

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЭКОНОМИЧНОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВИНТОВОГО МАСЛОЗАПОЛНЕННОГО КОМПРЕССОРА НА РЕЖИМАХ ЧАСТОТНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

В статье рассмотрены актуальные вопросы повышения экономичности работы винтового маслозаполненного компрессора при частотном регулировании холодопроизводительности. Проведен сравнительный анализ работы компрессора при подаче масла независимым насосом и при использовании вытеснительной системы подачи масла из маслоборника. Анализ проведен на основе разработанной математической модели.

**Ключевые слова:** винтовой маслозаполненный компрессор, холодопроизводительность, коэффициент полезного действия компрессора, регулирование производительности.

Как известно, наиболее распространенными способами регулирования являются золотниковый, частотный (регулирование оборотов), байпасирование и дросселирование на всасывании [1–4]. При подаче масла в рабочую камеру экономичность работы винтового компрессора определяется в том числе так называемыми насосными затратами мощности, затратами мощности на преодоление гидромеханических потерь в проточной части, индикаторными потерями мощности в процессе нагнетания [3, 5]. Следует ожидать, что при регулировании производительности соотношение индикаторной мощности и суммарной мощности указанных выше составляющих будет изменяться, соответственно, будет изменяться КПД.

В предложенной работе проведен сравнительный анализ эффективности частотного регулирования производительности при подаче масла в проточную часть винтового компрессора с применением независимого насоса и с вытеснительной системой подачи масла из маслоборника.

Для решения поставленной задачи была разработана математическая модель, которая, как и большинство аналогичных методик [5, 6], учитывает тепло- и массообмен между различными полостями компрессора, а также теплообмен между маслом в полости и сжимаемым газом. Кроме того, в модели учитываются насосные затраты мощности

и гидромеханические потери в рабочей камере [5]. Модель позволяет получить зависимости основных параметров, определяющих работу компрессора, таких как давление, температура и масса газа в рабочей полости, от угла поворота ведущего ротора  $\varphi$ , а также определить производительность компрессора и затраты мощности на его привод.

В основу разработанной математической модели была положена физическая модель процессов, протекающих в рабочей полости компрессора, состоящая из следующих допущений: рабочим веществом является идеальный газ, подчиняющийся уравнению состояния идеального газа, и смесь идеального газа и мелкодиспергированной несжимаемой жидкости — масла; идеальный газ и мелкодиспергированное масло в общем случае имеют разные температуры; мелкодиспергированное масло представляет собой большое количество сферических капель с одинаковым радиусом; между идеальным газом и маслом имеет место конвективный теплообмен; при протекании теплообмена между маслом и газом масло не претерпевает фазовых переходов; идеальный газ в рабочей полости в каждый момент времени находится в равновесном состоянии; теплообмен между газом и стенками рабочей полости компрессора пренебрежимо мал; теплообменом между маслом и стенками рабочей полости компрессора пренебрегаем; массовая доля масла в газе в процессах

сжатия и нагнетания остаётся постоянной; между рабочей полостью и смежными полостями имеют место перетечки газа, обусловленные разностью давлений между этими полостями.

Математическая модель строилась на изложенных физических допущениях, а также на основе известных уравнении первого закона термодинамики для открытой системы, уравнении состояния идеального газа, выражения для работы расширения, а также выражений для изменения массы газа в рабочей полости и изменения объёма в зависимости от угла поворота ведущего ротора компрессора.

Элементарное количество тепла между газом с жидкостью определяется на основе уравнения Ньютона – Рихмана. Учитывая суммарную площадь поверхности всех капель жидкости, с которыми обменивается сжимаемый газ, можно получить выражение

$$\frac{dQ}{d\varphi} = \frac{3 \cdot \alpha \cdot m_{ж}}{r \cdot \rho_{ж} \cdot \omega} \cdot (T_{ж} - T),$$

где  $\alpha$  — коэффициент теплоотдачи между каплей жидкости и газом;  $T_{ж}$  — температура жидкости;  $\rho_{ж}$  — плотность жидкости;  $m_{ж}$  — масса жидкости в рабочей полости;  $r$  — радиус капли.

С учётом того, что  $m_{ж} = d_M \cdot m$  (где  $d_M$  — массовая для жидкости по отношению к газу в рабочей полости [кг/кг]), выражение же для  $dQ/d\varphi$  принимает вид:

$$\frac{dQ}{d\varphi} = \frac{3 \cdot \alpha \cdot d \cdot m}{r \cdot \rho_{ж} \cdot \omega} \cdot (T_{ж} - T). \quad (1)$$

Температура масла  $T_{ж}$  определяется выражением

$$\frac{dT_{ж}}{d\varphi} = \frac{3 \cdot \alpha}{c_{ж} \cdot r \cdot \rho_{ж} \cdot \omega} \cdot (T - T_{ж}), \quad (2)$$

где  $c_{ж}$  — удельная теплоёмкость масла.

Перетечки между полостями компрессора описывались следующими уравнениями. Если давление в рабочей полости больше давления в  $i$ -полости, расход газа из рабочей полости в  $i$ -ю полость будет отрицателен и определяться выражением:

$$\dot{m}_i = - \left( \sum_j \mu_{ij} \cdot S_{ij} \right) \times \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p^2}{RT} \cdot \left[ \left( \frac{p_i}{p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_i}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (3)$$

В этой формуле суммирование ведётся по всем зазорам, по которым газ может перетекать из рабочей полости в  $i$ -ю полость.

Если давление в рабочей полости меньше давления в  $i$ -полости, расход газа будет положительным и определяться выражением

$$\dot{m}_i = \sum_j \mu_{ij} \cdot S_{ij} \times \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_i^2}{RT_i} \cdot \left[ \left( \frac{p}{p_i} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p}{p_i} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (4)$$

где  $R$  — газовая постоянная сжимаемого газа;  $\mu_j$  — коэффициент расхода для  $j$ -го зазора;  $S_j$  — площадь  $j$ -го зазора.

С учётом этого для процесса впуска система основных расчётных дифференциальных уравнений имеет следующий вид:

$$\frac{dT}{d\varphi} = (k-1) \cdot \frac{T}{m} \cdot \frac{\sum_{j \neq 1} \dot{m}_j}{\omega} + \frac{\sum_{i \neq 1} (k \cdot T_i - T) \cdot \dot{m}_i}{m \cdot \omega} - (k-1) \frac{T}{V} \cdot \frac{dV}{d\varphi}, \quad (5)$$

$$\frac{dp}{d\varphi} = k \cdot \frac{p}{m} \cdot \frac{\sum_{j \neq 1} \dot{m}_j}{\omega} + \frac{p}{m} \cdot \frac{k \cdot \sum_{i \neq 1} T_i \cdot \dot{m}_i}{T \cdot \omega} - k \cdot \frac{p}{V} \cdot \frac{dV}{d\varphi}, \quad (6)$$

$$\frac{dV}{d\varphi} = f(\varphi), \quad (7)$$

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{\sum_{j \neq 1} \dot{m}_j + \sum_{i \neq 1} \dot{m}_i}{\omega}, \quad (8)$$

$$\frac{dL}{d\varphi} = p \cdot \frac{dV}{d\varphi}. \quad (9)$$

Для принятой схемы подачи масла в начале процесса сжатия система основных расчётных дифференциальных уравнений для процессов сжатия и нагнетания имеет следующий вид:

