплуатационных напряжений, поэтому оценивать долговечность валков без учета влияния остаточных термонапряжений недопустимо.

Отметим, что представленный подход, предлагаемый в данной работе, может использоваться для оценки трещиностойкости, долговечности [13, 14] и других циклически нагруженных деталей, подвергшихся термообработке, например, вагонных колес, роторов турбин и др.

Библиографический список

1. Покровский А. М. Термопрочность цельнокованых и бандажированных прокатных валков: моногр. М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2017. 272 с.
2. Бохоева Л. А., Рогов В. Е., Курохтин В. Ю. [и др.]. Определение ресурсных характеристик изделий авиационной техники на основе стендовых испытаний с использованием компьютерных технологий на примере лопасти винта вертолета // Системы. Методы. Технологии. 2015. № 4 (28). С. 36–42.
3. Бохоева Л. А. Исследование устойчивости пластин с дефектами в нелинейной постановке // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2008. № 2. С. 22–27.
4. Морозов Н. П., Николаев В. А., Полухин В. П. [и др.]. Производство и эксплуатация крупных опорных валков. М.: Металлургия, 1977. 77 с.
5. Панасюк В. В. Механика квазихрупкого разрушения материалов: моногр. Киев: Наукова думка, 1991. 416 с.
6. Покровский А. М., Лешковцев В. Г., Полушин А. А., Бочектуева Е. Б. Моделирование структурного состояния и напряжений в прокатных валках при индукционной закалке // Металловедение и термическая обработка металлов. 2010. № 9. С. 40–43.
7. Покровский А. М., Рыжиков А. В. Математическое моделирование температурного и фазово-структурного состояний при наплавке биметаллического прокатного вала // Машиностроение и инженерное образование. 2016. Т. 1, № 1 (46). С. 60–69.
8. Бочектуева Е. Б. Численное определение напряженно-деформированного состояния в валках и усилий противоз-

гиба в четырехвалковой клети прокатного стана // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2010. № 1 (78). С. 45–53.

9. Покровский А. М., Бочектуева Е. Б. Расчет усилий противозгиба прокатного стана кварто с учетом остаточных термонапряжений в валках // Производство проката. 2009. № 2. С. 14–18.

10. Покровский А. М., Дубовицкий Е. И. Оценка трещиностойкости магистрального нефтепровода с учетом остаточных сварочных напряжений // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2017. № 7 (688). С. 10–19.

11. Покровский А. М., Чермошнцева А. С. Экспериментальное исследование влияния нанодобавок на свойства композиционных материалов с межслойными дефектами // Вестник Московского авиационного института. 2017. Т. 24, № 3. С. 212–221.

12. Бочектуева Е. Б. Оценка живучести прокатных валков // Механика XXI века. 2016. № 15. С. 252–255.

13. Бохоева Л. А., Рогов В. Е., Чермошнцева А. С. Устойчивость круглых дефектов типа отслоений в элементах конструкции с учетом поперечного сдвига // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2014. № 4 (44). С. 19–22.

14. Бохоева Л. А., Пнев А. Г., Филиппова К. А. Разработка алгоритма автоматической обработки результатов эксперимента образцов из композиционных материалов с дефектами // Вестник Казанского государственного технического университета им. А. Н. Туполева. 2010. № 4. С. 10–16.

БОЧЕКТУЕВА Елена Баторовна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Сопротивление материалов» Восточно-Сибирского государственного университета технологий и управления.

РОГОВ Виталий Евдокимович, доктор технических наук, старший научный сотрудник Байкальского института природопользования СО РАН.
Адрес для переписки: rogov54v@mail.ru

Статья поступила в редакцию 18.10.2017 г.

© Е. Б. Бочектуева, В. Е. Рогов

ИЗМЕНЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ СТАЛИ 35 ПРИ УДАРНО-АКУСТИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКЕ С ВНЕДРЕНИЕМ ТВЕРДОЙ СМАЗКИ

Приведены результаты экспериментальных исследований влияния режимов ударно-акустической обработки на износостойкость образцов из материала сталь 35. Определены рациональные режимы обработки, при которых достигается минимальный износ образцов. На основе результатов экспериментальных исследований рассчитаны значения коэффициентов перекрытия и обработанности для материала сталь 35. Представлена компьютерная программа по расчету рациональных режимов ударно-акустической обработки.

Ключевые слова: износостойкость, качество поверхности, ударно-акустическая обработка, твердая смазка, режимы обработки, коэффициенты перекрытия, коэффициенты обработанности.

При работе пар трения актуальной задачей является повышение износостойкости рабочих поверхностей сопряженных деталей, т. к. износ таких поверхностей является основной причиной выхода из строя машин. Поэтому для улучшения антифрикционных свойств и повышения срока службы деталей пар трения в технологии их изготовления предусматриваются методы термической и химико-термической обработки. Также для улучшения качества поверхностного слоя широко используются методы поверхностно-пластического деформирования (ППД).

В соответствии с ГОСТ 18296-72 методы ППД подразделяют на статические (упрочняющее раскатывание и обкатывание; выглаживание; вибронакатывание; поверхностное дорнование) и ударные (дробеструйная обработка; ультразвуковая обработка; центробежная обработка; вибрационная ударная обработка) [1–2].

Одним из ударных методов ППД является технология ударно-акустической обработки (УАО), разработанная и внедренная в производство д.т.н., профессором А. В. Телевным.

В основе данной технологии лежит реализация идеи удара ультразвукового инструмента через промежуточную среду, которой является наносимая при обработке твердая смазка на основе дисульфида молибдена MoS_2 . Технология является малооперационной, т.е. за одну операцию решается большое количество технологических задач, таких как повышение твердости поверхностного слоя, улучшение шероховатости, получение регулярного микрорельефа с большими радиусами выступов и впадин, модификация поверхностного слоя путем внедрения твердого смазочного покрытия, улучшение совместимости материалов трущихся деталей [3–4].

Однако в работах А. В. Телевного не было четких рекомендаций по назначению рациональных параметров обработки для каждого конкретного материала. Отсутствовали формулы для назначения основных технологических режимов обработки, таких как подача инструмента и частота вращения детали.

В исследованиях [5] приведены формулы для назначения продольной подачи ультразвукового инструмента и частоты вращения заготовки:

$$S = \frac{2\sqrt{2R_1 \cdot h}}{\lambda_s} \text{ мм/об}, \quad (1)$$

$$n = \frac{60f \cdot \sqrt{D \cdot h}}{\pi \cdot R_2 \cdot \lambda_n} \text{ об/мин}, \quad (2)$$

где R_1 — радиус индентора ультразвукового инструмента, мм; R_2 — радиус обрабатываемой поверхности детали, мм; f — частота магнитострикционного преобразователя, Гц; D — диаметр обрабатываемой поверхности детали, мм; h — глубина внедрения индентора, мм; λ_s — коэффициент обработанности в направлении продольной подачи; λ_n — коэффициент обработанности в направлении главного движения.

В представленных формулах особый интерес представляют коэффициенты обработанности λ_s и λ_n , которые определяют количество приходящихся ударов на единицу поверхности обрабатываемой заготовки в направлении подачи инструмента и в направлении главного движения.

Определив рациональные значения данных коэффициентов для каждого материала, можно будет назначать основные режимы обработки по формулам (1) и (2).

Поэтому основной целью экспериментальных исследований являлось определение рациональных технологических режимов ударно-акустической обработки, при которых обеспечивается наилучшая износостойкость образца из материала сталь 35. На основе полученных данных необходимо определить значения коэффициентов перекрытия и обрабатанности, а также общий коэффициент обработанности для данного материала.

При планировании экспериментальных исследований влияния режимов ударно-акустической обработки (УАО) была использована методика [6]. Согласно данной методике, необходимо описать исследуемый процесс весового износа с помощью полинома второго порядка, имеющего следующий вид:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_{12}x_1x_2 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2. \quad (3)$$

Для планирования эксперимента по влиянию режимов УАО на величину износа был использован центральный композиционный ортогональный план (ЦКОП) второго порядка. После ознакомления с результатами исследований [7] были выбраны условия эксперимента и на их основе была составлена матрица планирования эксперимента (табл. 1).

Реализация плана эксперимента осуществлялась рандомизацией опытов по времени, причем каждый опыт проводится 2 раза в случайной последовательности. Всего было обработано 18 образцов.

Экспериментальные исследования проводились на образцах — роликах из стали 35, имеющих шероховатость обрабатываемой поверхности порядка Ra 0,32 и микротвердость HV 244 ... 295. Обработка проводилась на станке ФТ-11 с использованием генератора УЗГ 3-4 и магнитострикционного преобразователя с частотой 18 ... 22 кГц, амплитуда колебаний ультразвукового инструмента составляла 40 мкм. Технологическая суспензия (твердая смазка) состояла из семи частей керосина и одной части дисульфида молибдена (MoS_2). Обработка проводилась на режимах, указанных в табл. 1.

После проведения обработки были проведены испытания образцов на износ с помощью машины

трения ИИ 5018 при следующих условиях: частота вращения образца $n_{вр} = 200$ об/мин; контртело ШХ 15; сила прижима $P_{нагр} = 40$ Н. С помощью аналитических весов DL-200 производился замер веса образца через каждые три минуты испытания на машине трения. Затем, согласно рекомендациям [8], был определен искомый параметр оптимизации — средний весовой износ (табл. 1). С помощью методики [6] были определены коэффициенты уравнения (1), проведен расчет значимости данных коэффициентов, была проверена адекватность модели по F-критерию. После расчета значимости коэффициентов уравнение регрессии имеет окончательный вид:

$$y = 4,28 + 2,68 \cdot x_1 + 2,38 \cdot x_2 + 16,49 \cdot x_1^2 + 16,95 \cdot x_2^2. \quad (4)$$

Затем были определены значения x_1 и x_2 , при которых значения функции y , соответствующие значениям весового износа, были минимальными. Вычисления производились с помощью электронных таблиц EXCEL. Для этого была составлена таблица значений данной функции в зависимости от x_1 и x_2 , при этом x_1 и x_2 изменялись согласно матрице планирования (табл. 1) от -1 до $+1$ с шагом 0,1. Проведя анализ полученных результатов, было определено, что наименьшее значение функции $y = 4,11$ получится при $x_1 = -0,1$ и $x_2 = -0,1$. Также был определен диапазон приемлемых значений функции. Этот диапазон получился при значениях x_1 , изменяющихся от $-0,4$ до $0,2$ и значениях x_2 , изменяющихся от $-0,4$ до $0,3$. Далее был произведен переход от кодированных значений x_1 и x_2 к натуральным n и S . Для этого использовались выражения:

$$n = 50 + 30 \cdot x_1, \quad (5)$$

$$S = 0,14 + 0,03 \cdot x_2. \quad (6)$$

На основании данных, полученных в результате расчетов по формулам (5) и (6), было определено, что наименьшее значение весового износа получится при обработке детали с режимами $n = 50$ об/мин, $S = 0,14$ мм/об. Приемлемыми значениями n явля-

Таблица 1

Матрица планирования эксперимента

№ опыта	№ образца	В кодовом масштабе						В натуральном масштабе		Параметр оптимизации
		x_0	x_1	x_2	x_1x_2	$x_1' = x_1^2 - 0,73$	$x_2' = x_2^2 - 0,73$	n , об/мин	S , мм/об	
1	6	+1	-1	-1	+1	0,27	0,27	20	0,11	14
2	7	+1	+1	-1	-1	0,27	0,27	80	0,11	22
3	5	+1	-1	+1	-1	0,27	0,27	20	0,17	14
4	1	+1	+1	+1	+1	0,27	0,27	80	0,17	26,1
5	2	+1	-1	0	0	0,27	-0,73	20	0,14	22
6	9	+1	+1	0	0	0,27	-0,73	80	0,14	18
7	14	+1	0	-1	0	-0,73	0,27	50	0,11	13,9
8	3	+1	0	+1	0	-0,73	0,27	50	0,17	24,1
9	8	+1	0	0	0	-0,73	-0,73	50	0,14	8

ются 40 об/мин, 50 об/мин, 63 об/мин; приемлемыми значениями S являются 0,13 мм/об; 0,14 мм/об; 0,15 мм/об.

Далее были определены значения коэффициентов перекрытия и коэффициентов обработанности, получающиеся при данных параметрах. Согласно [9], коэффициенты перекрытия в направлении подачи определяются по формуле:

$$K_{n,геѳсм}^S = 1 - \frac{S_{станка}}{2\sqrt{2} \cdot R_1 \cdot h}. \quad (7)$$

Коэффициенты перекрытия в направлении главного движения определим по формуле:

$$K_{n,геѳсм}^n = 1 - \frac{n_{станка} \cdot \pi \cdot R_2}{60\sqrt{D} \cdot h}. \quad (8)$$

Далее, используя формулы (7) и (8), мы определим значения соответствующих коэффициентов обработанности [5]:

$$\lambda_S = \frac{1}{1 - K_n^S}, \quad (9)$$

$$\lambda_n = \frac{1}{1 - K_n^n}. \quad (10)$$

Согласно [5], общий коэффициент обработанности определяется по формуле:

$$\lambda_{ns} = \frac{1}{(1 - K_n^n) \cdot (1 - K_n^S)}. \quad (11)$$

Таблица 2

Определение значений коэффициентов обработанности

S , мм/об	K_n^S	λ_S	n , об/мин	K_n^n	λ_n	λ_{ns}	Весовой износ, мг/м ³
0,13	0,84	6,41	40	0,998	454,55	2914	5,16
0,14	0,83	5,95	50	0,997	370,37	2204	4,11
0,15	0,82	5,56	63	0,996	294,12	1634	6,63
0,13	0,84	6,41	50	0,997	370,37	2347	4,38
0,13	0,84	6,41	63	0,996	294,12	1885	5,68
0,14	0,83	5,95	40	0,998	454,55	2705	4,34
0,14	0,83	5,95	63	0,996	294,12	1751	5,41
0,15	0,82	5,57	40	0,998	454,55	2530	5,56
0,15	0,82	5,57	50	0,997	370,37	2061	5,43

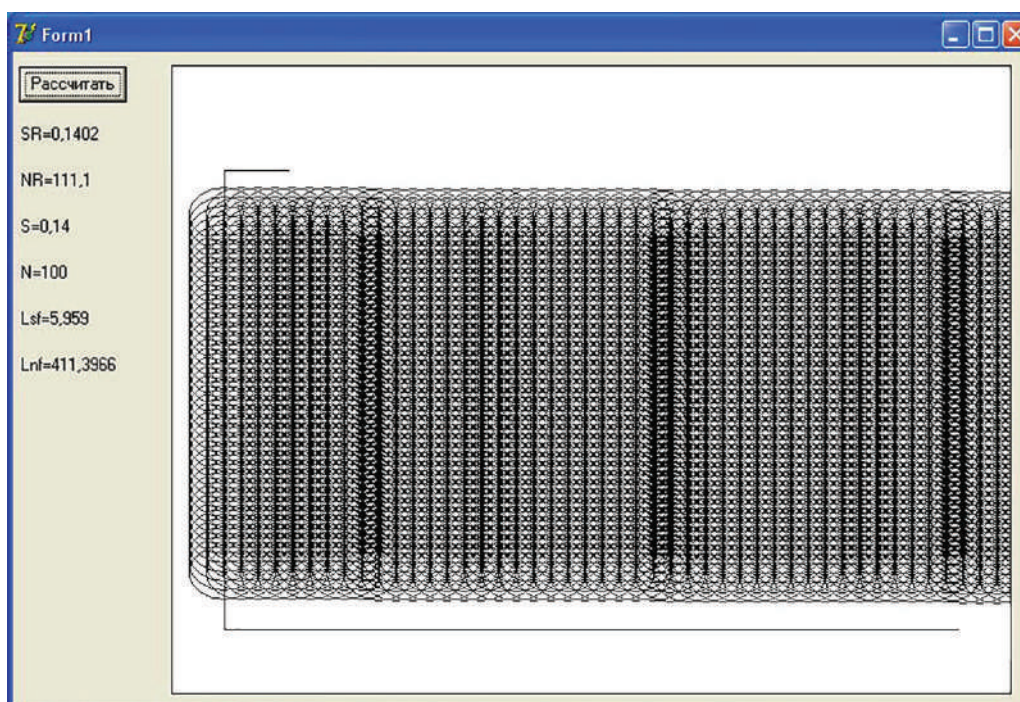


Рис. 1. Графическое представление вида обработанной поверхности в соответствии с заданными условиями

Определим согласно приведенным выше формулам значения λ_s и для значений подач, значения K_n^n и для чисел оборотов, а также общий коэффициент обработанности (табл. 2).