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{3 \cdot \alpha \cdot d}{c_v \cdot r \cdot \rho_{ж}} \cdot \frac{(T_{ж} - T)}{\omega} + (k-1) \cdot \frac{T}{m} \cdot \frac{\sum_{j \neq 1} \dot{m}_j}{\omega} + \frac{\sum_{i \neq 1} (k \cdot T_i - T) \cdot \dot{m}_i}{m \cdot \omega} - (k-1) \frac{T}{V} \cdot \frac{dV}{d\varphi}, \quad (10)$$

$$\frac{dp}{d\varphi} = (k-1) \cdot \frac{3 \cdot \alpha \cdot d}{r \cdot \rho_{ж}} \cdot \frac{m}{V} \cdot \frac{(T_{ж} - T)}{\omega} + k \cdot \frac{p}{m} \cdot \frac{\sum_{j \neq 1} \dot{m}_j}{\omega} + \frac{p}{m} \cdot \frac{k \cdot \sum_{i \neq 1} T_i \cdot \dot{m}_i}{T \cdot \omega} - k \cdot \frac{p}{V} \cdot \frac{dV}{d\varphi}, \quad (11)$$

$$\frac{dT_{ж}}{d\varphi} = \frac{3 \cdot \alpha \cdot d}{c_{ж} \cdot r \cdot \rho_{ж}} \cdot \frac{(T - T_{ж})}{\omega}, \quad (12)$$

$$\frac{dV}{d\varphi} = f(\varphi), \quad (13)$$

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{\sum_{j \neq 1} \dot{m}_j + \sum_{i \neq 1} \dot{m}_i}{\omega}, \quad (14)$$

$$\frac{dL}{d\varphi} = p \cdot f(\varphi). \quad (15)$$

В этих уравнениях  $T$  — абсолютная температура газа в рабочей полости, К;  $p$  — давление газа в рабочей полости, Па;  $V$  — объём рабочей полости, м<sup>3</sup>;  $\omega$  — угловая скорость вращения ведущего ротора, град/с;  $T_i$  — температура в  $i$ -й полости компрессора;  $m$  — масса газа в рабочей полости, кг/с;  $k$  — коэффициент адиабаты сжимаемого газа;  $\dot{m}_i$  — массовый расход газа при перетечках из  $i$ -полости в рабочую, кг/с;  $\dot{m}_j$  — суммарный массовый расход газа при перетечках из рабочей полости в  $j$ -ю, кг/с.

Для решения полученных систем дифференциальных уравнений их необходимо было дополнить условиями геометрической однозначности, условиями физической однозначности и граничными условиями.

При построении математической модели работа винтового компрессора разбивалась на процесс впуска, который соответствует изменению угла поворота ведущего ротора от 0 до 360°, процесс сжатия, соответствующий изменению угла поворота от 360° до угла  $\varphi_{\text{вып}}$ , и процесс нагнетания, осуществляющегося на углах поворота от  $\varphi_{\text{вып}}$  до 720°.

К условиям геометрической однозначности относилось задание величины объёма парной полости от угла поворота ведущего ротора компрессора  $V(\varphi)$ , задание величины впускного окна как функции угла поворота  $S_{\text{вп}}(\varphi)$ , задание величины выпускного окна как функции угла поворота  $S_{\text{вып}}(\varphi)$ , а также определение площадей зазоров, связывающих рабочую полость со смежными полостями.

В рассматриваемой математической модели зависимость объёма рабочей полости от угла поворота ведущего ротора компрессора  $\varphi$  описывалась кусочно-гладкой функцией

$$V(\varphi) = \begin{cases} V_{\text{MAX}} \cdot \frac{\left(\frac{\varphi}{360}\right)^2}{\frac{\varphi_A}{360}}, & 0 \leq \varphi < \varphi_A \\ V_{\text{MAX}} \cdot \left[ 1 + \frac{\left(\frac{\varphi}{360} - 1\right)^2}{\frac{\varphi_A}{360} - 1} \right], & \varphi_A \leq \varphi < 720 - \varphi_A \\ V_{\text{MAX}} \cdot \frac{\left(\frac{\varphi}{360} - 2\right)^2}{\frac{\varphi_A}{360}}, & 720 - \varphi_A \leq \varphi < 720 \end{cases} \quad (16)$$

Величина  $\varphi_A$  ( $\varphi_A \in [0; 360]$ ) является варьируемым параметром, посредством которого теоретическую зависимость (7) можно приближать к действительной зависимости  $V(\varphi)$  для винтового компрессора.

Зависимость площади впускного окна от угла поворота ведущего ротора  $S_{\text{вп}}(\varphi)$  также определялась кусочно-гладкой функцией следующего вида:

$$S_{\text{вп}}(\varphi) = \begin{cases} S_{\text{вп}}^{\text{MAX}} \cdot \frac{\left(\frac{\varphi}{180}\right)^2}{\frac{\varphi_B}{180}}, & 0 \leq \varphi < \varphi_B \\ S_{\text{вп}}^{\text{MAX}} \cdot \left[ 1 + \frac{\left(\frac{\varphi}{180} - 1\right)^2}{\frac{\varphi_B}{180} - 1} \right], & \varphi_B \leq \varphi < 360 - \varphi_B \\ S_{\text{вп}}^{\text{MAX}} \cdot \frac{\left(\frac{\varphi}{180} - 2\right)^2}{\frac{\varphi_B}{180}}, & 360 - \varphi_B \leq \varphi < 360 \end{cases} \quad (17)$$

где  $\varphi_B$  ( $\varphi_B \in [0; 180]$ ) — является варьируемым параметром, посредством которого теоретическую зависимость (3) можно приближать к действительной зависимости  $S_{\text{вп}}(\varphi)$  для винтового компрессора;  $S_{\text{вп}}^{\text{MAX}}$  — максимальная величина впускного окна.

Зависимость площади выпускного окна от угла поворота ведущего ротора  $S_{\text{вып}}(\varphi)$  определялась выражением:

$$S_{\text{вып}}(\varphi) = \begin{cases} S_{\text{вып}}^{\text{MAX}} \cdot \frac{2}{720 - \varphi_{\text{вып}}} \cdot \frac{(\varphi - \varphi_{\text{вып}})^2}{\varphi_C - \varphi_{\text{вып}}}, & \varphi_{\text{вып}} \leq \varphi < \varphi_C \\ S_{\text{вып}}^{\text{MAX}} \cdot \left[ 1 + \frac{720 + \varphi_{\text{вып}}}{720 + \varphi_{\text{вып}}} \cdot \frac{\left(\frac{\varphi}{\frac{\varphi_{\text{вып}} + 720}{2}} - 1\right)^2}{\frac{\varphi_B}{\frac{\varphi_{\text{вып}} + 720}{2}} - 1} \right], & \varphi_C \leq \varphi < 720 - (\varphi_C - \varphi_{\text{вып}}) \\ S_{\text{вып}}^{\text{MAX}} \cdot \frac{2}{720 - \varphi_{\text{вып}}} \cdot \frac{(\varphi - 720)^2}{\varphi_C - \varphi_{\text{вып}}}, & 720 - (\varphi_C - \varphi_{\text{вып}}) \leq \varphi \leq 720 \end{cases} \quad (18)$$

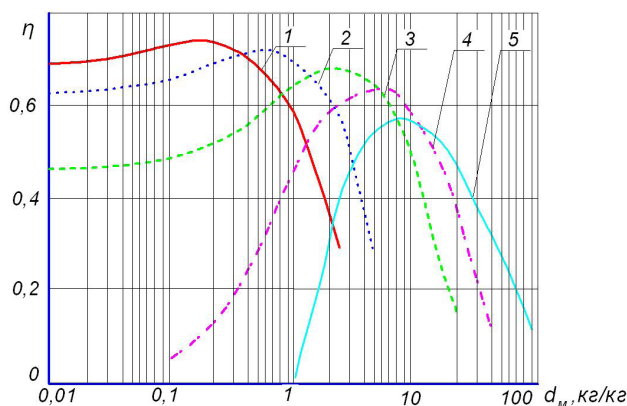


Рис. 1. Зависимость КПД  $\eta$  от относительного расхода масла  $d_m$  при разных частотах вращения ведущего ротора  $n$  и независимом маслонасосе:

1 —  $n=5000$  об/мин, 2 —  $n=3000$  об/мин, 3 —  $n=1000$  об/мин, 4 —  $n=500$  об/мин, 5 —  $n=250$  об/мин

Здесь  $\varphi_c$  ( $\varphi_c \in \left[ \varphi_{\text{вып}}; \frac{\varphi_{\text{вып}} + 720}{2} \right]$ ) — варьируемый параметр, посредством которого теоретическую зависимость (11) можно приближать к действительной зависимости  $S_{\text{вып}}(\varphi)$  для винтового компрессора;  $S_{\text{вып}}^{\text{MAX}}$  — максимальная площадь выпускного окна.