Анализируя табл. 2, можно сказать, что наименьшее значение износа $i_g = 4,11 \text{ мг/м}^3$ соответствует значению $\lambda_{ns} = 2204$. Такое значение общего коэффициента обработанности получается при $n = 50 \text{ об/мин}$ и $S = 0,14 \text{ мм/об}$.

Используя полученные значения коэффициентов обработанности становится возможным назначение рациональных режимов ударно-акустической обработки для наружной цилиндрической поверхности любого диаметра из материала сталь 35.

Для упрощения расчета по формулам (1) и (2) в работе [10] представлена компьютерная программа, благодаря которой по введенным исходным данным, таким как радиус обрабатываемой поверхности заготовки, радиус индентора ультразвукового инструмента, значения коэффициентов обработанности λ_s и λ_n , глубина внедрения индентора h становится возможным расчет таких режимов обработки, как частота вращения заготовки и продольная подача инструмента для любого материала заготовки.

По результатам расчетов программа выдает графическое окно (рис. 1), где указаны рассчитанные параметры, а также представлен внешний вид поверхности после обработки.

Для наглядности в графическом окне отображен каждый сотый отпечаток удара ультразвукового инструмента.

Таким образом, на основании проделанной работы можно сделать следующие выводы:

1. Рациональными значениями величины подачи и числа оборотов, при которых износ образцов из стали 35 является минимальным, составляют соответственно $0,14 \text{ мм/об}$ и 50 об/мин .

2. Рациональные значения коэффициентов обработанности в направлении подачи, в направлении главного движения и общий коэффициент обработанности, при которых износ образцов минимальный ($4,11 \text{ мг/м}$), составляют соответственно $5,952$; $370,37$ и $2204,44$.

Библиографический список

1. Шнейдер Ю. Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1982. 248 с.
2. Петросов В. В. Гидродробеструйное упрочнение деталей и инструмента. М.: Машиностроение, 1977. 165 с.
3. Моргунов А. П., Федоров А. А. Исследование на износостойкость стали 45ХНМА, полученной нанометаллургическим процессом // Современные технологии в машиностроении: сб. ст. XI Междунар. науч.-практ. конф. Пенза, 2007. С. 19–21.
4. Телевной А. В., Федоров А. А. Нанометаллургический процесс на основе объемной микропластичности // Омский научный вестник. 2006. № 3 (36). С. 104–107.
5. Скобелев С. Б., Ковалевский В. Ф. Технологические методы повышения износостойкости деталей пар трения: моногр. Омск : Изд-во ОмГТУ, 2014. 116 с.
6. Моргунов А. П., Ревина И. В. Планирование и обработка результатов эксперимента. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2005. 304 с.
7. Телевной А. В. Повышение ресурса и совершенствование машин криогенной техники с помощью технологии на основе объемной микропластичности и статико-гидродинамического электролиза: дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.03. Омск, 2000. 341 с.
8. Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.
9. Мясин В. Б., Скобелев С. Б. Определение режимов процесса ударно-акустической обработки // Омский научный вестник. 2006. № 10 (48). С. 45–48.
10. Скобелев С. Б. Повышение износостойкости деталей пар трения путем выбора рациональных технологических параметров ультразвуковой упрочняющей обработки: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.08. Омск, 2010. 164 с.

СКОБЕЛЕВ Станислав Борисович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Технология машиностроения».

КОВАЛЕВСКИЙ Валерий Федорович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Технология машиностроения».

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

Статья поступила в редакцию 25.10.2017 г.

© С. Б. Скобелев, В. Ф. Ковалевский

ВЛИЯНИЕ ПОДАТЛИВОСТИ СМЕСИ НА ДЕФЕКТ ОТЛИВОК В ВИДЕ ТРЕЩИН

Рассмотрены аспекты возникновения горячих трещин в стальных отливках в зависимости от состава и конфигурации формы и стержней, а также степени их податливости. Теоретически и практически обосновано, что в отливках из высокомарганцовистой стали от податливости стержней и формы напрямую зависит качество получаемого изделия.

Данные выводы и приемы можно использовать для борьбы с браком и на деталях с иной конфигурацией в литейном производстве.

Для Омского региона научная разработка полезна тем, что при улучшении качества изготавливаемой продукции растет число заказов из сторонних регионов, тем самым увеличивая доход предприятия и Омской области.

Ключевые слова: податливость, усадка, стержень, трещина, брак, стальная отливка.

Податливость — способность уплотненной нагретой смеси деформироваться под определенным давлением. Она определяет в одних условиях вероятность образования горячих трещин в отливке, в других — размерную точность отливки по внутреннему и наружному контуру [1].

Податливость является определяющим фактором нарушения геометрии сырой формы, т.к. сжатие формы начинается сразу же в период заливки металла.

Для прочных форм и стержней — сухих и холоднотвердеющих — податливость связана с торможением усадки и, следовательно, образованием горячих трещин в отливке или возникновением напряжений. Чтобы повысить податливость в формовочную смесь добавляют древесные опилки, а в стержневую смесь — выгорающие добавки и древесные опилки [2].

Отсутствие в литейных цехах систематического контроля технологических свойств смесей, не охваченных стандартными методами, частично объясняет тот факт, что более 50 % всего брака отливок прямо или косвенно связано с формовочными материалами.

В качестве примера рассмотрим деталь «Хомут тяговый» (чертеж № 106.00.001-2), изготавливаемый на предприятии АО «Омсктрансмаш».

В данной детали наблюдался повышенный брак по образованию трещин в местах перехода тяговой полосы в головную часть (рис. 1). По результатам исследования в лаборатории выявлено, что трещины возникли при кристаллизации, т.е. являются горячими.

Горячие трещины — это разрывы тела отливки характеризуются наличием на них окисленных по-

верхностей вследствие высокой температуры отливки в момент образования трещин. Причинами образования горячих трещин являются: плохая податливость стержней и отдельных частей формы, слишком ранняя выбивка отливки из формы, неравномерность остывания отливки и др. [3].

Факторы, снижающие трещиностойкость сплавов, подробно рассмотрены в работах [4, 5]. Отрицательное воздействие этих факторов можно снизить, изменяя температуру и скорость заливки жидкой стали в полость литейной формы. Температурный критический интервал образования горячих трещин составляет 1450–1250 °С. Относительно особенностей изменения температуры по высоте ковша существуют противоречивые сведения [6].

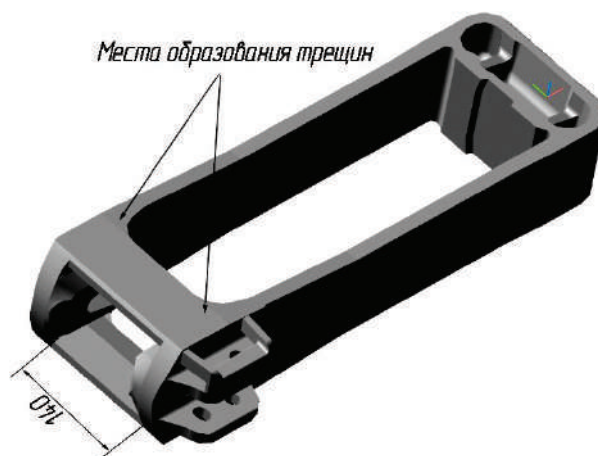


Рис. 1. Эскиз детали с местами образования трещин

Сравнительный анализ размеров

№ п/п	Размер в модельной оснастке	Размер в полученной детали
1	140 мм + 2 % (усадка) = 143 мм	142,5 мм
2		143 мм
3		142,8 мм
4		143,3 мм
5		143 мм

Таблица 2

Примерные значения усадки сплавов [4]

Группа сплава	Усадка, %	
	Свободная	Линейная
Сталь		
Низкоуглеродистая и низколегированная	2,0–2,4	1,8–2,0
Хромоникелевая	2,5–2,8	2,2–2,4
Высокомарганцовистая	2,8–3,0	2,2–2,5

На деталях в количестве 5 шт. был проведён сравнительный анализ размеров в местах возникновения трещин.

Сравнивались размеры в модельной оснастке и размеры в полученных деталях (табл. 1).

На основании замеров видно, что форма препятствовала объёмной усадке детали, что могло привести к образованию горячих трещин.

С целью устранения данного дефекта литья были проведены следующие работы:

1. Изменение подвода металла.
2. Использование экзотермических прибылей.
3. Использование холодильников.
4. Опустошение в форме.
5. Внесение изменений в состав стержневой смеси.

Получены следующие результаты:

1. Для достижения более равномерного остывания отливки с целью уменьшения температурного перепада следует подводить питание в тонкое место отливки. Однако при опасности возникновения усадочных раковин это не всегда возможно. Прибыли, способствуя возникновению теплового узла и механическому торможению усадки отливок, так же могут вызывать горячие трещины [7, с. 114].

При получении отливок уменьшение их линейных размеров происходит при затрудненной усадке, которая вызвана выступающими частями формы, стержнями и т.д. Потому в ряде случаев действительная усадка меньше свободной. Такая

усадка носит название линейной и выражается в %. Значение линейной усадки всегда меньше свободной. При этом разница тем больше, чем сложнее и крупнее отливка. Приведены значения усадки сплавов (табл. 2) [7, с. 99].

Проведя сравнительный анализ брака, деталей, изготовленных с серийным подводом металла, и деталей с изменённым подводом металла, на основании полученных данных (табл. 3), можно сделать вывод, что опыт не дал желаемых результатов.

2. С целью выравнивания скоростей охлаждения различных участков отливки и, следовательно, уменьшения температурных напряжений применяют подогрев формы или специальные низкотеплопроводные и экзотермические формовочные смеси для облицовки тонких стенок отливки. Для ускорения охлаждения массивных тепловых узлов используют местные внутренние и наружные холодильники.

Наружные холодильники должны быть не сплошными, а в виде отдельных плиток, брусков и т.д. Зазоры между отдельными холодильниками необходимо тщательно заделывать во избежание появления заливов [8].

Использование экзотермических прибылей и простановка холодильников в места возникновения трещин так же не устранили появления горячих трещин в местах перехода тяговой полосы в головную часть. Данное заключение подтверждают полученные результаты опыта (табл. 4).

Данные по браку с измененной технологией подвода металла
(рассматривалась партия в количестве 200 шт.)

Брак — трещина до изменения технологии подвода металла		Прочие виды брака		Брак — трещина после изменения технологии подвода металла		Прочие виды брака	
шт.	%	шт.	%	шт.	%	шт.	%
47	23,5	12	6	44	22	15	7,5

Таблица 4

Данные по браку с применением экзотермических прибылей и простановкой холодильников
(рассматривалась партия в количестве 200 шт.)

Брак — трещина по серийной технологии		Прочие виды брака		Брак — трещина с изменением технологии		Прочие виды брака	
шт.	%	шт.	%	шт.	%	шт.	%
47	23,5	12	6	42	21	16	8

3. Разрушение смеси должно происходить по возможности при более низких температурах и в максимально короткий срок. Основным компонентом формовочной смеси, повышающим прочность при высоких температурах, является глина, поэтому необходимо снижать ее содержание до минимального. В крупных стержнях или болванах с целью увеличения их податливости должны быть предусмотрены полости, засыпаемые золой или шлаком. Эти полости должны быть тем больше, чем больше линейная усадка и меньше толщина стенок отливки. При изготовлении крупных отливок осуществляют местное разрыхление смеси вокруг опасных, с точки зрения образования горячих трещин участков [9].

Была применена модельная оснастка с опустошением в отпечатках моделей верха и низа между тягами в головной части (рис. 2).

В ходе проведения опытных работы выяснилось, что опустошения недостаточно для полного устранения трещин и основной причиной возникновения горячих трещин является недостаточная податливость стержня (состав № 15) (табл. 5, 6).

«Жидкое стекло» относят к водным растворам щелочных силикатов — силикатам натрия, калия и лития. Натриевые и калиевые жидкие стекла чаще всего являются продуктами растворения в воде стекловидных растворимых силикатов натрия и калия (растворимых стекол). Растворимые силикаты натрия и калия в виде растворимых стекол имеют также техническое название «силикат-глыба».

Взамен силикат-глыбы разработаны состав и технология изготовления сухого концентрата для быстрого безавтоклавного приготовления жидкостекольных связующих различного назначения.

Сухой концентрат широко выпускается с любым силикатным модулем в пределах до 3 ед.

Однако особый интерес представляет СК с повышенным силикатным модулем до 4,5–5 ед., который эффективно можно использовать в самоотвердеющих формовочных и стержневых смесях, а также при изготовлении единых и комбинирован-

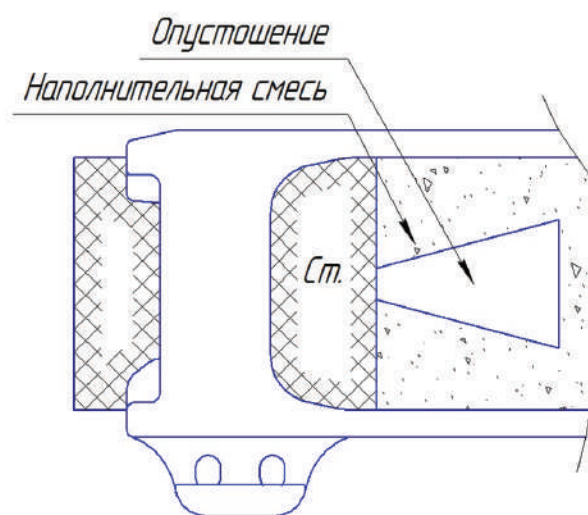


Рис. 2. Эскиз опустошения в форме

ных оболочковых форм в литье по выплавляемым моделям [10].

4. К основным мероприятиям по предотвращению горячих трещин относится создание податливой формы, уменьшающей механическое торможение усадки отливки. Податливыми должны быть части формы и стержни, образующие внутренние полости отливки [7, с. 114–115].

Увеличения податливости формы и стержней можно достигнуть заменой сухих форм и стержней сырыми; максимальным понижением прочности смесей при высоких температурах; уменьшением толщины слоя плотно набитой смеси и др. [2].

Помимо поднутрений в форме, для наилучшего результата возникла необходимость в изменении состава стержневой смеси путем добавления в нее выгорающих частиц в процессе заливки металла для создания более податливого стержня

Исходный состав стержневой смеси (№ 15)

Составляющие компоненты	Нормативный документ	Количество	
		Объемная доля, %	Литр
Песок сухой марки ЗК2О203	ГОСТ 2138	91,6–91,0	250
Бентонит – порошок	ГОСТ 2817	3,0–2,1	5,5–6
Жидкое стекло М* = 2,5–2,8 плотностью 1,46–1,52 г/см ³	–	5,9–6,2	16–17
Мазут	ГОСТ 10585	0,5–0,7	1,5–2

*М — модуль жидкого стекла

Таблица 6

Физико-механические свойства смеси (№ 15)

Свойства	Значение
Влажность, %	2,6–4,0
Газопроницаемость, усл. ед., не менее	120
Предел на сжатие сырого образца, МПа (кг/см ²)	0,011–0,025 (0,11–0,25)
Предел прочности на растяжение сухого образца, МПа (кг/см ²)	1,0–1,8 (10,0–18,0)

Таблица 7

Данные опытных работ с измененным составом стержневой смеси и опустошением формы (рассматривалась партия в количестве 200 шт.)