Зависимость площади зазора по вершинам зубцов  $S_{\text{вз}}(\varphi)$  определялась как функция угла поворота ведущего ротора

$$S_{\text{вз}}(\varphi) = \begin{cases} 9,83 \cdot h_{\text{вз}} \cdot d \cdot \frac{\varphi}{360}, & \text{если } \varphi \in [0; 360] \\ 9,83 \cdot h_{\text{вз}} \cdot d \cdot \left( 2 - \frac{\varphi}{360} \right), & \text{если } \varphi \in [360; 720] \end{cases} \quad (19)$$

где  $h_{\text{вз}}$  — высота зазора по вершинам зубьев.

Площади профильного и торцевого зазоров определялась по известным зависимостям [3].

В качестве условий физической однозначности задавались физические свойства сжимаемого газа, в качестве которого выступал фреон R134a, а также физические свойства масла.

Граничными условиями были величины давления и температуры газа в камерах всасывания и нагнетания. Кроме того, в начале процесса сжатия задавалась температура подаваемого в рабочую полость масла  $T_{\text{ж}}$ .

На основе разработанной математической модели винтового маслозаполненного компрессора, работающего на фреоне R134a, были проведены расчёты, устанавливающие влияние на изотермический КПД компрессора  $\eta$  относительного расхода масла  $d_m$  при разных частотах вращения ведущего ротора компрессора  $n$  в случае подачи масла независимым насосом. Графики, изображающие эти зависимости, представлены на рис. 1. Их анализ показывает, что все зависимости имеют максимум и по мере уменьшения частоты вращения ротора эти максимумы уменьшаются, становятся более явно выраженными и сдвигаются в область высоких значений относительного расхода масла. Важно отметить, что для каждой частоты вращения ротора компрессора имеет место своё оптимальное количество подаваемого в рабочую камеру масла.

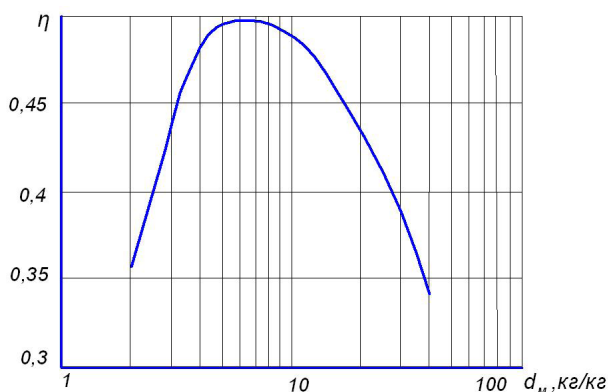


Рис. 2. Зависимость КПД  $\eta$  от относительного расхода масла  $d_m$  при разных частотах вращения ведущего ротора  $n$  и вытеснительной системе подачи масла

Кроме того, был проведён анализ влияния частоты вращения ведущего ротора компрессора на изотермический КПД компрессора  $\eta$  в случае использования вытеснительной системы подачи масла из маслосборника. Особенность этого способа подачи масла состоит в том, что определённой частоте вращения ведущего ротора будет соответствовать только одно значение относительного расхода масла. График, изображающий зависимость КПД от  $d_m$  в этом случае, представлен на рис. 2. Его анализ показывает, что при использовании вытеснительной системы подачи масла из маслосборника зависимость КПД от относительного расхода масла также имеет оптимум, но этот оптимум расположен в области достаточно высоких значений относительного расхода масла, что приводит к увеличению насосных затрат мощности компрессора и, как следствие, уменьшению значений КПД. Так, например, при насосной подаче масла при частоте 1000 об/мин и относительном расходе масла  $d_m = 3$  кг/кг КПД равен 68 %, тогда как при вытеснительной системе подачи масла при таком же относительном расходе КПД составляет 44 %.

На основе представленных результатов расчёта можно сделать вывод, что подача масла независимым насосом при частотном регулировании производительности компрессора является более гибким способом обеспечения оптимального режима работы компрессора по сравнению с вытеснительной системой.

#### Библиографический список

1. Сакур, И. А. Винтовые компрессоры / И. А. Сакур. — М. : Машиностроение, 1970. — 400 с.
2. Хисамеев, И. Г. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры: теория, расчёт и проектирование / И. Г. Хисамеев, В. А. Максимов. — Казань : Фэн, 2000. — 638 с.
3. Винтовые компрессоры : справ. / П. Е. Амосов [и др.]. — Л. : Машиностроение, 1977. — 256 с.
4. Холодильные машины / Л. С. Тимофеевский [и др.]. — СПб. : Политехника, 1997. — 992 с.
5. Юша, В. Л. Повышение экономичности и безопасности работы винтового компрессора с газожидкостным рабочим телом : дис. ... канд. техн. наук / В. Л. Юша. — Омск, 1987. — 273 с.
6. Сакур, И. А. Исследование процессов сжатия и выталкивания в холодильном винтовом компрессоре сухого сжатия / И. А. Сакур, В. И. Пекарев, А. Н. Носков // Тр. XIV Науч.-техн. конф. ; Ленингр. технолог. ин-т холодиц. пром.-сти. — Л., 1984. — С. 2—9.

**ЧЕРНОВ Герман Игоревич**, кандидат технических наук, доцент кафедры холодильной и компрессорной техники и технологии.

**ПАНЮТИЧ Андрей Александрович**, начальник НИЛ НТК «Криогенная техника» ОмГТУ.

**ЮША Владимир Леонидович**, доктор технических наук, профессор (Россия), декан нефтехимического института, заведующий кафедрой холодильной и компрессорной техники и технологии.

**ВАСИЛЬЕВ Владимир Константинович**, доктор технических наук, профессор кафедры холодильной и компрессорной техники и технологии.

**ЗИНОВЬЕВА Анастасия Владимировна**, кандидат технических наук, доцент кафедры холодильной и компрессорной техники и технологии.

МИХАЙЛЕЦ Сергей Никитич, кандидат технических наук, доцент кафедры холодильной и компрессорной техники и технологии.  
Адрес для переписки: gi\_chernov2002@mail.ru

Статья поступила в редакцию 20.08.2015 г.