Брак — трещина по серийной технологии		Прочие виды брака		Брак — трещина с изменением технологии		Прочие виды брака	
шт.	%	шт.	%	шт.	%	шт.	%
47	23,5	12	6	3	1,5	14	7

с сохранением требуемых физико-механических свойств.

В состав стержневой смеси (№ 15) введено связующее «ДП» (древесный пек) по ТУ 13-0281078-76 в количестве 10–11 литров (объемная доля: 3,6–3,9 %) на один замес.

В процессе доработок в смесь введены древесные опилки (сверх 100 %) в количестве 35–40 литров (объемная доля: 13–15 %), для наиболее эффективного результата.

Эксперименты по определению податливости формовочных и стержневых смесей показывают возможность достаточно просто определить оптимальный состав смеси, исключающий образование горячих трещин в отливках. Данные опытных работ зафиксированы (табл. 7).

Вывод. По результатам опыта наблюдается заметное сокращение брака по горячим трещинам. Общий уровень брака составил 8,5 %, что

не превышает контрольный уровень в цехе. Детали в количестве трех штук с выявленными трещинами подверглись исправлению путем выточки дефекта — трещина, т.к. глубина ее залегания не превышала допустимую к исправлению. Опыт обеспечил снижение брака по горячим трещинам и был внедрен в производство.

Библиографический список

1. Аксенов П. Н. Технология литейного производства. М.: Машгиз, 1957. 663 с.
2. Берг П. П. Формовочные материалы. М.: Машиностроение, 1979. 210 с.
3. Василевский П. Ф. Технология стального литья. М.: Машиностроение, 1972. 408 с.
4. Баландин, Г. Ф. Основы теории формирования отливки. В 2 ч. Ч. 2. Формирование макроскопического строения отливки. М.: Машиностроение, 1979. 335 с.

5. Нехендзи Ю. А. Стальное литье. М.: Металлургиздат, 1948. 766 с.

6. Макаренко К. В., Кузовов С. С., Лесюнина О. А. Механические аспекты образования в отливках горячих трещин // Литейное производство. 2013. № 2. С. 5–8.

7. Воронин Ю. Ф., Камаев В. А. Атлас литейных дефектов. М.: Машиностроение, 2005. 327 с.

8. Макаренко К. В., Кузовов С. С. Влияние структуры металла на механизм образования горячих трещин в отливках из стали 20 ГЛ // Литейное производство. 2016. № 12. С. 2–8.

9. Макаренко К. В., Кузовов С. С., Шумаков М. А. [и др.]. Структурные исследования дефекта горячая трещина // Литейное производство. 2016. № 7. С. 31–34.

10. Никифоров С. А., Магидсон Г. М., Гуржий С. В. Сухой концентрат для быстрого приготовления жидкостеклового связующего. URL: <http://uralvim.ru/suhkoncentr> (дата обращения: 10.10.2017).

ШИБЕЕВ Евгений Александрович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент секции «Машины и технология литейного производства» кафедры «Машиностроение и материаловедение» Омского государственного технического университета.

МОСКВИН Иван Петрович, заместитель начальника литейного цеха Омского завода транспортного машиностроения (Омсктрансмаш).

Адрес для переписки: Petrovich.ru90@mail.ru

ТАНАКОВА Юлия Евгеньевна, инженер-технолог Омсктрансмаша.

Адрес для переписки: yulians8@mail.ru

Статья поступила в редакцию 01.11.2017 г.

Е. А. Шибеев, И. П. Москвин, Ю. Е. Танакова

УДК 62-519+621.9-05

**Е. В. ВАСИЛЬЕВ
П. В. НАЗАРОВ
А. Г. КОЛЬЦОВ
Д. А. БЛОХИН
И. А. БУГАЙ
М. А. ТОТИК
И. К. ЧЕРНЫХ**

Омский государственный
технический университет,
г. Омск

КАЛИБРОВКА ОСЕЙ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ШЛИФОВАЛЬНОГО СТАНКА С ЧПУ ДЛЯ КОНТУРНОЙ ОБРАБОТКИ ПЛАСТИН ПО ЗАДНЕЙ ПОВЕРХНОСТИ С ПОМОЩЬЮ ЛАЗЕРНОГО ИНТЕРФЕРОМЕТРА

В статье рассмотрен процесс калибровки и модернизации станка МШ 289 с системой ЧПУ «Маяк». Описано устройство и компоновка экспериментального шлифовального станка. С помощью лазерного интерферометра были исследованы показатели точности позиционирования линейной и поворотной оси. В результате были определены и устранены основные причины, влияющие на отклонение фактических перемещений от заданных. Внесение в систему ЧПУ компенсации погрешности редукции и люфтов в ШВП обеспечило точность позиционирования станка в пределах 5 мкм.

Ключевые слова: шлифовальный станок с ЧПУ, модернизация станка, лазерный интерферометр, точность оборудования.

В современном машиностроении процесс резания приводит к износу пластин (их предельному износу), что влияет на точность, заданную заводом-изготовителем.

Возобновление ресурса режущего инструмента позволяет значительно продлить период закупки

новых инструментов взамен старых, что уменьшит расходы предприятия на оснащение производства. Для затачивания изношенных металлорежущих пластин необходимо применение специального оборудования, например, специально-заточных и универсально-заточных станков [1].

Металлорежущие пластины затачивают по передней и задней поверхности. Передняя поверхность пластины обращена к обработанной части заготовки и в процессе резания находится в постоянном контакте со стружкой, вследствие чего подвержена частому износу. Затачивание по передней поверхности формирует передний угол, который влияет на силы резания, сход стружки и стойкость инструмента [2].

Затачивание пластин по задней поверхности предпочтительнее, чем затачивание по передней, это обуславливается тем, что, например, переточка токарных пластин по передней поверхности сошлифовывает или частично сошлифовывает стружкой, что может привести к появлению «сливной» стружки вместо стружки «надлома», а «сливная» стружка недопустима при обработке точных деталей с высокой шероховатостью. Также большинство надломов на передней поверхности стачивается при затачивании по задней поверхности, если глубина надлома невелика. Максимальный припуск на перетачивание пластин определяется вылетом пластины относительно державки и находится в пределах 0,5 мм. При переточке с глубиной резания больше 0,5 мм может потребоваться переточка державки.

Анализ рынка существующих станков показал, что в современном российском станкостроении наиболее подходящей моделью по точности (до 5 мкм) для контурной обработки пластин по задней поверхности является станок МШ-289, поскольку он обеспечивает необходимые для затачивания пластин по задней поверхности движения формообразования и имеет механизм осцилляции. Также на нём установлен механизм для правки круга алмазным роликом, что значительно повышает произ-

водительность и качество процесса правки шлифовальных кругов.

Модернизация устаревшего оборудования необходима для приведения оборудования в соответствие с новыми требованиями точности, для улучшения технологических возможностей, повышения производительности. Особенно эффективно комплексное расширение технологических возможностей, когда совершенствуется не только устаревшее оборудование, но вместе с ним и технология обработки, инструмент, приспособления. Такая модернизация наряду со значительным увеличением производительности труда обеспечивает существенное повышение качества обработки деталей.

Станок МШ289 предназначен для шлифования граней и вершин твердосплавных многогранных пластин. Шлифование производится торцом чашечного алмазного круга. Обработка производится в рабочем режиме (до модернизации), при котором производится последовательная ручная загрузка, зажим, подвод изделия, рабочая подача, выхаживание, деление, копирование, отвод, разжим.

Согласно технической документации, станок способен обрабатывать пластины с точностью $\pm 0,025$ мм, причём с повышением точности до этого значения снижается производительность и усиливается контроль [3]. На станке производится затачивание по задней поверхности твердосплавных металлорежущих пластин различной формы: трёхгранных, четырёхгранных, пятигранных, круглых и др. Кинематическая схема станка представлена на рис. 1.

Анализ кинематической схемы показал, что для повышения точности шлифуемых пластин необходимо заменить обработку пластины по делительному диску и копиру с использованием гидро-

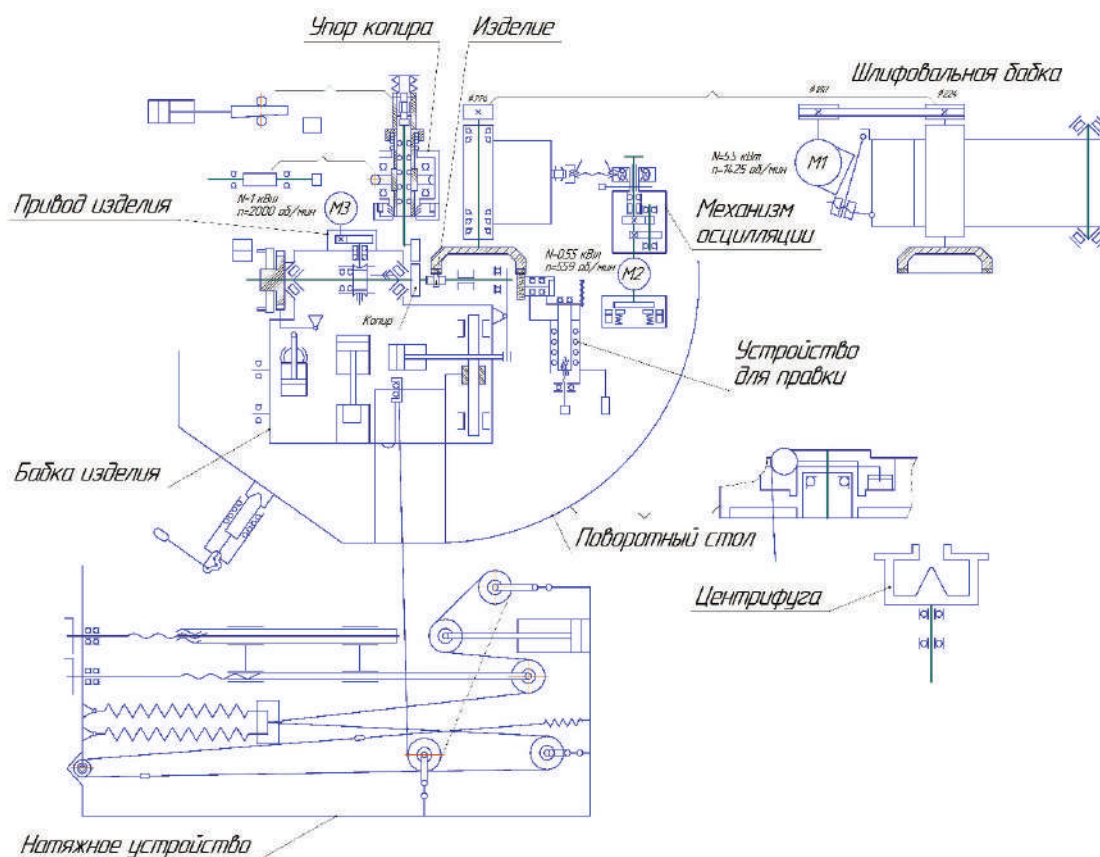


Рис. 1. Кинематическая схема станка МШ-289

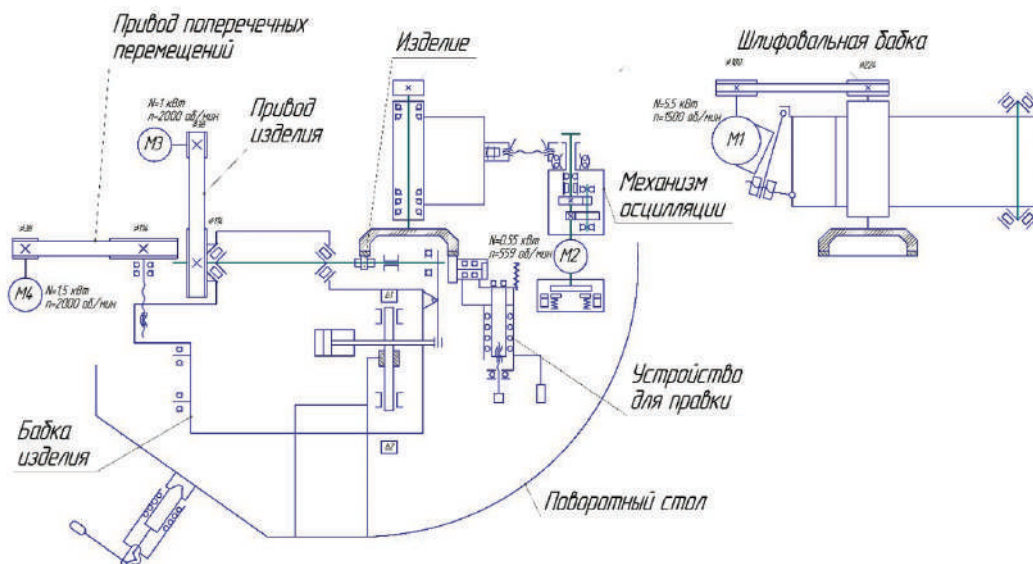


Рис. 2. Кинематическая схема, составленная согласно плану модернизации

цилиндров на привод вращения пластины, включающий в себя электродвигатель, зубчатую ремённую передачу и управление от системы ЧПУ «Маяк». Соответственно этому анализу упор копира, привод изделия и делительный диск были удалены из изначальной конструкции бабки изделия (рис. 1). Вместе с ними были удалены используемые ранее для реализации такой схемы детали: делительный диск с оправкой, червячное колесо, упор копира, оправка пластины и зажимной упор. Вместо делительного диска на шпиндель бабки изделия был установлен шкив, который приводится во вращение при помощи зубчатой ремённой передачи от шагового электродвигателя, управляемого системой ЧПУ «Маяк».

Обоснованием этой модернизации является тот фактор, что обработка пластин по делительному диску и при помощи копира имеет низкую универсальность по сравнению с управлением обработкой при помощи системы ЧПУ. Также система управления вращением пластины при помощи упора, который приводится в движение от гидроцилиндра, имеет низкую степень автоматизации, в то время как ЧПУ имеет высокую возможность автоматизации. Внедрение системы ЧПУ может решить одну из задач компенсации систематической составляющей погрешностей механической системы станка. Для определения величины коррекции необходимо определить накопленную погрешность шага ходового винта, зазоров в приводе подач (ременная передача) и тепловые деформации, которые обрабатываются системой ЧПУ. Вследствие чего достигается значительное повышение точности станка [4].

Для осуществления поперечной подачи стола в станке используется гидроцилиндр, а для создания натяжения используется натяжное устройство. Применение ШВП и ремённой передачи приводит к тому, что пропадает необходимость в натяжном устройстве и гидроцилиндре. При этом бабка изделия будет перемещаться в поперечном направлении по направляющим поворотного стола, а перемещение будет управляться при помощи системы ЧПУ. Обоснованием модернизации является также тот фактор, что управление поперечной подачей от гидроцилиндра имеет низкую возможность автоматизации и низкую точность перемещений,

а натяжное устройство требует точной настройки для выдерживания размера шлифуемой пластины, в то время как управление поперечной подачей при помощи системы ЧПУ посредством зубчатой ремённой передачи и ШВП имеет высокую точность и высокую степень автоматизации [5].

Таким образом, натяжное устройство и гидроцилиндр были удалены и заменены на привод поперечных перемещений, включающий в себя электродвигатель, управляемый от системы ЧПУ, зубчатую ремённую передачу и ШВП. При этом корпус гайки ШВП закреплён на бабке изделия, а электродвигатель и ремённая передача на поворотном столе, что позволяет реализовать поперечное перемещение бабки изделия по направляющим поворотного стола. На рис. 2 представлена модернизированная кинематическая схема.