© Г. И. Чернов, А. А. Панютин, В. Л. Юша, В. К. Васильев,  
А. В. Зиновьева, С. Н. Михайлец

УДК 621.9.08:621.753.1/14:621.753.4:531.7:621.431

Н. Н. ЧИГРИК

Омский авиационный  
колледж имени Н. Е. Жуковского

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ ВЫСОТЫ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССИОННЫХ КОЛЕЦ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ПОГРЕШНОСТЕЙ РАЗБРАКОВКИ. Часть 1

В статье при обосновании правильности выбора по ГОСТ 8.051-81 и РД 50-98-86 микрометра рычажного МР 25 по ГОСТ 4381-87 для проведения измерительного контроля наибольшей и наименьшей высоты поршневых компрессионных колец, применяемых в конструкциях бензиновых двигателей ЗМЗ-402.10, ЗМЗ-4062.10, установлено, что расширение действительного поля рассеивания кривой распределения совокупности средней  $p(\mu, \sigma_{\bar{x}}, \bar{X}_0)$ , полученной посредством объединения композиций однородных выборочных совокупностей  $p_1(\mu_1, \sigma_{\max}, \bar{X}_1)$ ,  $p_2(\mu_2, \sigma_{\min}, \bar{X}_2)$  результатов измерительного контроля наибольшей и наименьшей высоты поршневых компрессионных колец, относительно координаты середины интервала допуска размера их высоты  $E_s(Tb) = -0,006$  мм, свидетельствует о частичном выполнении гипотезы распределения совокупности средней  $p(\mu, \sigma_{\bar{x}}, \bar{X}_0)$  и ее точечных оценок по ГОСТ 8.207-76 по закону Гаусса с присутствием областей вероятностных ошибок I и II рода в связи со смещением ее мгновенного центра рассеивания  $a_{\Delta\bar{x}_0}$ , уменьшением дисперсии  $D(x)$  и значительным расширением полей рассеивания кривых распределения однородных выборочных совокупностей  $p_1(\mu_1, \sigma_{\max}, \bar{X}_1)$ ,  $p_2(\mu_2, \sigma_{\min}, \bar{X}_2)$ .

**Ключевые слова:** поршневое компрессионное кольцо, двигатель внутреннего сгорания, измерительный контроль, обеспечение единства измерений, погрешность измерений.

**Введение.** Единство измерений в соответствии с положениями РМГ 29-99 [1] определяется состоянием измерений, при котором результаты измерительного контроля выражены в узаконенных единицах, размеры которых в установленных пределах равны размерам единиц, воспроизводимых первичными эталонами, а погрешности результатов измерений известны и с заданной вероятностью не выходят за установленные пределы. Из данного определения следует, что действительные размеры в партии деталей, изготовленных по одним и тем же чертежам, могут колебаться между заданными предельными размерами, зависят от рассеивания значений, которые может принимать измеряемая величина, а значения зазоров и натягов в сопряжениях могут колебаться в зависимости от действительных размеров сопрягаемых деталей. Погрешность результатов измерений зависит от точности

применяемых универсальных средств измерений, полноты реализации стандартных определений измеряемых величин, применяемого метода измерений и контроля геометрических величин деталей, допуска на измеряемую величину и закона ее распределения, метода сборки, способа и схемы измерений, правильности и соответствия значений в конструкторской документации и технических записях нормам точности, условий применения средств измерений в соответствии с требованиями методики выполнения измерений, установленных по ГОСТ 8.563-2009 [2] и изложенных в [3, 4], установления соответствия терминологии геометрических величин, их условных обозначений стандартным определениям на диаметр вала и отверстия по ГОСТ 25346-2013 и ГОСТ 25347-2013 [5, 6], на допуски формы и расположения поверхностей — по ГОСТ 24642-81 и ГОСТ 24643-81.

Детали, у которых размеры находятся близко к предельным отклонениям допуска размера, могут быть неправильно оценены, то есть, забракованы, а бракованные пропущены как годные. Такое сочетание погрешности измерений и истинного размера контролируемой детали является случайным событием, при котором погрешность измерений накладывается на погрешность изготовления детали и оказывает влияние на достоверность результатов измерительного контроля. Поскольку точность измерительной информации по РМГ 29-99 определяется качеством измерений, отражает близость их результатов к истинному значению измеренной величины, точность измерений геометрических величин деталей зависит от точности применяемых средств измерений, а необходимым условием выбора универсальных средств измерений и назначения допускаемой погрешности является определение предельных размеров размерного элемента, по которым производится прогнозирование вероятностного появления погрешностей разбраковки в партии изделий при определении процентного соотношения неправильно принятых ( $\alpha_1$ ), неправильно забракованных ( $\beta_2$ ) деталей и вероятностного предельного значения (с) выхода размера за каждую границу интервала допуска у неправильно принятых бракованных деталей.

Обоснование правильности выбора средства измерений, применяемого метода измерений и контроля геометрических величин деталей определяется совокупностью метрологических, эксплуатационных и экономических составляющих универсальных средств измерений. К метрологическим показателям относятся допустимая погрешность измерений, цена деления шкалы прибора, порог чувствительности, пределы измерений, диапазон показаний прибора, погрешность универсальных средств измерений. Правильность выбора средства измерений по РД 50-98-86 [7] по метрологическим характеристикам подтверждается, если его пределы измерений больше измеряемого размера, диапазон показаний больше допуска размера контролируемого изделия, а его предельная погрешность меньше допускаемой погрешности  $\Delta_{изм} \leq \delta_{изм}$ , установленной по ГОСТ 8.051-81 [8]. К эксплуатационным показателям при выборе универсального средства измерений относятся габаритные размеры, масса, рабочая нагрузка, продолжительность его работы до повторной установки и ремонта, время, затрачиваемое на настройку и процесс измерений, надежность. Стоимость универсальных средств измерений, стоимость их эксплуатации и ремонта являются экономическими показателями выбора универсального средства измерений. Метод измерений размерных элементов деталей определяется видом измерений геометрических величин, точностью результата измерений, условиями и быстротой процесса проведения измерительного контроля и является неотъемлемым фактором обоснования правильности выбора применяемого универсального средства измерений [9].

**Влияние составляющих погрешности измерений при рассортировке изделий на правильность выбора универсального средства измерений.** Из теории вероятности следует, что если  $x_1, x_2, \dots, x_n$  являются случайными погрешностями и их рассеивание характеризуется средними квадратическими отклонениями  $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_n$ , то по закону накопления погрешностей дисперсий  $D(x)$  эти погрешности суммируются  $D(x) = \sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \dots + \sigma_n^2$ .

При измерительном контроле размерных элементов изделий каждое устройство прибора оказывает влияние на суммарную погрешность измерений ( $\Delta_{\Sigma}$ ), определяемую инструментальной погрешностью и погрешностью метода измерений. При суммировании составляющих погрешности измерений следует учитывать, что каждая составляющая может состоять из двух частей — случайной и систематической. Суммирование систематических составляющих погрешности измерений осуществляется алгебраически с учетом знака, а случайных — среднеквадратически, используя правило об алгебраическом суммировании систематических частей величин и среднеквадратическом — случайных, с учетом допущения, что при расчете систематической составляющей погрешности измерений в случае невозможности установления знака, ее принимают за случайную и суммируют среднеквадратически  $\Delta_{\Sigma} = \sum \bar{\Delta}_i \pm \sqrt{\sum \tilde{\Delta}_i^2}$  [10].

При отсутствии средств измерений, необходимых по точности, более грубые должны быть индивидуально аттестованы путем введения поправки в результат измерительного контроля, учитывающей систематическую погрешность применяемого средства измерений.

Обоснование правильности выбора универсального средства измерений определяется допуском на измерение, который, в свою очередь, зависит от допуска контролируемого размера.

ГОСТ 25346-2013 дает определение действительного размера, как размера присоединенного полного элемента, представляющего собой полный элемент правильной формы, присоединенный к выявленному (реальному) полному элементу при соблюдении согласованных условий. Правильность выбора средства измерений по ГОСТ 8.051-81 определяется допускаемой погрешностью измерений ( $\delta_{изм}$ ) в зависимости от допуска размера, который в свою очередь связан со значением номинального размера и качеством. При допуске размера, несоответствующего значению, указанному в ГОСТ 8.051-81, допускаемая погрешность измерений ( $\delta_{изм}$ ) выбирается по ближайшему меньшему значению допуска для соответствующего размера. ГОСТ 8.051-81 устанавливает наибольшее значение допускаемой погрешности измерений ( $\delta_{изм}$ ), определяемой суммарной погрешностью большого числа случайных и систематических составляющих погрешности измерений, таких как погрешность базирования, погрешность настройки, погрешность схемы измерений, погрешность от действия внешних сил при проведении измерительного контроля, погрешность сбоя настройки и износа измерительного наконечника.

Степень влияния большинства причин появления случайной погрешности определяется конструкцией средства измерений, точностью его изготовления и износа, применяемым методом измерений геометрических величин при соблюдении принципа Аббе, требующего чтобы измеряемый размер и шкала отсчета находились на одной прямой, нестабильностью внешних сил, действующих на чувствительный элемент преобразователя или на отдельные звенья его механизмов, нестабильностью базирования контролируемого изделия и отклонений формы и расположения его исполнительных поверхностей, для исключения которых необходимо соблюдение принципа единства конструкторских и измерительных баз.

Предельные размеры размерного элемента, установленные на изготовление изделия, определяются значениями размеров, по которым производится прием годных изделий с учетом влияния допускаемой погрешности измерений ( $\delta_{изм}$ ) на результат разбраковки изделий при вероятностном определении количества неправильно принятых ( $\alpha_1$ ), неправильно забракованных деталей ( $\beta_2$ ) и вероятностным предельным значением ( $c$ ) выхода размера за каждую границу интервала допуска у неправильно принятых бракованных деталей. Наличие погрешности измерений влияет на достоверность результатов измерительного контроля и приводит к появлению областей вероятностных ошибок I и II рода в случае ошибочного принятия некоторых бракованных изделий годными ( $\alpha_1$ ), а некоторых годных — бракованными ( $\beta_2$ ), искажению кривой действительного поля рассеивания совокупности средней  $p(\mu, \sigma_{\bar{x}}, \bar{x}_0)$  результатов измерительного контроля выявленных наибольшего и наименьшего размеров размерного элемента  $p_1(\mu_1, \sigma_{max}, \bar{x}_1)$ ,  $p_2(\mu_2, \sigma_{min}, \bar{x}_2)$  при наложении на нее кривых распределения погрешностей измерений  $p_1(ПГ max, \sigma_1, \bar{x}_1)$ ,  $p_2(ПГ min, \sigma_2, \bar{x}_2)$  с мгновенными центрами рассеивания  $a_{\Delta\bar{x}_{max}}$ ,  $a_{\Delta\bar{x}_{min}}$ , совпадающими с приемочными границами контролируемого размера. Для устранения такого рода погрешностей годность размерного элемента деталей определяется относительно предельных отклонений производственного допуска ( $T_{пр}$ ) при смещении внутрь приемочных границ, установленных допуском размера изделия ( $IT$ ), на вероятностное предельное значение ( $c$ ) выхода размера за каждую границу интервала допуска у неправильно принятых бракованных деталей при известной точности технологического процесса  $T_{пр} = IT - 2 \cdot c$ , либо на значение половины допускаемой погрешности измерений ( $\delta_{изм}/2$ ) при неизвестной точности технологического процесса  $T_{пр} = IT - \delta_{изм}$ . По ГОСТ 8.051-81 значение смещения приемочных границ относительно предельных отклонений допуска размера изделия не должно превышать половину допускаемой погрешности измерений ( $\delta_{изм}/2$ ).

При измерительном контроле допускаемая погрешность измерений ( $\delta_{изм}$ ), установленная по ГОСТ 8.051-81, может составлять от 20 % до 35 % допуска размера изделия  $\delta_{изм} = (0,20...0,35) \cdot IT$ , а при арбитражной перепроверке принятых деталей погрешность измерений не должна превышать 30 % погрешности, допускаемой при приемочном контроле  $\Delta_{изм} \leq 0,3 \cdot \delta_{изм}$ . Соответственно, из-за влияния погрешности измерений действительные размеры изделий, признанные годными, могут выходить за пределы производственного допуска, но не должны выходить за пределы арбитражного допуска  $T_{арб} = (IT + 2 \cdot c) \vee (IT + \delta_{изм})$ , увеличенно на значение смещения приемочных границ относительно предельных отклонений допуска размера контролируемых деталей.

Комплект разрезных поршневых компрессионных колец, применяемый в конструкциях бензиновых двигателей ЗМЗ-402, 4062, 511, 513, 5234 с номинальным диаметром рабочей поверхности в рабочем состоянии  $\varnothing 92$  мм, вместе с масляесъемным кольцом является трехкольцевым лабиринтным дифференциальным уплотнением плавающего типа. Газы, проникающие в зазор между зеркалом цилиндра и сопрягаемой поверхностью поршня, поступая в надкольцевое и закольцевое пространство под действием перепада давлений в конце ви-

димого сгорания топлива и в конце такта сжатия ( $\Delta p = p_z - p_c$ ), перетекают из области с повышенным давлением через ряд объемов, сообщающихся узкими, резко изменяющими свой размер, щелями, в область с пониженным давлением. При движении через последовательно расположенные, резко изменяющиеся сужения между рабочими гранями замков разрезных поршневых компрессионных колец, газы подвергаются дросселированию при последовательном расширении, расходами энергии на вихреобразование и трение. Прохождение рабочего тела через щель сопровождается резким падением его давления и возрастанием скорости, а перетекание рабочего тела за щелью — его последовательным расширением при падении скорости и возрастания давления газов. В результате гидравлических сопротивлений, вызванных расходами энергии на вихреобразование и трение, сила давления газов в каждой последующей камере оказывается меньше, чем в предыдущей, этим объясняется изотермическое течение газа по трехкольцевому лабиринтному дифференциальному уплотнению и возрастание удельного давления верхнего компрессионного кольца на поверхность цилиндра, а также его большее прижатие к зеркалу цилиндра, чем у нижнего поршневого компрессионного кольца. Из чего следует, что, помимо действия собственной силы упругости колец, давлением предварительного поджатия колец в радиальном направлении к зеркалу цилиндра, создаваемым силой давления газов, осуществляется основное уплотняющее действие поршневого компрессионного кольца.

Верхнее поршневое разрезное компрессионное кольцо — кольцо с прямоугольным поперечным сечением, предупреждает прорыв газов в картер во время тактов сжатия и расширения за счет герметизации надпоршневого пространства в щелях максимально возможного использования тепловой энергии топлива, отводит избыточную долю теплоты от поршня в охлаждаемые стенки цилиндра, контактируя всей рабочей поверхностью с зеркалом цилиндра.

Нижнее минутное кольцо — кольцо с конической рабочей поверхностью с углом уклона  $\alpha = (15...30)^\circ$ . Минутное кольцо ограничивает падение масла в камеру сгорания и рационально распределяет масляный слой по зеркалу цилиндра, но из-за повышенного давления на рабочую кромку быстро прирабатывается, после чего приобретает свойства кольца с прямоугольным сечением.

В карбюраторном 4-цилиндровом бензиновом двигателе ЗМЗ-402.10 с рядным расположением цилиндров, имеющим в своей конструкции систему рециркуляции отработавших газов, также как и в 4-цилиндровом инжекторном бензиновом двигателе ЗМЗ-4062.10 с распределенным впрыском топлива, с 4-клапанной системой газораспределения на цилиндр, рядным расположением цилиндров и диафрагменным сцеплением, наибольший и наименьший зазоры, допуск посадки в сопряжениях поршневых компрессионных колец с торцами поршневых канавок принимают значения  $S_{max} = +0,082$  мм,  $S_{min} = +0,050$  мм,  $TS = 0,028$  мм при установленных документацией по техническому обслуживанию и ремонту [11, 12] размере высоты верхнего и нижнего поршневых компрессионных колец  $b_1 = b_2 = (2_{-0,012})$  мм, размере высоты первой и второй поршневых канавок  $B_1 = B_2 = (2_{+0,050}^{+0,070})$  мм.