Модернизированный станок должен удовлетворять следующим требованиям:

- точность шлифования пластин 5 мкм;
- точность траектории обката пластины не менее 5 мкм;
- возможность частичной автоматизации шлифования пластин;
- обеспечение движения осцилляции при шлифовании пластины;
- минимальное время на наладку при шлифовании партии пластин;
- возможность шлифования пластин различных типов;
- возможность обеспечения различных задних углов пластин при шлифовании.

Для согласования передаточных отношений всего механизма с требуемой точностью 5 мкм необходимо определить не теоретические передаточные отношения, а фактические, с учетом всех погрешностей передач, откалибровать оси станка и устранить люфт в ШВП.

Для проверки точности модернизированного станка был использован лазерный интерферометр Renishaw Laser XL80 [6]. Точность данного прибора при использовании блока компенсации ХС составляет ± 1 мкм на длине измерения 1 м. Для измерения точности позиционирования по оси Х, где установлена ШВП, используется набор оптики для линейных измерений. Интерферометр с неподвижным

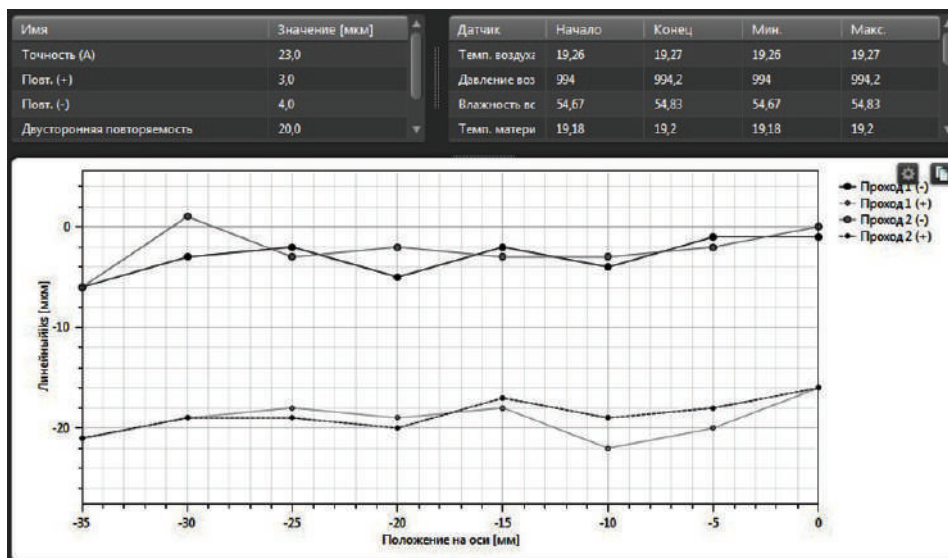


Рис. 3. Измерение точности позиционирования по оси X до внесения коррекций

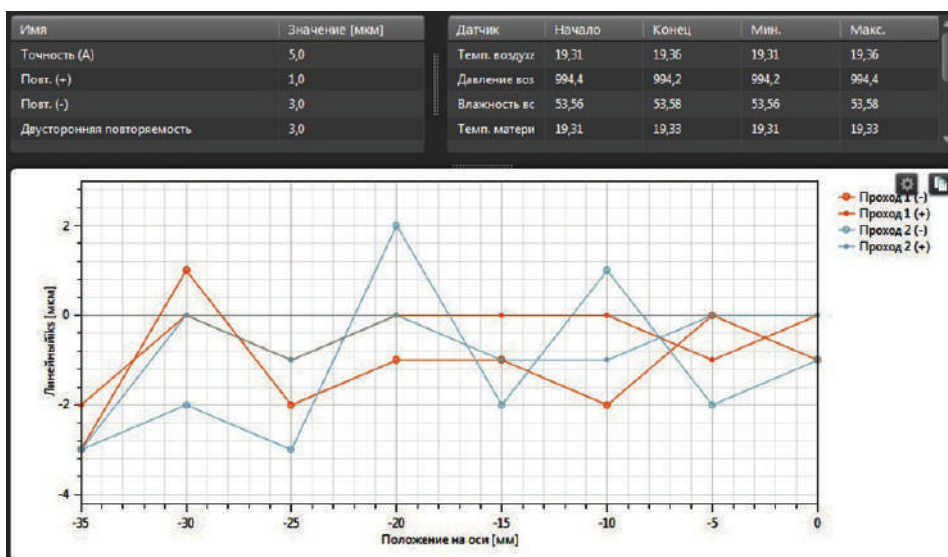


Рис. 4. Измерение точности позиционирования по оси X после внесения коррекций



Рис. 5. Фотография установки оптики для юстировки поворотной оси Z

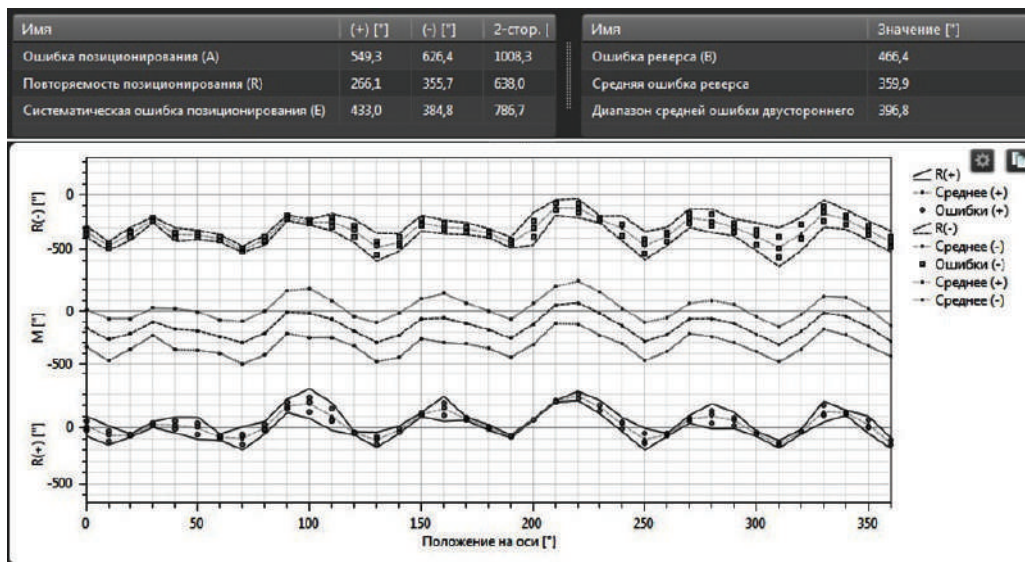


Рис. 6. Измерение точности позиционирования по оси Z

лазерным рефлектором устанавливается на станине станка. Подвижный рефлектор устанавливается с помощью магнитной опоры на кронштейн электродвигателя оси Z. Результаты измерений представлены на рис. 3. Точность позиционирования станка по оси X составила 23 мкм, со средней величиной ошибки реверса равной 18 мкм. Это связано с качеством ШВП [7].

После этого в систему ЧПУ «Маяк» были выполнены компенсации погрешности позиционирования и люфтов. Также был скорректирован передаточный коэффициент зубчато-ременной передачи. Отклонение фактического передаточного отношения от теоретического составило 0,3%. Результаты измерений откалиброванного, модернизированного станка по оси X приведены на рис. 4.

Для измерения точности угловых перемещений с помощью устройства проверки поворотных осей XR20-W фирмы Renishaw было спроектировано и изготовлено приспособление. Данное приспособление решило проблему закрепления подвижного рефлектора на шпинделе станка. Заявленная точность прибора составляет 1 угл. сек. Процесс измерения представлен на рис. 5. Точность позиционирования станка по оси Z составила 17 угл. мин, со средней величиной ошибки реверса равной 8 угл. мин, что, в целом, приемлемо для данного оборудования [8].

Выводы.

1. Модернизация кинематики станка МШ-289 обеспечила возможность повышения точности обработки пластин до требуемых значений, а также повысила его ремонтпригодность.

2. Оснащение станка системой ЧПУ «Маяк» значительно расширило технологические возможности оборудования, степень его автоматизации, позволило снизить минимальное время на наладку.

3. Внесение в систему ЧПУ компенсации погрешности редукции и люфтов в ШВП обеспечило точность позиционирования станка в пределах 5 мкм.

4. Применение лазерного интерферометра целесообразно для оценки и повышения точности оборудования любой компоновки, однако это может потребовать изготовления дополнительных приспособлений.

Библиографический список

1. Koltsov A. G., Blokhin D. A., Khabarov A. V., Redorovich D. A. The influence of kinematic characteristics of Stewart platform for precision moving measuring mechanism // Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines (Dynamics). 2014. P. 1–6. DOI: 10.1109/Dynamics.2014.7005669.
2. Кольцов А. Г., Блохин Д. А., Васильев Е. В., Назаров П. В., Бутай И. А. Калибровка осей экспериментального круглошлифовального станка с ЧПУ с помощью лазерного интерферометра // Омский научный вестник. 2016. № 6 (150). С. 25–30.
3. Мещерякова В. Б., Авдошин К. А. К оценке выходных параметров точности высокоскоростной обработки на станках с числовым программным управлением // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2013. № 2. С. 60–68.
4. Пушков Р. А., Евстафиева С. В., Ковалёв И. А. Компенсация погрешностей перемещений в современных системах ЧПУ // Системы проектирования технологической подготовки производства и управления этапами жизненного цикла промышленного продукта (CAD/CAM/PDM – 2012): тр. 12-й Междунар. конф. М.: Аналитик, 2012. С. 229–232. ISBN 978-5-905675-33-1.
5. Rahmani M., Bleicher F. Experimental and Numerical Studies of the Influence of Geometric Deviations in the Performance of Machine Tools Linear Guides // Procedia CIRP. 2016. Vol. 41. P. 818–823. DOI: 10.1016/j.procir.2015.08.089.
6. Кольцов А. Г. Диагностика технического состояния металлорежущего оборудования // Омский научный вестник. 2011. № 2 (100). С. 79–83.
7. Серков Н. А., Никуличев И. В. Методы и средства измерения первичных отклонений звеньев механизмов несущей системы многокоординатных станков с ЧПУ // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2012. № 2. С. 44–52.
8. Блохин Д. А., Кольцов А. Г., Серков А. С. Методика регулировки величины люфта оси токарного обрабатываемого центра с ЧПУ с помощью лазерного интерферометра на основе экспериментальных исследований // Омский научный вестник. 2017. № 3 (153). С. 34–39.

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

Адрес для переписки: wasilyev_@mail.ru

НАЗАРОВ Павел Владиславович, ассистент, аспирант кафедры «Металлорежущие станки и инструменты».

КОЛЬЦОВ Александр Германович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Металлорежущие станки и инструменты».

БЛОХИН Дмитрий Андреевич, ассистент, аспирант кафедры «Металлорежущие станки и инструменты».

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

ТОТИК Максим Александрович, студент группы КТО-143 машиностроительного института.

Адрес для переписки: maksimtotik@gmail.com

ЧЕРНЫХ Иван Константинович, студент группы КТОМ-172 факультета «Элитное образование и магистратура».

Статья поступила в редакцию 08.11.2017 г.

© Е. В. Васильев, П. В. Назаров, А. Г. Кольцов, Д. А. Блохин, И. А. Бугай, М. А. Тотик, И. К. Черных

УДК 658.512.21

**Д. Д. ПРИМАК
И. А. ВОЛКОВ
В. Б. МАСЯГИН**

Омский государственный
технический университет,
Омск

МЕТОДИКА РАСЧЕТА РАЗМЕРНОГО АНАЛИЗА КОНСТРУКЦИЙ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ ТИПА ТЕЛ ВРАЩЕНИЯ С ПРИМЕНЕНИЕМ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ДЕТАЛЕЙ

В статье рассматривается применение методики расчета размерного анализа конструкции, состоящей из деталей типа тел вращения, на основе геометрических моделей деталей. Использование геометрических моделей, в отличие от реальных деталей, значительно упрощает задачу проведения размерного анализа. Данная методика позволяет оперативно устранить размерные и точностные ошибки, что обеспечивает высокое качество конструкции на начальном этапе ее создания, а также реализует автоматическое проектирование технологического процесса сборки, обеспечен переход к показу изображения узла.

Ключевые слова: размерный анализ, геометрическая модель, размерная цепь, замыкающие звенья, технологический процесс, сборка.

Введение. Сборка, являясь завершающим этапом изготовления изделия, определяет его качество, эксплуатационные показатели, а её трудоёмкость в основном определяет общие затраты, связанные с производством изделия [1]. Для обеспечения точности сборки машины и ее сборочных единиц необходим размерный анализ конструкции (РАК), который является важным этапом размерной обработки конструкций и позволяет выявить взаимосвязи деталей и сборочных единиц, составляющих машину, определить методы достижения требуемой точности машины, проанализировать правильность простановки размеров и допусков на чертежах деталей и сборочных единиц, повысить технологичность конструкции.

Однако в существующей методике РАК используется теория размерных цепей. Проблемой использования теории размерных цепей является необходимость ручного выявления всех звеньев размерной цепи, причем одна деталь может иметь несколько звеньев, входящих в различные размерные цепи. При этом все эти звенья рассматриваются по отдельности, то есть деталь как целостный элемент размерной структуры не рассматривает-

ся. Это приводит к тому, что технолог оперирует отдельными размерами, а не группами размеров, относящихся к деталям сборочной единицы. Таким образом, не учитывается тот факт, что при сборке последовательное формирование размерной структуры сборочной единицы происходит группами размеров, относящихся к присоединительным деталям.

С точки зрения общего подхода, аналитические модели представляют собой расчётные или геометрические модели, необходимые для работы с программным обеспечением. Полная модель отражает большинство свойств объекта или процессов, тогда как локальная обеспечивает моделирование одного или малого числа свойств [2]. Данному подходу соответствует существующая методика РАК, которая основана на использовании геометрических моделей деталей [3].

В рассматриваемой методике размерный анализ изделия осуществляется не от чертежа к трехмерным моделям деталей и сборки в целом, а более коротким путем, с применением геометрических моделей деталей и визуализацией конечного результата. Данное направление является более перспективным, с точки зрения автоматизации РАК,

поэтому в статье рассматривается методика, основанная на аналитическом подходе.

Постановка задачи. Целью статьи является:

— разработка автоматизированной методики проведения размерного анализа конструкции с применением геометрических моделей деталей типа тел вращения, обеспечивающей качество сборочного производства высокоточных изделий, с учетом требований, заложенных при проектировании изделия;

— обоснование преимуществ применения геометрических моделей в отличие от реальных деталей.

Научная новизна данной работы заключается в том, что на сегодняшний день наблюдаются разрозненные решения отдельных задач проблемы: повышения качества и точности собираемых изделий, снижения затрат на материалы, внедрения ресурсосберегающих технологий. Отсутствует целостность в решении данных проблем [4, 5].

Результаты проводимых исследований являются востребованными на производстве, так как точность является одним из важнейших показателей качества многих машин.

Кроме того, точность расположения функциональных поверхностей косвенно оказывает влияние и на многие другие параметры и характеристики машин (параметры служебного назначения, надежность, эксплуатационные свойства поверхностей и т.п.).

Теория. Конструкция любого изделия, разработанная инженером-проектировщиком, должна иметь определенные параметры точности размеров, формы и взаимного расположения поверхностей всех деталей, что позволяет ей выполнять определенные функции. Правильно спроектированному с применением РАК изделию не требуется доработка на этапе сборки и эксплуатации [6]. Требования эффективности производства и такие показатели, как трудоёмкость, энергоёмкость, затраты, связанные с внедрением технологических процессов, во многом определяются качеством РАК изделия и проектируемого технологического процесса сборки.