В карбюраторных 8-цилиндровых бензиновых двигателях ЗМЗ-511.10, ЗМЗ-513.10, ЗМЗ-5234.10

с V-образным расположением цилиндров и верхним расположением клапанов, обеспечение высокой топливной экономичности осуществляется посредством применения головок цилиндров с высокотурбулентными камерами сгорания и винтовыми выпускными клапанами. В указанных моделях бензиновых двигателей наибольший и наименьший зазоры, допуск посадки в сопряжениях поршневых компрессионных колец с торцами поршневых канавок при установленных документацией по технической обслуживанию и ремонту [12] размере высоты поршневых компрессионных колец  $b_1 = b_2 = (2,5_{-0,012})$  мм, размере высоты первой и второй поршневых канавок  $B_1 = B_2 = (2,5_{+0,070}^{+0,030})$  мм принимают следующие значения:  $S_{max} = +0,082$  мм,  $S_{min} = +0,050$  мм,  $TS = 0,028$  мм.

В соответствии с документацией по техническому обслуживанию и ремонту бензиновых двигателей ЗМЗ-402.10, ЗМЗ-4062.10 [11, 12] проведение измерительного контроля размера высоты поршневых компрессионных колец в трех–пяти местах по периметру кольца микрометром гладким типа МК 25 по ГОСТ 6507-90 нарушает правильность его выбора по РД 50-98-86 по метрологическим характеристикам. Цена деления микрометра гладкого МК 25 при отсчете по шкалам стебля и барабана составляет 0,01 мм, его предельная погрешность измерений  $\Delta_{изм} = \pm 0,007$  мм превышает допускаемую погрешность  $\delta_{изм} = 0,003$  мм, установленную по ГОСТ 8.051-81 на размер высоты поршневых компрессионных колец  $b_1 = b_2 = (2_{-0,012})$  мм, соответственно, его применение для измерений и контроля высоты поршневых компрессионных колец не позволяет дать полноценной оценки о годности кольца.

Измерительный контроль наибольшей и наименьшей высоты поршневых компрессионных колец бензиновых двигателей ЗМЗ-402.10, ЗМЗ-4062.10 с объемом выборок  $n_1 = n_2 = 51$  в партии изделий  $N = 102$  с учетом выходящих значений за пределы интервала допуска размера, принятых в число годных, осуществлялся в 20–30 местах по периметру кольца посредством микрометра рычажного МР 25 по ГОСТ 4381-81 с ценой деления шкалы показаний 0,002 мм, ценой отсчета по шкалам стебля и барабана 0,01 мм и предельной погрешностью измерений  $\Delta_{изм} = \pm 0,001$  мм. Правильность выбора микрометра рычажного МР 25 по ГОСТ 4381-81 для проведения измерительного контроля наибольшей и наименьшей высоты поршневых колец объясняется превышением его пределов измерений ( $0 \div 25$ ) мм номинального размера высоты поршневых компрессионных колец  $b_1 = b_2 = 2$  мм, установленного по ГОСТ 621-87 [13] и документацией по техническому обслуживанию и ремонту бензиновых двигателей ЗМЗ-402.10, ЗМЗ-4062.10, превышением его диапазона показаний ( $\pm 0,020$ ) мм допуска размера высоты контролируемых колец  $Tb_1 = Tb_2 = 0,012$  мм и существенно меньшим значением предельной погрешности измерений  $\Delta_{изм} = \pm 0,001$  мм, чем допускаемая погрешность  $\delta_{изм} = 0,003$  мм, установленная по ГОСТ 8.051-81 на размер высоты поршневых компрессионных колец.

**Проверка выполнения гипотезы о распределении совокупности средней результатов измерительного контроля наибольшей и наименьшей высоты поршневых колец по закону Гаусса.** Поскольку композиция законов распределения представляет собой сумму независимых случайных величин  $a$

и  $b$ , законы распределения которых известны  $f(a)$  и  $f(b)$ , построение кривой распределения совокупности средней  $p(\mu, \sigma_{\bar{x}}, \bar{x}_0)$  с мгновенным центром рассеивания, равным моде  $a_{\Delta \bar{x}_0} = \mu$ , произведено посредством объединения композиций однородных выборочных совокупностей  $p_1(\mu_1, \sigma_{max}, \bar{x}_1)$ ,  $p_2(\mu_2, \sigma_{min}, \bar{x}_2)$  результатов измерительного контроля наибольшей и наименьшей высоты поршневых компрессионных колец, предназначенных для установки в конструкциях бензиновых двигателей ЗМЗ-402.10, ЗМЗ-4062.10 с объемом выборок  $n_1 = n_2 = 51$  в партии изделий  $N = 102$ , с учетом выходящих значений за пределы интервала допуска, принятых в число годных, со средними арифметическими значениями  $\bar{x}_1$ ,  $\bar{x}_2$  и средними квадратическими отклонениями  $\sigma_{max}$ ,  $\sigma_{min}$

$$p_1(\mu_1, \sigma_{max}, \bar{x}_1) = \frac{1}{\sigma_{max} \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(x-\bar{x}_1)^2}{2\sigma_{max}^2}},$$

$$p_2(\mu_2, \sigma_{min}, \bar{x}_2) = \frac{1}{\sigma_{min} \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(x-\bar{x}_2)^2}{2\sigma_{min}^2}}.$$

Дисперсия совокупности средней результатов измерительного контроля наибольшей и наименьшей высоты поршневых компрессионных колец определялась суммой средневзвешенной из частных дисперсий  $D_i(x)$  с дисперсиями из частных средних

$$\bar{x}_i = \frac{\sum_{j=1}^{n_i} x_j}{n_i} \text{ около общей средней } \bar{x}_0 \text{ в результате}$$

объединения однородных выборочных совокупностей  $p_1(\mu_1, \sigma_{max}, \bar{x}_1)$ ,  $p_2(\mu_2, \sigma_{min}, \bar{x}_2)$  результатов измерительного контроля наибольшей и наименьшей высоты поршневых компрессионных колец, каждая с объемом выборки  $n_i$ , со средним арифметическим значением  $\bar{x}_i$  и дисперсией  $D_i(x)$

$$D(x) = \frac{\sum_{i=1}^m n_i \cdot D_i(x)}{N} + \frac{\sum_{i=1}^m n_i \cdot (\bar{x}_i - \bar{x}_0)^2}{N} =$$

$$= \frac{\sum_{i=1}^m n_i \cdot D_i(x)}{N} + D(\bar{x}),$$

где  $N = \sum_{i=1}^m n_i$  — объем партии изделий;  $m$  — число однородных совокупностей;  $i$  — номер объединяемой совокупности;  $\bar{x}_0 = \frac{\sum_{i=1}^m n_i \cdot \bar{x}_i}{N}$  — среднее арифметическое совокупности средней из частных средних  $\bar{x}_i$ ;  $D(\bar{x}) = \frac{\sum_{i=1}^m n_i \cdot (\bar{x}_i - \bar{x}_0)^2}{N}$  — дисперсия частных средних  $\bar{x}_i$ .

Дифференциальный закон распределения совокупности средней  $p(\mu, \sigma_{\bar{x}}, \bar{x}_0)$  результатов измерительного контроля наибольшей и наименьшей высоты поршневых компрессионных колец представляет собой нормальный закон распределения со средней генеральной совокупностью  $\bar{x}_0$  и средним квадратическим отклонением  $\sigma_{\bar{x}}$



$$p(\mu, \sigma_{\bar{x}}, \bar{x}_0) = \frac{1}{\sigma_{\bar{x}} \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(\bar{x} - \bar{x}_0)^2}{2\sigma_{\bar{x}}^2}},$$

где  $\sigma_{\bar{x}} = \frac{\sigma_0}{\sqrt{N}}$  — среднее квадратическое совокупности средней;  $\sigma_0 = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + \sigma_{\min}^2}$  — среднее квадратическое генеральной совокупности.

Определение границ доверительного интервала  $\bar{x} - t_{\alpha} \cdot \frac{\sigma_{\bar{x}}}{\sqrt{N}} \leq x \leq \bar{x} + t_{\alpha} \cdot \frac{\sigma_{\bar{x}}}{\sqrt{N}}$  кривой распределения совокупности средней  $p(\mu, \sigma_{\bar{x}}, \bar{x}_0)$  проведено по анализу точечных оценок по ГОСТ 8.207-76 [12] при проверке выполнения гипотезы ( $H_0$ ) о распределении совокупности средней  $p(\mu, \sigma_{\bar{x}}, \bar{x}_0)$  и ее точечных оценок по ГОСТ 8.207-76 по закону Гаусса при отсутствии смещения его мгновенного центра рассеивания  $\alpha_{\Delta\bar{x}_0}$ , постоянстве дисперсии  $D(x)$  и математического ожидания  $M(x)$

$$H_0 = \begin{cases} D(x) = const, \\ \alpha_x = M(x) = const. \end{cases}$$

Предполагаемая точность результатов измерений при постановке измерительной задачи принята на уровне значимости  $\alpha = 0,01$ .

Для оценки точности результатов измерений наибольшей и наименьшей высоты поршневых компрессионных колец генеральная совокупность средней  $p(\mu, \sigma_{\bar{x}}, \bar{x}_0)$  проверялась на наличие грубых погрешностей по критерию Романовского, отсутствие которых свидетельствует о малости в ней систематических и случайных погрешностей.

Для расчета оценки близости распределения совокупности средней  $p(\mu, \sigma_{\bar{x}}, \bar{x}_0)$  к предельным размерам высоты поршневых компрессионных колец, установленных по ГОСТ 621-87 и документации по техническому обслуживанию и ремонту ЗМЗ-402.10, ЗМЗ-4062.10, относительно принятой аналитической модели нормального закона распределения, применялся критерий согласия Пирсона ( $\chi^2$ ) при проверке выполнения граничных условий для двусторонней вероятности  $P\left(\left(\chi^2 > \chi_{\frac{\alpha}{2}}^2\right) \cup \left(\chi^2 < \chi_{1-\frac{\alpha}{2}}^2\right)\right) = \alpha$  и гипотезы распределения совокупности средней  $p(\mu, \sigma_{\bar{x}}, \bar{x}_0)$  на уровне значимости  $\alpha = 0,01$  по закону Гаусса с определением аргумента дифференциальной функции распределения ( $t_j$ ) в  $j$ -ом интервале рассеивания значений функции плотности вероятности ( $P(t_j)$ ) и теоретических частот ( $n \cdot p_j$ ).

Вероятность попадания непрерывной случайной величины  $x$  в интервал  $(x_1, x_2)$

$$P(x_1 < x < x_2) = \int_{x_1}^{x_2} f(x) dx = f(x_2) - f(x_1) = \\ = \Phi\left(\frac{x_2 - M(x)}{\sigma}\right) - \Phi\left(\frac{x_1 - M(x)}{\sigma}\right),$$

где  $M(x)$  — математическое ожидание,

$$M(x) = \frac{N-1}{N} \cdot \frac{\sum_{i=1}^q (x_i - \bar{x}_0)^2}{N-1};$$

$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi}} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}} dx$  — функция распределения случайной величины по закону Гаусса, выраженная

через функцию Лапласа  $\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi}} \int_0^z e^{-\frac{z^2}{2}} dz$ ,

где  $z = \frac{x}{\sigma}$ ,  $dz = \frac{dx}{\sigma}$ .

В связи с тем, что случайная величина

$x \in p(\mu, \sigma_{\bar{x}}, \bar{x}_0)$  отличается от своего среднего значения  $\bar{x}_0$  по абсолютной величине не более чем  $P(|x - \bar{x}_0| \leq \varepsilon) = 2 \cdot \Phi\left(\frac{\varepsilon}{\sigma_{\bar{x}}}\right)$ , данное условие будет выполняться в случае, если точность технологического рассеивания  $\varepsilon = \sigma_{\bar{x}}$  при  $P = 0,68268$ ,  $\varepsilon = 2 \cdot \sigma_{\bar{x}}$  при  $P = 0,95450$  или  $\varepsilon = 3 \cdot \sigma_{\bar{x}}$  при  $P = 0,99730$ , учитывая, что случайная величина  $x \in N(\bar{x}, \sigma)$ , распределенная по закону Гаусса практически не принимает значений, которые отличались бы от среднего арифметического значения  $\bar{x}$  по абсолютной величине более чем на  $3 \cdot \sigma$ .

Значение  $\chi^2$  рассчитывалось по приведенной зависимости

$$\chi^2 = \sum_{j=1}^q \frac{(n_j - n \cdot p_j)^2}{n \cdot p_j},$$

где  $n_j$  и  $n \cdot p_j$  — экспериментальные и теоретические значения частот в  $j$ -ом интервале рассеивания.

Значения дифференциальной функции нормального закона распределения  $p(t_{\alpha}) = \frac{1}{\sqrt{2 \cdot \pi}} e^{-\frac{t_{\alpha}^2}{2}}$  определялись по табличным данным [14] при предварительном вычислении ее аргумента  $t_{\alpha} = \frac{x_{jo} - \bar{x}}{\sigma_{\bar{x}}}$ ,

представляющего собой коэффициент Стьюдента для двусторонней вероятности

$P\left(\left(\chi^2 > \chi_{\frac{\alpha}{2}}^2\right) \cup \left(\chi^2 < \chi_{1-\frac{\alpha}{2}}^2\right)\right) = \alpha$  с числом степеней свободы  $k = q - 1$ .

Функции плотности вероятности ( $P(t_j)$ ) гистограммы кривой распределения совокупности средней  $p(\mu, \sigma_{\bar{x}}, \bar{x}_0)$  установлены для нормированных середин интервалов ( $x_{jo}$ ) с определением части теоретических частот ( $n \cdot p_j$ ) имеющихся наблюдений  $n_j$ , которая теоретически должна быть в каждом интервале  $n \cdot p_j = \frac{n \cdot \Delta x \cdot P(t_j)}{\sigma_{\bar{x}}}$ .

Расчетное значение  $\chi_j^2 = 11,903$  удовлетворяет выполнению неравенства  $\chi_{\min}^2 < \chi_j^2 < \chi_{\max}^2$  с граничными значениями  $\chi_{\min}^2 = \chi_{k, 1-\frac{\alpha}{2}}^2 = \chi_{4, 0,995}^2 = 0,297$ ;  $\chi_{\max}^2 = \chi_{k, \frac{\alpha}{2}}^2 = \chi_{4, 0,005}^2 = 13,277$ , что свидетельствует о распределении совокупности средней  $p(\mu, \sigma_{\bar{x}}, \bar{x}_0)$  и ее точечных оценок по ГОСТ 8.207-76 по закону Гаусса относительно принятой аналитической модели нормального закона распределения.