Для обеспечения качества РАК одной из задач, решаемых в процессе конструкторской и технологической подготовки производства, является обоснование точности характеристик конструкции изделия на основе анализа размерных цепей.

После проведения анализа размерных цепей технолог может обоснованно выбрать метод сборки конкретного узла и изделия в целом, оценить влияние отдельных присоединительных размеров на характеристики получаемого соединения и выявить вероятные причины возникновения брака на этапе сборки [7].

Кроме необходимости обеспечения точности, наличие множества этапов в методике РАК приводит к высокой трудоемкости [8].

Решение проблемы повышения качества и снижения трудоемкости РАК возможно на основе автоматизации с использованием геометрических моделей деталей и применением программного обеспечения для проведения РАК.

Геометрические модели деталей представляют собой упрощенные геометрические объекты, имеющие только плоские и цилиндрические поверхности, путем преобразования формы деталей, исключая или заменяя конические, сферические, резьбовые, фасонные поверхности плоскими и цилиндрическими поверхностями.

Таким образом, для проведения РАК узла с применением геометрических моделей необходимо перейти от сборочного чертежа узла к его геометрической модели, включающей геометрические модели всех деталей.

Известно, что при математическом моделировании размерных цепей конструкции и технологических процессов применяется теория графов, которая позволяет связать теоретические положения с вычислительными алгоритмами, реализуемыми на ЭВМ [9]. Геометрические модели деталей также представляются графами, при этом все размерные и точностные требования к детали, касающиеся входящих в модель поверхностей, включаются в ее геометрическую модель.

Соответствующая методика автоматизированного РАК с применением геометрических моделей должна предусматривать максимально возможное исключение ручных операций как при подготовке исходных данных, так и при анализе результатов РАК для принятия творческих решений

Необходимые этапы методики автоматизированного РАК с применением геометрических моделей могут включать следующие действия.

1. Описание параметров детали в цифровом формате, подходящем для использования в ЭВМ, посредством преобразования информации из конструкторской документации (сборочного чертежа) к виду, необходимому для формирования геометрических моделей узла и деталей, включая размеры, допуски, взаимосвязи поверхностей и замыкающие звенья с установленными требованиями.

2. Сбор и подготовка исходных данных для внесения в программное обеспечение в формате txt, верификация исходных данных посредством программного обеспечения с последующим редактированием параметров геометрических моделей деталей и конструкции.

3. Автоматическое установление структуры размерных цепей и ее анализ с уточнением постановки назначенных размеров посредством программного обеспечения.

4. Уточнение допусков на составляющие и замыкающие звенья размерных цепей с корректировкой их в файле исходных данных.

5. Контроль обеспечения допусков на замыкающие звенья размерных цепей посредством программного обеспечения.

6. Контроль несоответствий номинальных размеров и отклонений замыкающих звеньев размерных цепей посредством программного обеспечения.

7. Оценка итоговой информации проведенного размерного анализа.

Использование описанной выше методики для выполнения РАК зависит от параметров программного обеспечения и ЭВМ.

Поскольку решение задач РАК предполагает высокую трудоемкость, создано программное обеспечение для автоматизации РАК (Visual KursAR, GRAKON, ASCON, NORMAL). Данные программы существенно сокращают основное рабочее время и способствуют повышению качества. Главной проблемой является высокая трудоемкость обработки и внесения исходных данных [10].

Программа для ЭВМ «UNION» будет использоваться в качестве программного обеспечения для реализации методики. Она предназначена для решения частного типа задач — прямой и обратной задач расчета размерных цепей осесимметричных конструкций с использованием метода максима-

минимума при обеспечении точности замыкающих звеньев методом полной взаимозаменяемости. Особенности применения программы следующие.

1. В качестве исходных данных используется сборочный чертеж узла с описанием технических условий и спецификацией. По сборочному чертежу можно представить взаимосвязь составных частей и способы соединения деталей, описание позволяет понять конструкцию и назначение сборочной единицы и всех составляющих деталей, состав изделия определяется спецификацией. Особенностью сборочного чертежа является то, что на нем имеются только габаритные и присоединительные размеры. Заданные конструктором допуски и отклонения, необходимые для РАК, должны быть определены на основе рабочих чертежей деталей, входящих в сборочную единицу и являющихся неотъемлемой частью документации, разрабатываемой конструктором. Они включают геометрическое описание всех деталей проектируемого изделия, включающее в себя допуски, назначенные на все размеры, а также допуски формы и взаимного расположения поверхностей [11]. Основными нормативными документами, регламентирующими работу с допусками, являются национальные и международные стандарты ASME Y14.5-2009, ISO 1101:2012 и ГОСТ Р 53442-2012, основанный на ISO [12–14.]

2. Для проведения РАК узла необходимо перейти к модели узла в виде его геометрической модели с описанием. После построения геометрической модели узла необходимо создать геометрические модели отдельных деталей [15]. При построении геометрических моделей деталей используется не вся информация о деталях, а только часть, связанная с РАК, в которую входят данные о детали. Для деталей типа тел вращения геометрическая модель детали представляет собой эскиз, на котором изображены контуры верхней половины детали в разрезе с указанием только торцов и цилиндрических поверхностей, имеющих общую ось, с простановкой номеров поверхностей и конструкторских размеров с соответствующим буквенным обозначением и индексом, обозначающим номер размера. Поверхности детали на эскизе обозначаются, начиная с левого торца, номерами в возрастающем порядке при обходе всего контура детали по часовой стрелке. Контур детали должен быть замкнутым либо начинаться от оси детали и замыкаться на ось.

3. Эскиз геометрической модели детали дополняется таблицей, содержащей необходимую информацию о детали: номер детали, наименование, число поверхностей, число и последовательность участков контура, число диаметральных, радиальных и линейных размеров и их описание — номер размера, номинальное значение, верхнее и нижнее отклонения, номер поверхности/диаметра (для диаметральных размеров) или номера поверхностей/границ радиального или линейного размера (меньшего и большего диаметров для радиальных размеров, а так же левой и правой границ для линейных размеров) [16]. Требования взаимного расположения поверхностей, составляющих модель детали, не учитываются и не фиксируются в геометрической модели детали, что является ограничением при проведении РАК с применением программы «UNION».

4. Для исключения неоднозначности при определении мест контактов и зазоров необходимо применить теорию графов и создать модель конструкции узла в виде графа. Нужно принять такой

вариант связей между деталями, чтобы граф-связей представлял собой граф-дерево, т.е. не имел замкнутых контуров. В этом случае, как утверждает теория графов, существует только один способ связи двух любых вершин графа, т.е. положение деталей в узле определяется однозначно. С точки зрения теории размерных цепей, контакт — это промежуточное составляющее звено между размерами различных деталей, которое обычно не показывается на схемах размерных цепей, за исключением размерных цепей со звеньями-зазорами [17]. Замыкающие звенья задаются при проектировании и выявляются на эскизе геометрической модели узла путем анализа конструкции узла человеком в соответствии с чертежами конструкции. В качестве замыкающих звеньев могут быть приняты зазоры и натяги между цилиндрическими или торцовыми поверхностями деталей узла в местах, где на эскизе геометрической модели они соприкасаются или где имеется зазор между поверхностями деталей, в том числе между поверхностями подвижных и неподвижных деталей. Таким образом, в качестве замыкающих звеньев могут быть приняты не только звенья, которые задаются при проектировании, но и любые другие звенья, обеспечение которых желательно проконтролировать.

Результаты экспериментов. В результате работы с программой «UNION» получены номинальные значения верхних и нижних отклонений, с помощью которых можно вычислить замыкающие звенья. Для обеспечения всех допусков замыкающих звеньев и для всех замыкающих звеньев было сделано 12 прогонов программы, включающих проведение различных мероприятий, таких как: ужесточение допусков, изменение размеров, в результате чего программа закончила работу, появилось изображение (рис. 1). Изображение показывает, что произошло наложение болта 21 на фланец 1 и на болт 15 (рис. 1). Однако, проанализировав сборочный чертеж, становится понятно, что все изменения, внесенные в текстовый файл при работе с программой, произведены верно, данное наложение можно объяснить тем, что детали поз. 1, 21 соединены посредством шлицевого соединения, детали поз. 21, 15 — резьбового.

Обсуждение результатов. На основе РАК с применением геометрических моделей, включающего автоматическое выявление и расчет сборочных размерных цепей, появляется возможность оперативно оценить влияние размеров и точности деталей на точность сопряжений и установить причины брака при сборке.

В современных условиях усложнения конструкций и повышения требований точности невозможно повысить качество и сократить сроки выполнения РАК без применения средств автоматизации проектирования и инженерного анализа.

На практическом примере показано, что при проведении РАК с применением программы «UNION», использующей геометрические модели деталей, возможно уже на этапе конструирования оперативно устранить фактически все размерные и точностные ошибки и несоответствия, которые могут возникнуть при разработке конструкции, и таким образом обеспечить на начальном этапе создания конструкции достижение ее высокого качества.

Вывод. Использование методики РАК с применением геометрических моделей на основе использования программы «UNION», позволяет

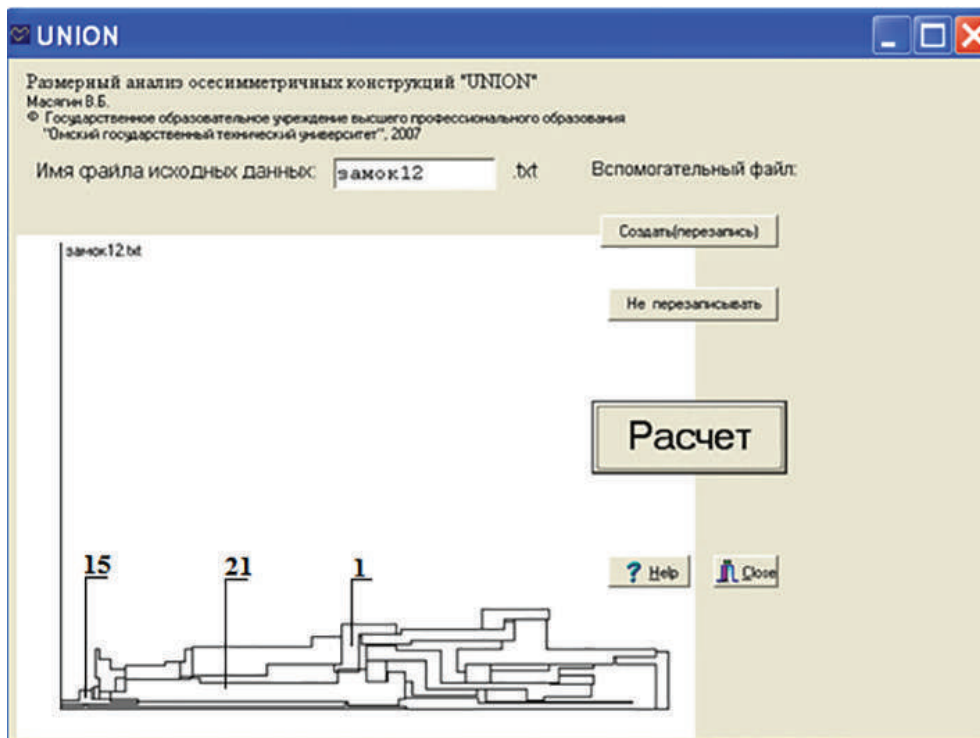


Рис. 1. Интерфейс программы с изображением узла после прогона 12

исключить затраты на устранение ошибок на последующих этапах технологической подготовки производства и этапе самого производства, когда затраты на устранение ошибок увеличиваются на порядок или даже несколько порядков.

Автоматизированная методика РАК с применением геометрических моделей по своей форме сводится к диалогу проектировщика с компьютером, при котором компьютер выступает в качестве эксперта, выявляющего допущенные ошибки, помогающего их исключить и оценить каждое принимаемое решение на соответствие основным положениям теории размерных цепей и размерного анализа.

Библиографический список

1. Сибирский В. В., Чоткаева С. К. Использование компьютерных моделей пространственных размерных цепей и метода виртуальных сборок для повышения производительности монтажных операций // Вестник Самарского государственного университета им. Академика С. П. Королёва (национального исследовательского университета). 2012. № 5 (36). С. 352–354.
2. Макаров Д. И., Тимофеев В. Н. Моделирование процесса виртуальной сборки изделия // Известия МГИУ. 2012. № 2 (26). С. 45–48.
3. Аввакумов В. Д. Особенность расчета плоских размерных цепей // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2015. № 11. С. 37–41.
4. Суслов А. Г. Технология машиностроения. М.: Кнорус, 2013. 336 с. ISBN 978-5-406-00819-5.
5. Куликов Д. Д., Падун Б. С., Яблочников Е. И. Перспективы автоматизации технологической подготовки производства // Известия высших учебных заведений. Приборостроение. 2014. Т. 57. № 8. С. 7–11.
6. Журавлёв Д. А., Шабалин А. В. Методика пространственного размерного анализа в системе ГеПАРД // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2015. № 8 (103). С. 58–65.
7. Богущкий В. Б., Шрон Л. Б., Мануйленко В. М., Пянковская М. В. Размерный анализ как инструмент обеспечения эксплуатационных характеристик электроинструмента // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2016. № 8-2. С. 64–70.
8. Масягин В. Б. Совершенствование теории размерного анализа на основе кромочной модели деталей типа тел вращения: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.08. Омск, 2012. 40 с.
9. Мордвинов Б. С., Яценко Л. Е., Васильев В. Е. Расчет линейных технологических размеров и допусков при проектировании технологических процессов механической обработки. Иркутск: Изд-во Иркутского гос. ун-та, 1980. 104 с.
10. Мухолзоев А. В. Алгоритм модуля автоматизированного расчёта технологических размерных цепей // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Сер. Машиностроение. 2015. Т. 15, № 3. С. 48–55.
11. Фарактионов Д. А., Евстигнеев Ю. С., Шабалин А. В. Сравнительный обзор возможностей автоматизированного размерного анализа в современных (САТ) системах автоматизированного размерного анализа // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2015. № 7 (102). С. 97–104.
12. ГОСТ Р 5344-2012. Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы, ориентации, месторасположения и биения. Введ. 2014–01–01. М.: Изд-во стандартов, 2012. 47 с.
13. ASME. Dimensioning and Tolerancing, ASME Y14.5-2009. NY: The American Society of Mechanical Engineers, 2009. 214 p.
14. ISO 1101-2012. Geometrical product specifications (GPS) — Geometrical tolerancing — tolerances of form, orientation, location, and run-out. Geneva: International Organization for Standardization, 2012. 103 p.
15. Масягин В. Б. Автоматизация размерного анализа осесимметричных конструкций // Проблемы разработки, изготовления и эксплуатации ракетно-космической и авиационной техники: материалы III Регион. науч. конф., посвящ. памяти главного конструктора ПО «Полет» А. С. Клинышкова. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2008. С. 227–231.
16. Масягин В. Б. Формирование изображений геометрических моделей деталей, заготовок, операционных эскизов и сборочных единиц с помощью ЭВМ // Механика процессов и

машин. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2000. С. 192–196. ISBN 5-8149-0056-3.

17. Масыгин В. Б. Метод расчета линейных технологических размеров на основе матричного представления графа // Технология машиностроения. 2004. № 2. С. 35–40.

ПРИМАК Дарья Дмитриевна, аспирантка кафедры «Технология машиностроения».
Адрес для переписки: venenifer@yandex.ru

ВОЛКОВ Иван Александрович, аспирант кафедры «Технология машиностроения».

Адрес для переписки: bki-omsk@rambler.ru

МАСЯГИН Василий Борисович, кандидат технических наук, доцент (Россия), профессор кафедры «Технология машиностроения».

Адрес для переписки: masyagin@omgtu.ru

Статья поступила в редакцию 02.11.2017 г.

© Д. Д. Примак, И. А. Волков, В. Б. Масыгин

УДК 62-543.4

П. А. СЕНЬКИН
Н. И. ПРОКОПЕНКО
А. М. СМИРНОВ
В. В. МАЛЫЙ

Омский автобронетанковый
инженерный институт,
г. Омск

РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ ТАНКА С ДВИГАТЕЛЕМ ПОСТОЯННОЙ МОЩНОСТИ

В статье рассчитаны оптимальные параметры силовой установки танка с двигателем постоянной мощности (ДПМ). Определены оптимальные сочетания давления наддува, коэффициента избытка воздуха, степени сжатия и степени повышения давления при сгорании топлива. Сделаны выводы и даны рекомендации по дальнейшему совершенствованию силовых установок с ДПМ.

Ключевые слова: двигатель постоянной мощности, оптимальные параметры, коэффициент, диапазон, газотурбинный наддув.

Танки Т-72Б3, Т-90 и их модификации оснащены турбопоршневыми двигателями типа В-2, а именно В-92С2. Двигатель В-92С2 имеет газотурбинный наддув (ГТН), который, в свою очередь, предназначен для подачи в цилиндры двигателя воздуха с избыточным давлением, что позволяет увеличить мощность двигателя обеспечивать надежную работу в условиях высокогорья [1].

Повышение боевой эффективности бронетанковой техники (БТ) в значительной степени зависит от совершенствования и развития двигателя, влияние которого на боевые свойства существенно возросло. Повышение уровня боевых свойств объектов БТ в самой существенной мере зависит от энергетических, топливно-экономических и объемно-массовых показателей двигателя.

Влияние этих показателей на эффективность боевого использования танков проявляется в основном через параметры подвижности, защищенности и боеготовности.

Одними из направлений совершенствования турбопоршневых двигателей являются:

- повышение коэффициента приспособляемости K_m двигателя;
- корректирование скоростной характеристики двигателя.

При увеличении коэффициента приспособляемости K_m двигателя улучшаются тяговые характеристики двигателя. Для тяговой характеристики двигателя необходимо увеличить величину крутящего момента при снижении оборотов коленчатого вала двигателя. Следовательно, будет получена внешняя характеристика с участком постоянной мощности (ДПМ).

Для работы силовой установки танка с двигателем постоянной мощности необходимо определить оптимальные параметры.

Известно, что для танкового дизеля с ГТН существует оптимальное сочетание давления наддува p_k , коэффициента избытка воздуха α , степени сжатия ε и степени повышения давления при сгорании топлива λ , которому соответствует наибольший эффективный КПД η_e [2].

В этих работах были получены графические зависимости оптимальных параметров ε , p_k , λ от среднего эффективного давления p_e без учета изменения механического КПД (при вариации перечисленных и постоянных в условиях $p_e = const$, максимальное давление сгорания $p_z = const$) и наличия на впуске и выпуске значительных сопротивлений ($\Delta p_b \sim 13 \text{ кПа}$, $\Delta p_r \sim 35 \text{ кПа}$), характерных для танковых дизелей.

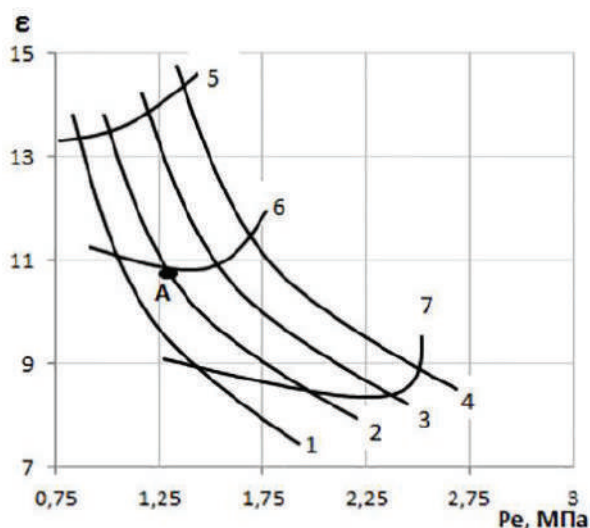


Рис. 1. Зависимость оптимальной степени сжатия от приведенной величины среднего эффективного давления при $E_p=0,4$: 1 — $p_e = 10$ МПа; 2 — $p_e = 13$ МПа; 3 — $p_e = 16$ МПа; 4 — $p_e = 20$ МПа; 5 — $T_T = 973$ К; 6 — $T_T = 1073$ К; 7 — $T_T = 1173$ К

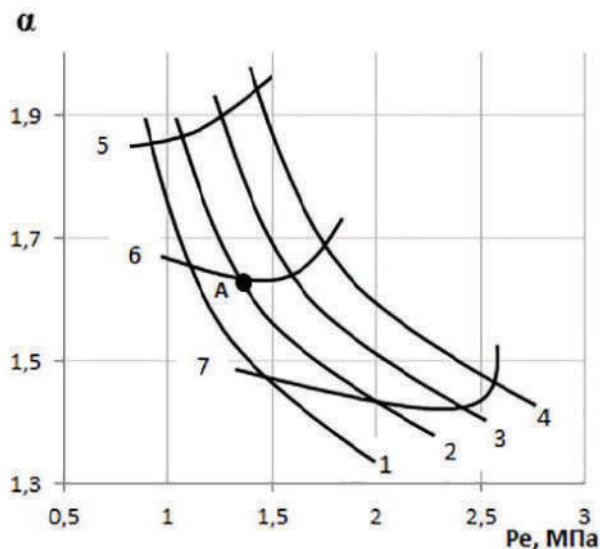


Рис. 3. Зависимость оптимального коэффициента избытка воздуха от p_e (обозначение кривых см. рис. 1)

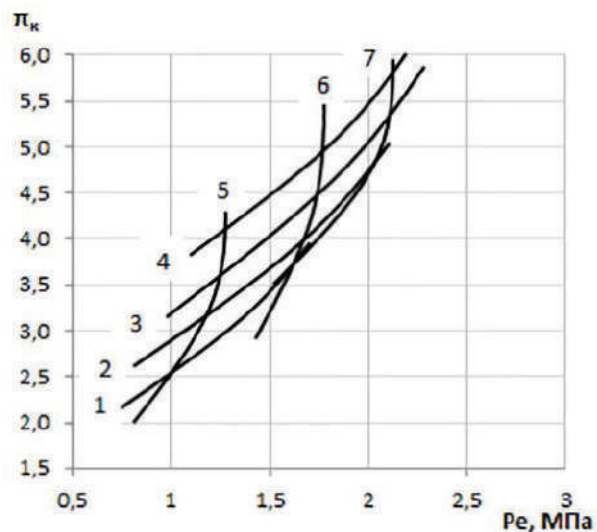


Рис. 2. Зависимость оптимальной степени повышения давления воздуха в компрессоре от p_e (обозначение кривых см. рис. 1)

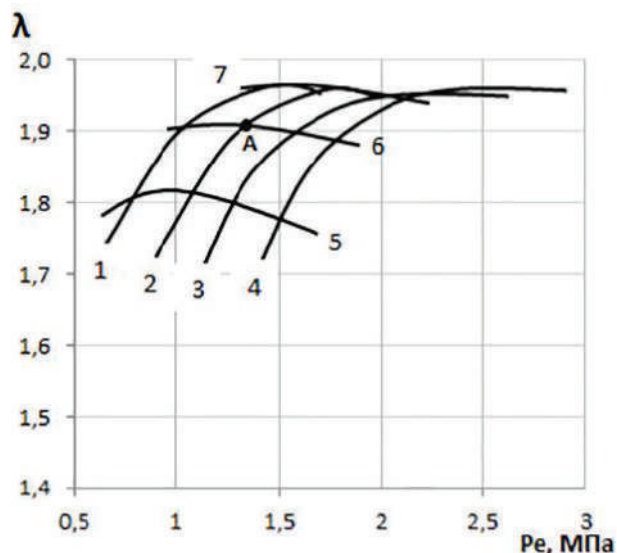


Рис. 4. Зависимость оптимальной степени повышения давления от p_e (обозначение кривых см. рис. 1)

Проведена более строгая оптимизация параметров 4-тактных танковых дизелей с ГТН на максимальном режиме с упомянутыми сопротивлениями на впуске и выпуске при заданных ограничениях не только по p_z , но и по температуре выпускных газов T_T перед турбиной. Математически эта задача сводится к отысканию максимума функции $\eta_e = f(\pi_k, \alpha, \varepsilon, \lambda, E_p)$, где E_p — глубина охлаждения воздуха при удовлетворении заданных граничных условий: $p_e = const$, $p_z = p_{z,max}$, $T_T = T_{T,max}$.

Условия существования оптимальной совокупности параметров π_k , α , ε , λ , обеспечивающих получение требуемой величины p_e при заданных p_z и E_p с наибольшим эффективным КПД (наименьший удельный расход топлива g_e), в общем виде представлены в работе [3] системой уравнений с коэффициентами влияния α , ε , λ на индикаторный КПД дизеля. В результате решения этой системы

с учетом поправок ΔN_e и ΔN_π , были найдены оптимальные совокупности π_k , α , ε и λ для каждого значения среднего эффективного давления, лежащего в диапазоне $p_e = 0,5 - 4$ МПа при разных уровнях ограничительных параметров: $p_z = 10, 13, 16, 20$ МПа; $T_T = 973, 1073, 1173$ К; $E_p = 0, 0,4, 0,8$.

На основе всем известной методики по расчету современных дизельных двигателей [4], для удобства расчета оптимальных параметров дизеля с турбонаддувом были построены (рис. 1–5) графические зависимости оптимальных величин π_k , α , ε и $\lambda = f(p_e)$ с изолиниями $p_z = const$, $T_T = const$.

Для более полной характеристики цикла с оптимальными параметрами, кроме того, были оценены ожидаемые расходы топлива g_e . Эти графики позволяют решать задачи оптимизации параметров рабочего процесса танкового дизеля при самых разнообразных условиях его форсирования.

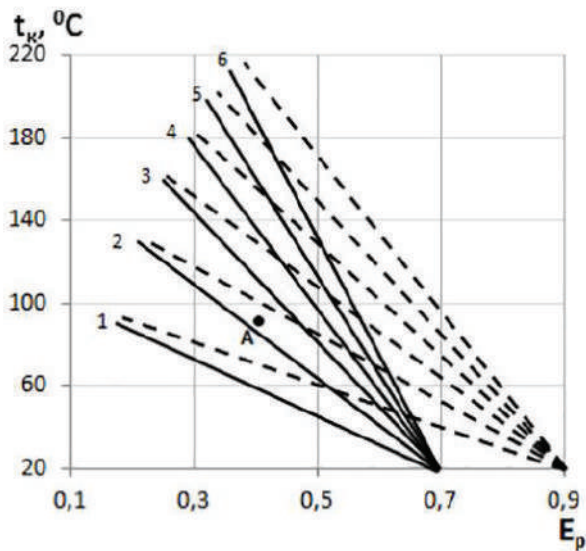


Рис. 5. Зависимость потребной температуры воздуха t_k , охлаждающий наддувочный воздух перед компрессором от относительной глубины охлаждения E_p и степени повышения давления воздуха в компрессоре: 1 — $\pi_k = 1$; 2 — $\pi_k = 2$; 3 — $\pi_k = 3$; 4 — $\pi_k = 4$; 5 — $\pi_k = 5$; 6 — $\pi_k = 6$; сплошная линия — $\eta_e = 0,7$; штриховая линия — $\eta_e = 0,8$

Применим эти графические зависимости к силовой установке танка с двигателем постоянной мощности (ДПМ). Для обеспечения бесперебойной работы двигателя постоянной мощности, учитывая показатели теплонапряженности двигателя, требуется обеспечить $p_e = 1,42$ МПа при $p_z = 13$ МПа и $T_T = 1073$ К. Найдем совокупность параметров π_k , α , ϵ и λ , обеспечивающую получение заданной величины p_e с наибольшим эффективным КПД.

Для работы двигателя постоянной мощности необходимо охлаждать наддувочный воздух. В связи с этим были построены зависимости потребной температуры воздуха t_k , охлаждающий наддувочный воздух перед компрессором относительной глубины охлаждения E_p и степени повышения давления воздуха в компрессоре (рис. 5) [5].

На рис. 5 находим, что при $p_e = 1,42$ МПа и $p_z = 13$ МПа для выполнения условия $T_T \leq 1073$ К необходимо иметь $E_p \sim 0,4$ (точка А). Величина p_e на рис. 1–4 есть среднее эффективное давление, приведенное к сопротивлению $\Delta p_b = 13$ кПа.

Согласно рис. 2, оптимальная степень повышения давления наддувочного воздуха π_k при этих данных составляет 3,2. Для достижения требуемой глубины охлаждения наддувочного воздуха $E_p = 0,4$ при $\pi_k = 3,2$ потребуется температура воздуха $t_k = 90$ °С при $\eta_e = 0,7$. С помощью рис. 1 и 3 находим, что при $p_e = 1,42$ МПа; $p_z = 13$ МПа и $E_p = 0,4$ для достижения минимально возможного удельного расхода топлива рационально использовать степень сжатия в цилиндрах двигателя около 11 (точка А на рис. 1), при этом двигатель надо отрегулировать на степень повышения давления при сгорании $\lambda \sim 1,9$ (рис. 4). При названных параметрах π_k , λ , ϵ и принятых величинах p_z и T_T можно ожидать коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,6$ (рис. 3). В этом случае удельный расход топлива будет приблизительно равен 236 г/(кВт·ч) в объектовых условиях.

Для расчетных исследований турбопоршневого двигателя В-92С2 на ЭВМ приведенные номограммы необходимо аппроксимировать алгебраи-

ческими выражениями [5]. Оптимальная глубина охлаждения наддувочного воздуха ΔE_p может быть вычислена по формуле:

$$\Delta E_p = D + E p_e + F p_e^2, \quad (1)$$

$$D = (-9,333 + 11,13 T_T / 1000) + (7,51 - 7,51 T_T / 1000)(p_z / 10);$$

$$E = (32,84 - 29,45 T_T / 1000) - (18,47 - 17,12 T_T / 1000)(p_z / 10);$$

$$F = (-14,42 + 13,28 T_T / 1000) + (8,49 - 7,89 T_T / 1000)(p_z / 10).$$

При $p_z \geq 16$ МПа его величина в расчете D , E , и F принимается 16 МПа.

Оптимальный коэффициент использования воздуха вычисляется из выражения:

$$\frac{1}{\Delta \alpha} = A + B p_e - C p_e^2, \quad (2)$$

$$A = (0,312 - 0,192 \Delta E_p) - (0,0408 - 0,0102 \Delta E_p)(p_z / 10);$$

$$B = (0,851 - 0,405 \Delta E_p) - (0,283 - 0,126 \Delta E_p)(p_z / 10);$$

$$C = (0,442 - 0,595 \Delta E_p + 0,291 \Delta E_p^2) - (0,367 - 0,546 \Delta E_p + 0,331 \Delta E_p^2)(p_z / 10) + (0,0844 - 0,1504 \Delta E_p + 0,1126 \Delta E_p^2)(p_z / 10)^2.$$

Давление наддува Δp_k и степень повышения давления воздуха $\Delta \pi_k$ в компрессоре, оптимальные для заданного p_e при принятых ограничениях, могут быть выражены:

$$\Delta p_k = \frac{p_z}{\left(9,59 + \frac{a}{b}\right)}; \quad \Delta \pi_k = \frac{\Delta p_k}{p_0 \sigma_p \sigma_b}, \quad (3)$$

$$a = (36,6 - 37,4 \Delta E_p + 10,8 \Delta E_p^2) - \frac{1}{\Delta \alpha} (43,3 - 44,2 \Delta E_p + 12,5 \Delta E_p^2);$$

$$b = 0,3045 \left(1 - \frac{1}{\Delta \alpha}\right) + 0,12 \frac{1}{\Delta \alpha^2};$$

σ_p, σ_b — коэффициенты понижения полного давления во впускной системе двигателя (для $\Delta p_b = 13$ кПа равен 0,87) и в охладителе наддувочного воздуха (для $\Delta p_r = 35$ кПа равен 0,754).

Оптимальная степень сжатия и степень повышения давления при сгорании аппроксимирована формулами:

$$\Delta \epsilon = 5 + b \left(\frac{p_z}{\Delta p_k} - 9,59 \right), \quad (4)$$

$$\Delta \lambda = \frac{p_z}{0,95 \Delta \epsilon^{1,36}}. \quad (5)$$

В случае отличия ожидаемых значений $\Delta p_b = 3$ кПа и $\Delta p_r = 35$ кПа заданные величины p_e , p_d , T_r пересчитываются на новые значения по специальным формулам приведения. Приведенные аппроксимирующие формулы для расчета $\Delta \lambda$, $\Delta \varepsilon$, $\Delta \alpha$, Δp_k определяют значения при максимальной частоте вращения коленчатого вала. Если за расчетный режим, на котором производится оптимизация параметров, принять режим двигателя с частотой вращения $n \leq n_{max}$, то заданные на том режиме величины p_e и T_r необходимо пересчитать на частоту n_{max} с тем чтобы можно было воспользоваться кривыми и формулами, полученными в данном разделе. Такой пересчет производится также с помощью коэффициентов приведения.

Выводы. Данные расчеты позволили определить оптимальные параметры работы силовой установки танка с двигателем постоянной мощности на примере турбодизельного двигателя В-92С2. Анализируя приведенные графики и выражения можно отметить следующее:

— повышение среднего эффективного давления p_e на режиме максимального крутящего момента вызывает необходимость увеличения давления наддува и подачи топлива. Поэтому диапазон частоты вращения, при котором максимальная мощность сохраняется постоянной, обычно не выходит за пределы 25–30 %, т. е. коэффициент приспособляемости K_m составляет 1,35–1,45;

— при обеспечении коэффициента избытка воздуха $\alpha = 15–16$ при работе ДПМ на внешней скоростной характеристике его эффективный КПД η_e будет больше, а удельный расход топлива g_e меньше, чем на работе на номинальном режиме. В этих условиях теплонапряженность деталей цилиндропоршневой группы на режимах пониженных частот вращения вала ДМП будет меньше, чем на режиме номинальной частоты вращения;

— при $\pi_k = 1,8–1,9$ температура воздуха t_k , выходящего из компрессора, превышает 100 °С, что снижает плотность наддувочного воздуха. Следовательно, необходимо охлаждать наддувочный воздух, например, использовать систему питания воздухом комбинированного двигателя с глубоким охлаждением [6];

— оптимальная степень повышения давления ДПМ при сгорании для широкого диапазона изменения p_e , p_d , T_r колеблется в сравнительно узких пределах $\lambda = 1,7–2,0$.

Библиографический список

1. Георгиевский О. Н. Распределение режимов работы танкового двигателя // ВБТ. 1973. № 3. С. 29–30.
2. Брякотин М. Э. Применение волнового наддува на двигателе постоянной мощности // Совершенствование быстроходных двигателей: тез. докл. междунар. науч.-техн. конф. / АлтГТУ им. И. И. Ползунова. Барнаул, 1993. С. 41–45.
3. Колчин А. И., Демидов В. П. Расчет автомобильных и автотракторных двигателей. Изд. 3-е, перераб. и доп. М.: Выш. шк., 2003. 496 с.
4. Кутьков Г. М. Тяговая динамика тракторов. М.: Машиностроение, 1980. 215 с.
5. Силовые установки вооружения и военной техники / Под ред. С. Н. Богданова. М.: ВА БТВ, 1994. 494 с.
6. Пат. 168451 Российская Федерация, F 02 В 29/04, F 02 М 31/20, F 02 В 37/013. Система питания воздухом комбинированного двигателя с глубоким охлаждением / Терещенко Е. С., Терещенко И. Е., Шабалин Д. В. [и др.]. № 2016110630; заявл. 22.03.16; опубл. 02.02.17, Бюл. № 4.

СЕНЬКИН Петр Александрович, адъюнкт кафедры двигателей.

Адрес для переписки: senkinpetr@mail.ru

ПРОКОПЕНКО Николай Иванович, кандидат технических наук, доцент (Россия), профессор кафедры двигателей.

Адрес для переписки: siriusMik@gmail.ru

СМИРНОВ Антон Михайлович, кандидат технических наук, преподаватель кафедры двигателей.

Адрес для переписки: smirnoff287sam@mail.ru

МАЛЫЙ Виталий Викторович, кандидат технических наук, заместитель начальника кафедры двигателей.

Адрес для переписки: malliy@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 07.11.2017 г.

© П. А. Сенькин, Н. И. Прокопенко, А. М. Смирнов, В. В. Малый

Омский автобронетанковый
инженерный институт,
г. Омск

Тюменское высшее военно-инженерное
командное училище,
г. Тюмень

Войсковая часть 72154,
г. Юрга

МЕТОДИКА ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ОПОР КАЧЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ЭЛЕКТРОХИМИКОМЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКОЙ

В статье предложена методика повышения долговечности опор качения электрохимико-механической обработкой с бесконтактным электрическим компонентом. Анализ надежности опор качения двигателей внутреннего сгорания (ДВС) показал, что при наработке 75–80 % ресурса радиальный зазор в сопряжении ролик–опора превышает допустимые значения, в результате чего снижается долговечность двигателя. Цель работы — увеличение ресурса опор качения путем нанесения защитных покрытий на рабочие поверхности, которое позволяет уменьшить зазор в сопряжении ролик–опора. Выполнена обработка подшипников качения, представлены результаты, подтверждающие увеличение ресурса. Данная методика может быть использована для повышения долговечности подшипников качения в ДВС.

Ключевые слова: методика, надежность, двигатель внутреннего сгорания, подшипник качения (ПК), износ, электрохимико-механическая обработка (ЭХМО).

Транспортные средства специального назначения (ТССН) являются наиболее массовым видом техники Сухопутных войск и в силу своей универсальности определяют боевой потенциал Вооруженных сил страны. В настоящее время накоплен большой опыт эксплуатации данных образцов их узлов и агрегатов, который позволяет выполнять доработки и модернизацию ресурсопределяющих деталей, главным образом — подшипников коленчатого вала ДВС. Подшипники коленчатого вала значительным образом определяют надежность всего двигателя.

Анализ эксплуатации ТССН показывает, что основная нагрузка на технику приходится, как правило, весной и осенью в сезонную распутицу. Данная техника используется, как правило, 10 месяцев в году, за исключением 2-х месяцев подготовительного периода и времени на сезонное обслуживание.

Проведенные исследования ТССН позволяют выявить, что наибольшее количество отказов приходится на двигатель. Отказы двигателя могут возникать из-за отказа обслуживающих его систем или нарушения условий эксплуатации, несовершенства конструкции и различных видов изнашивания. Изнашивание происходит в основном в период обкатки (приработки) дизеля, пуска — остановки,

в холодное время года, при обводнении, загрязнении абразивом смазки, а также окислительного изнашивания, которое возникает при взаимодействии картерных газов со смазкой и топливом и ряда других причин. Износ поверхностей подшипников коленчатого вала оказывает решающее влияние на долговечность двигателя [1, 2].

На ТССН широко применяется дизельный двигатель, УТД-20, конструктивной особенностью которого является установка коленчатого вала на роликовых подшипниках качения (рис. 1) [3].

Коленчатый вал 4 изготавливается из высококачественной легированной стали 18Х2Н4МА-Ш методом горячей штамповки. Так как коленчатый вал сопряжен с подшипниками качения, твердость, точность и расчетные нагрузки коренных шеек коленчатого вала, которые являются дорожками качения, должны быть такими же, как и у подшипниковых колец. Согласно требованиям ГОСТ 5377–79, твердость дорожки качения вала должна быть в пределах 59–65 HRC, параметр шероховатости R_a дорожки качения вала должен быть не более 0,32 мкм.

В качестве опор шеек коленчатого вала применяются подшипники качения двух типов 292228MT, 30-92224ЛMT, 6-го класса точности производства

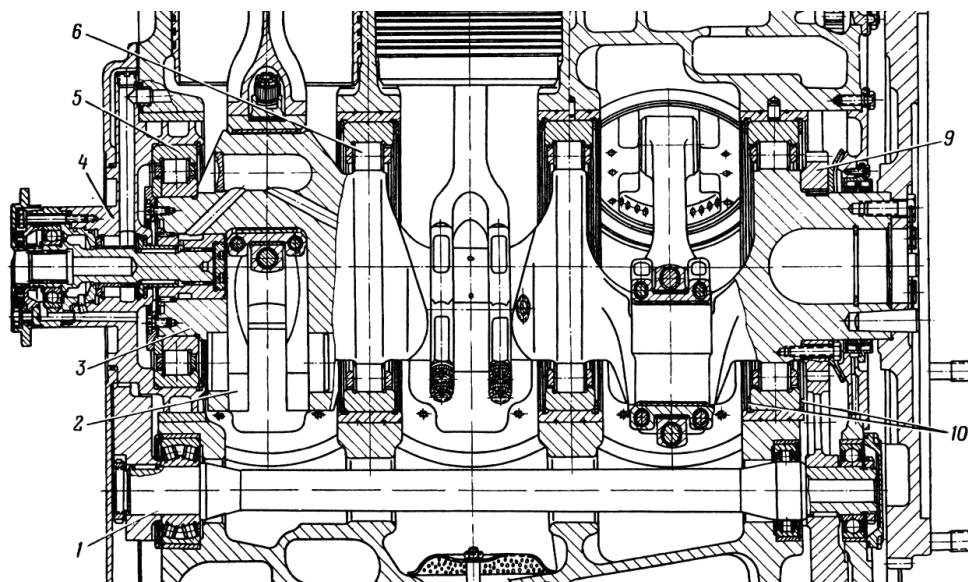


Рис. 1. Коленчатый вал:

- 1 — вал уравнивающего механизма; 2 — противовес коленчатого вала; 3 — коленчатый вал;
 4 — стакан упорного роликоподшипника; 5 — упорный роликоподшипник;
 6 — роликоподшипник; 9 — шестерня привода; 10 — кольца стопорные

ОАО «ЕПК Самара». Материал для изготовления подшипников качения — сталь ШХ15 [4].

Основными видами изнашивания опор качения в двигателе УТД-20 является: абразивное, усталостное, окислительное и др. [1, 2].

Работа опор качения в кривошипно-шатунном механизме данного двигателя характеризуется большими динамическими нагрузками 12–14 МПа, при высоких частотах вращения 700–2800 мин⁻¹, в условиях граничной или смешанной смазок и присутствии механических примесей в моторном масле. При воздействии данных факторов на сопряженные поверхности опор качения происходит деформирование и пластические сдвиги поверхностного слоя, которые приводят к изменению его триботехнических свойств и образованию частиц износа. Вследствие изменения структуры поверхностного слоя подшипников его механические свойства, микротвердость, шероховатость, и др. изменяются, что приводит к увеличению радиального зазора в сопряжении ролик-опора. При увеличении зазоров в сопряжении подшипников качения выше допустимых на высоких частотах вращения коленчатого вала возникают ударные нагрузки, которые могут привести к разрушению деталей двигателя, его дорогостоящему ремонту и простоям машин. Предельно допустимый зазор в сопряжении ролик-опора не более 0,2 мм.

Проведенные исследования ТССН в сложных условиях эксплуатации показали, что при наработке двигателей 75–80 % ресурса до капитального ремонта радиальный зазор в сопряжении ролик-опора коленчатого вала составляет 0,22–0,24 мм, что превышает допустимые требования и снижает долговечность ДВС. Повышение износной долговечности опор качения коленчатого вала путем нанесения защитных покрытий на рабочие поверхности позволит уменьшить зазор в сопряжении ролик-опора снизить нагрузки и увеличить ресурс.

Анализ методов повышения долговечности показал, что традиционные методы повышения безотказности работы подшипников качения сводятся к разработке новых конструкционных материалов,

процессов их термообработки, к оптимизации конструктивных форм деталей, к выбору числа тел качения, конструкции сепараторов, величины посадок, к снижению волнистости и шероховатости контактирующих поверхностей, а также разноразмерности тел качения, использованию эффективных смазочных материалов, различных способов разгрузки подшипников, способов уплотнения и т.п.

Наиболее прогрессивными являются методы, в которых совмещены несколько способов, позволяющие повысить эффективность процесса механического взаимодействия трущихся поверхностей за счет воздействия электрической, химической и других энергий. Одним из таких является метод электрохимикомеханической обработки. Преимущество электрохимико-механического воздействия для выравнивания поверхностей сопряженных деталей широко используется в США и Китае [5–7]. Применение совмещенных процессов позволяет получать высокоточные профили поверхностей на твердосплавных деталях или там, где требуется высокая точность геометрической формы. Разработка и изучению ЭХМО посвящены работы отечественных и зарубежных ученых (И. А. Кравец, Т. Н. Замота, А. Н. Деркач, Н. Г. Макаренко и др.). Ими установлено, что применение ЭХМО эффективно для приработки различных сопряжений деталей машин, для нанесения на трущиеся сопряжения пластичных металлов с целью упрочнения, компенсации износа и реализации избирательного переноса.

Принцип предлагаемой обработки заключается в следующем: деталь или подшипник качения, имеющий перемещение относительно инструмента — анода, подключена к «минусу» источника постоянного тока, а инструмент — анод — к «плюсу». Во время обработки в зону трения подается ионообразующая жидкость (ИОЖ)-электролит, содержащая необходимые компоненты, и обеспечивается необходимое усилие контакта анода и детали или усилия на подшипнике (рис. 2).

Наиболее важными факторами, оказывающими влияние на качество обработки поверхности, явля-

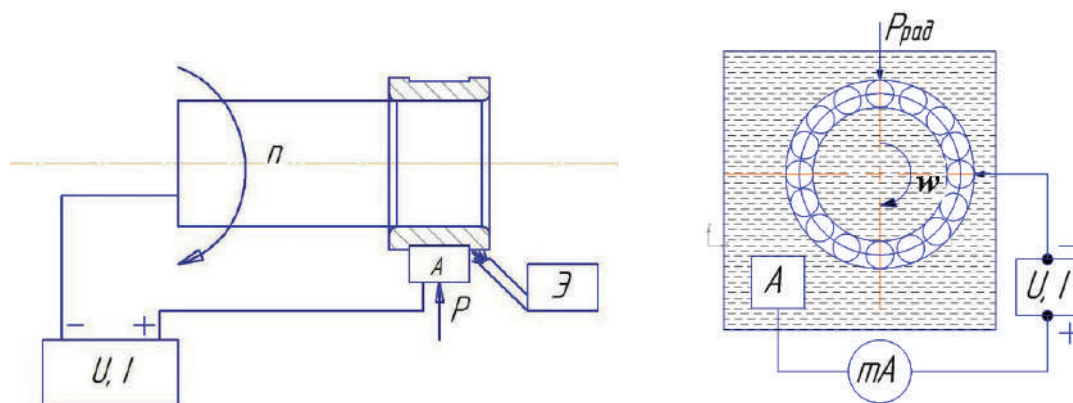


Рис. 2. Слева — обработка ЭХМО с контактным элементом; справа — обработка ЭХМО с бесконтактным элементом

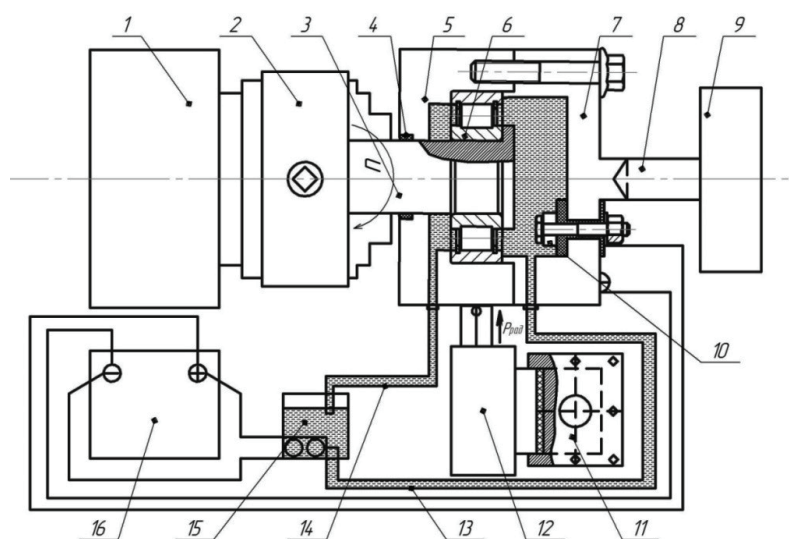


Рис. 3. Схема устройства для электрохимикомеханической обработки подшипника качения:

- 1 — токарно-винторезный станок; 2 — трехкулачковый патрон;
- 3 — нагрузочный вал устройства; 4 — манжета; 5 — корпус устройства;
- 6 — испытываемый подшипник качения — образец; 7 — крышка устройства;
- 8 — шпиндель задней бабки; 9 — задняя бабка; 10 — сменный анод;
- 11 — резцодержатель; 12 — пружинящая державка; 13, 14 — трубопроводы подачи электролита (РЖ); 15 — бак с насосом для подачи электролита;
- 16 — источник постоянного тока

ются состояние детали для обработки, геометрическая характеристика поверхности; материал анода, усилие на подшипнике, состав ИОЖ, плотность тока, время обработки.

Основу процесса составляет электрохимическое растворение металла анода и осаждение ионов на поверхности детали с одновременным механическим воздействием на обрабатываемую поверхность, в результате чего микронеровности заполняются материалом анода и компонентами рабочей жидкости, повышающими триботехнические показатели детали.

Для проведения электрохимикомеханической обработки с бесконтактным электрическим компонентом подшипников качения в лабораторных условиях была разработана методика и изготовлено экспериментальное устройство.

Электрохимикомеханическая обработка с бесконтактным электрическим компонентом подшипников качения проводилась на дооборудованном токарно-винторезном станке ИТ-1М. Устройство

(рис. 3) состоит из корпуса 5, крышки 7, нагрузочного вала 3, испытываемого подшипника (радиального подшипника качения) — образца 6, станка 1, патрона 2, трубопроводов 13, 14, подачи электролита, сменного анода 10, источника постоянного тока 16, бака с насосом для подачи электролита 15, пружинящей державки 12, шпинделя и задней бабки 8, 9. На установке обрабатываются поверхности дорожек качения подшипника — образца 6, наружное кольцо которого запрессовано в корпус устройства 5, а внутреннее кольцо запрессовано на нагрузочный вал 3 устройства.

Радиальную нагрузку подшипнику 6 через корпус 5 устанавливают пружинящей державкой 12 суппортом поперечной подачи станка. Бак с насосом 15 прокачивает электролит (РЖ) по трубопроводам 13, 14, через полости устройства. Анод 10 через изолятор болтом с гайкой закреплен в крышке 7 устройства. Источник тока 16 подключен минусом к корпусу устройства, а плюсом — через болт с гайкой к аноду 10.

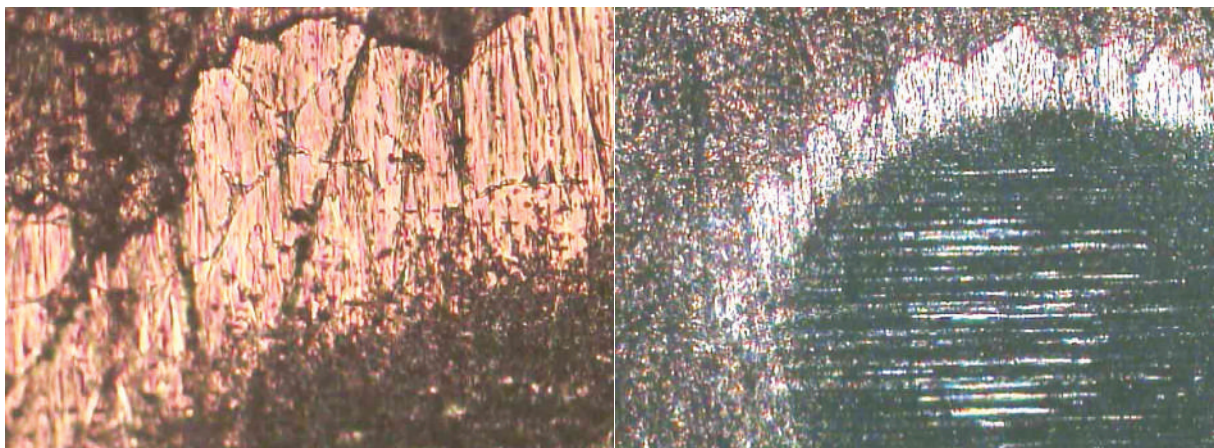


Рис. 4. Шлиф поверхностного слоя образцов, обработанных ЭХМО (анод — медь), увеличение слева $\times 50$, справа $\times 200$

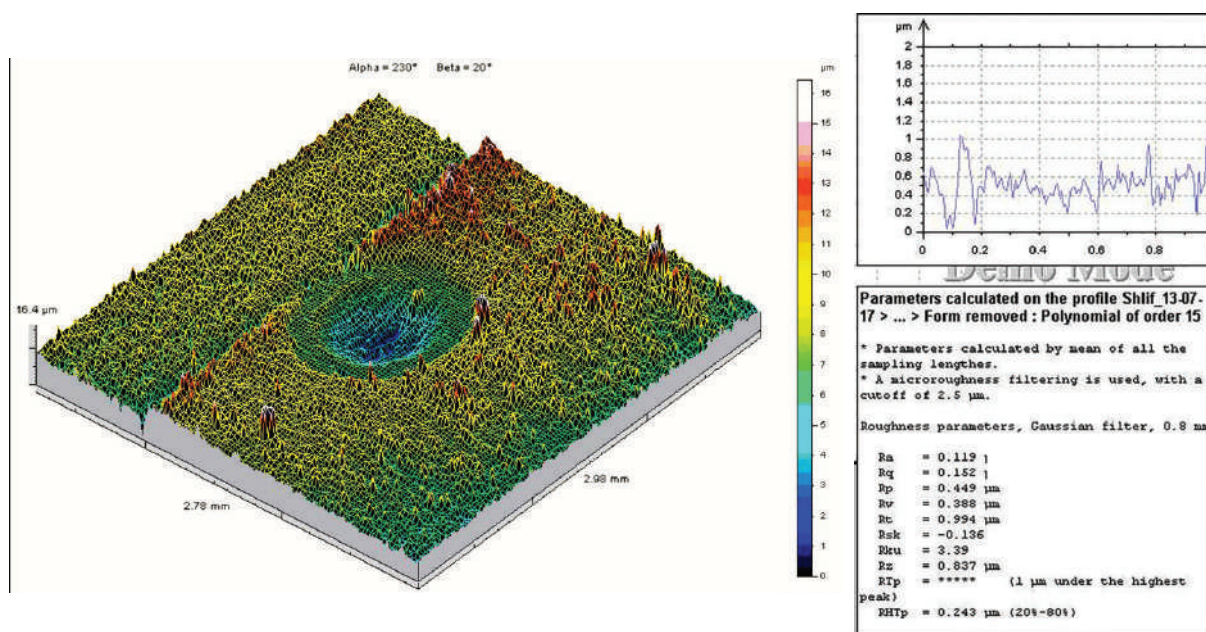


Рис. 5. Профилографирование поверхностного слоя образцов, обработанных ЭХМО (анод — медь)

Перед работой на установке проводят тарировку нагрузки, которую прикладывают к устройству 5 с помощью динамометра ДОСМ-3-0,2. Для этого динамометр устанавливают между устройством 5 и пружинящей державкой 12. Нагрузку на динамометр устанавливают рукояткой поперечного перемещения суппорта станка. После этого строят тарировочные графики.

Аноды 10, которые устанавливались в крышке устройства 7 (рис. 3), изготавливались из различных материалов, таких как цинк, медь, олово.

В качестве объекта исследований был выбран радиальный однорядный с короткими цилиндрическими роликами подшипник № 30-92224ЛМТ по ГОСТ 8328 – 75.

Методика электрохимикомеханической обработки подшипников качения — образцов с бесконтактным электрическим компонентом включает следующие операции (рис. 3): 1) подшипник качения — образец 6, напрессовать нагрузочный вал 3 и в корпус 5; 2) установить анод 10 в крышку устройства 7; 3) установить и прикрутить крышку 7 на корпус устройства 5; 4) установить устройство 5 на станину станка, нагрузочный вал 3 зажать в патроне 2, а шпиндель 8 задней бабки 9 упереть

в крышку устройства 7 и зафиксировать, подключить провода источника питания 16 к корпусу и аноду 10; 5) подключить трубопроводы 13,14 к устройству 5; 6) включить насос подачи электролита 15 и установить расчетную радиальную нагрузку; 7) включить привод станка и источником питания 16 установить расчетный ток в цепи анода 10; 8) выдержать необходимую расчетную продолжительность обработки; 9) перед окончанием обработки отключить источник тока 16, привод станка и насос подачи электролита 15; 10) снять радиальную нагрузку, создаваемую пружинящей державкой 12; 11) отключить провода питания, трубопроводы 13, 14, снять устройство 5 и слить электролит (РЖ); 12) разобрать устройство 5, снять крышку 7, снять обработанный подшипник качения — образец 6.

Технологические параметры электрохимикомеханической обработки с бесконтактным электрическим компонентом: материал анода — медь; рабочая жидкость — ПГВ, с добавлением присадки в виде серпентина дисперсностью 10–40 мкм концентрацией 20 г/л, ток в цепи — 0,5–1 А, $t_{\text{поз}}$ — 60–80 °С, частота вращения — 500 об/мин, радиальная нагрузка — 250 Н. Время обработки 2,5 часа.

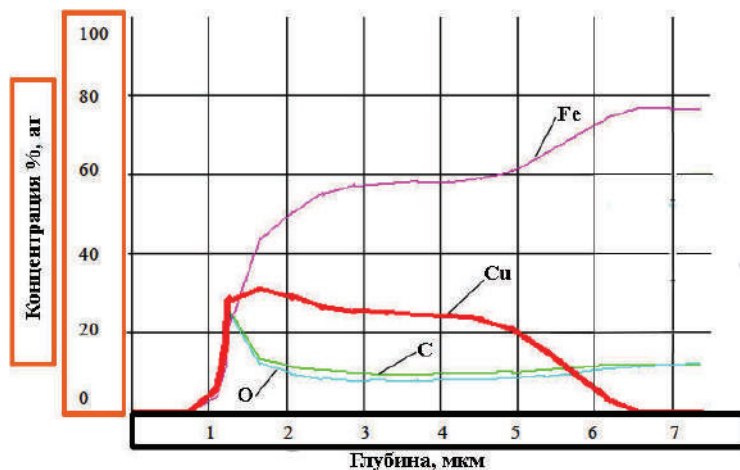


Рис. 6. Оже-спектрометрия поверхностного слоя образцов, обработанных ЭХМО (анод — медь)

Нагрузку и частоту вращения устанавливают согласно ориентировочным расчетным параметрам статической грузоподъемности и предельной частоты вращения $n_{\text{пред}}$ мин⁻¹ на жидком смазочном материале, подшипников качения из справочника [8]. Нагрузка может составлять $P = C_0(0,05...0,8)$, частота вращения $n = (0,01...0,07)n_{\text{пред}}$, время обработки составляет 2–4 часа в зависимости от размера и типа подшипника.

Оценка ресурса и свойств, обработанных и серийных подшипников, проводилась следующими диагностическими методами: анализа спектра огибающей сигнала виброускорения; трехмерной бесконтактной профилометрии; оже-спектрометрии.

Вибродиагностирование групп подшипников проводили на стенде вибрационного контроля подшипников качения СВК-А. Результаты вибродиагностирования представлены в работе [9]. Трехмерную бесконтактную профилометрию образцов выполняли прибором «MICROMEASURE 3Dstation». Оже-спектрометрию образцов выполняли прибором «Шхуна-2».

Для исследования геометрических характеристик покрытия на образце в обработанной поверхности качения выполнялся сферический шлиф, изображение которого представлено на рис. 4.

Проведенные исследования на профилографе подтверждают улучшение шероховатости поверхностного слоя с исходного $R_a = 0,32$ до полученного в результате обработки $R_a = 0,12$, а также позволил получить результаты геометрических характеристик нанесенного антифрикционного слоя, толщина которого от 4 до 5 мкм. Результаты представлены на рис. 5.

В результате проведенного анализа оже-спектрометрии было установлено, что глубина диффузии меди составила 4–5 мкм, а концентрация на глубине от 2 до 5 мкм составляет 25–30 %. Результаты оже-спектрометрии представлены на рис. 6.

Разработанная методика и устройство электрохимикомеханической обработки с бесконтактным электрическим компонентом обеспечивает насыщение медью поверхностного слоя подшипника, позволяет реализовать избирательный перенос, который уменьшает момент трения, температуру трения, компенсирует износ, повышает износостойкость и увеличивает ресурс.

Библиографический список

- Исаков П. П. Теория и конструкция танка. М.: Машиностроение, 1985. 267 с.
- Буров С. С. Конструкция и расчет танков. М.: Академия БТ войск, 1973. 602 с.
- Боевая машина пехоты БМП-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. В 2 ч. М.: Военное издательство, 1988. Ч. 2. 325 с.
- ГОСТ 520–2011. Подшипники качения. Общие технические условия. Введ. 2012–07–01. М.: Стандартинформ, 2012. 65 с.
- Макаренко Н. Г. Электрохимическое упрочнение и восстановление деталей трибосистем. Омск: Омск. науч. вестник, 2004. 248 с. ISBN 5-8149-0201-9.
- Brown A. S. Flat, Cheap, and Under Control [Electrochemical Mechanical Planarization] // IEEE Spectrum. Vol. 42, Issue 1. 2005. P. 40–45. DOI: 10.1109/MSPEC.2005.1377874.
- Wu Yu.-F., Tsai T.-H. Effect of Organic Acids on Copper Chemical Mechanical Polishing // Microelectronic Engineering. 2007. P. 1–9. DOI: 10.1016/j.mee.2007.01.123.
- Череменский О. Н., Федотов Н. Н. Подшипники качения: справ.-каталог. М.: Машиностроение, 2003. 576 с.
- Шаргаёв А. А., Макаренко Н. Г. Электрохимикомеханическое упрочнение дорожек качения подшипника // Омский научный вестник. 2017. № 1 (151). С. 40–44.

ШАРГАЁВ Алексей Александрович, адъюнкт кафедры эксплуатации (бронетанковой и автомобильной техники) Омского автобронетанкового инженерного института.

МАКАРЕНКО Николай Григорьевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), профессор кафедры эксплуатации (бронетанковой и автомобильной техники) Омского автобронетанкового инженерного института.

МАМЕЙ Сергей Александрович, начальник службы отдела материально-технического обеспечения Тюменского высшего военно-инженерного командного училища.

ШИТАКОВ Евгений Николаевич, начальник оперативного отдела войсковой части 72154, г. Юрга.

Адрес для переписки: al.shargaev@mail.ru

Статья поступила в редакцию 06.11.2017 г.

© А. А. Шаргаёв, Н. Г. Макаренко, С. А. Мамей, Е. Н. Шитаков