В табл. 1 сведены расчетные значения точечных оценок совокупности средней  $p(\mu, \sigma_{\bar{x}}, \bar{x}_0)$  по результатам измерительного контроля наибольшей и наименьшей высоты поршневых колец с объемом выборки  $n_1 = n_2 = 51$  в партии изделий  $N = 102$ , с учетом выходящих значений за пределы интервала допуска размера, принятых в число годных, предназначенных для установки с номинальным диаметром рабочей поверхности в рабочем состоянии  $\emptyset 92$  мм в конструкциях бензиновых двигателей ЗМЗ-402.10, 4062.10.

Поскольку асимметрия ( $A$ ) характеризует скошенность распределения, а эксцесс ( $E$ ) — его островершинность или плосковершинность, для выявления

Номер разряда, (q)	Середина разряда (x <sub>jo</sub> ), мм	Частота, (n)	x <sub>jo</sub> - $\bar{x}$	t <sub>j</sub> = $\frac{x_{jo} - \bar{x}}{\bar{\sigma}_x}$	P(t <sub>j</sub> )	P(x <sub>j</sub> ) = $\frac{P(t_j)}{\bar{\sigma}_x}$	n · p <sub>j</sub> = n · Δx · P(x <sub>j</sub> )	χ <sub>j</sub> <sup>2</sup>
1	1,983	21	-0,010	1,47	0,1354	19,965	14,375	3,053
2	1,989	20	-0,004	0,59	0,3352	49,425	35,586	6,826
3	1,995	31	0,002	0,29	0,3697	54,512	39,249	1,734
4	2,001	29	0,008	1,18	0,1989	29,328	21,116	0,29
5	2,007	1	0,014	2,06	0,0478	7,048	5,075	
		$\sum_{j=1}^q n_j = 102$						$\sum_{j=1}^q \chi_j^2 = 1,903$

ния постоянства математического ожидания  $M(x)$  и дисперсии  $D(x)$ , вычисление показателей асимметрии (A) и эксцесса (E), их ошибок репрезентативности ( $m_A, m_E$ ) для нормального закона распределения проводилось по следующим зависимостям:

$$A = \frac{\sum_{j=1}^q (x_j - \bar{x}_0)^3}{n \cdot (\bar{\sigma}_x)^3}, \quad m_A = \sqrt{\frac{6}{N}};$$

$$E = \frac{\sum_{j=1}^q (x_j - \bar{x}_0)^4}{n \cdot (\bar{\sigma}_x)^4} - 3, \quad m_E = 2 \cdot \sqrt{\frac{6}{N}}.$$

Показатели асимметрии (A) и эксцесса (E) свидетельствуют о распределении эмпирических данных совокупности средней  $p(\mu, \sigma_{\bar{x}}, \bar{x}_0)$  по закону Гаусса, если они не превышают по абсолютной величине свою ошибку репрезентативности в три и более раз  $t_A = \frac{|A|}{m_A} \leq 3$ ;  $t_E = \frac{|E|}{m_E} \leq 3$  [14].

Коэффициент вариации  $V = \frac{\sigma_{\bar{x}}}{\bar{x}_0} = \frac{0,006782}{1,993} \cdot 100\% \approx 0,3\%$ , значение которого близ-

кое к нулю, характеризует цензурирование кривой распределения совокупности средней  $p(\mu, \sigma_{\bar{x}}, \bar{x}_0)$ , относительно среднего арифметического  $\bar{x}_0$  с присутствием смещения мгновенного центра рассеивания  $\alpha_{\Delta\bar{x}_0}$  и небольшого разброса значений, при расчетных показателях асимметрии и эксцесса  $A = -0,162$ ,  $E = -0,682$ , не превышающих по абсолютному значению своих ошибок репрезентативности  $m_A = 0,243$ ,  $m_E = 0,485$  в три и более раз  $t_A = 0,667$ ,  $t_E = 1,406$ .

Установлено, что расширение действительно поля рассеивания плосковершинной кривой распределения совокупности средней  $p(\mu, \sigma_{\bar{x}}, \bar{x}_0)$  с отрицательным расчетным значением эксцесса  $E = -0,682$ , полученной посредством объединения композиций однородных выборочных совокупностей  $p_1(\mu_1, \sigma_{\max}, \bar{x}_1)$ ,  $p_2(\mu_2, \sigma_{\min}, \bar{x}_2)$  результатов измерительного контроля наибольшей и наименьшей высоты поршневых компрессионных колец бензиновых двигателей ЗМЗ-402.10, ЗМЗ-4062.10 с объемом выборки  $n_1 = n_2 = 51$  в партии изделий  $N = 102$  с учетом выходящих значений за пределы

интервала допуска размера, принятых в число годных, относительно координаты середины интервала допуска размера их высоты  $Ec(Tb) = -0,006$  мм свидетельствует о частичном выполнении гипотезы распределения совокупности средней  $p(\mu, \sigma_{\bar{x}}, \bar{x}_0)$  и ее точечных оценок по ГОСТ 8.207-76 по закону Гаусса для двусторонней вероятности

$$P\left(\left(\chi^2 > \chi_{\frac{\alpha}{2}}^2\right) \cup \left(\chi^2 < \chi_{1-\frac{\alpha}{2}}^2\right)\right) = \alpha$$

с появлением областей вероятностных ошибок I и II рода в связи со смещением ее мгновенного центра рассеивания  $\alpha_{\Delta\bar{x}_0}$  и уменьшением дисперсии  $D(x)$  при значительном расширении полей рассеивания кривых распределения однородных выборочных совокупностей  $p_1(\mu_1, \sigma_{\max}, \bar{x}_1)$ ,  $p_2(\mu_2, \sigma_{\min}, \bar{x}_2)$ , учитывая, что расчетное значение критерия Пирсона  $\chi_j^2 = 11,903$  удовлетворяет выполнению неравенства  $\chi_{\min}^2 < \chi_j^2 < \chi_{\max}^2$  с

граничными значениями  $\chi_{\min}^2 = \chi_{k,1-\frac{\alpha}{2}}^2 = \chi_{4;0,995}^2 = 0,297$ ;

$\chi_{\max}^2 = \chi_{k,\frac{\alpha}{2}}^2 = \chi_{4;0,005}^2 = 13,277$ , а расчетные показатели асимметрии и эксцесса  $A = -0,162$ ,  $E = -0,682$  не превышают по абсолютному значению своих ошибок репрезентативности  $m_A = 0,243$ ,  $m_E = 0,485$  в три и более раз  $t_A = 0,667$ ,  $t_E = 1,406$ .

**Заключение.** Учитывая, что применение микрометра гладкого типа МК 25 по ГОСТ 6507-90 для измерительного контроля размера высоты поршневых компрессионных колец в трех-пяти местах по периметру кольца нарушает правильность его выбора по метрологическим характеристикам по РД 50-98-86 и ГОСТ 8.051-81, установлено, что расширение действительного поля рассеивания совокупности средней  $p(\mu, \sigma_{\bar{x}}, \bar{x}_0)$ , полученной посредством объединения композиций однородных выборочных совокупностей  $p_1(\mu_1, \sigma_{\max}, \bar{x}_1)$ ,  $p_2(\mu_2, \sigma_{\min}, \bar{x}_2)$  результатов измерительного контроля наибольшей и наименьшей высоты поршневых компрессионных колец с объемом выборок  $n_1 = n_2 = 51$  в партии изделий  $N = 102$  относительно координаты середины интервала допуска размера их высоты  $Ec(Tb) = -0,006$  мм свидетельствует о частичном выполнении гипотезы распределения совокупности средней  $p(\mu, \sigma_{\bar{x}}, \bar{x}_0)$  и ее точечных оценок по ГОСТ 8.207-76 по закону Гаусса для двусторон-

ней вероятности  $P\left(\left(\chi^2 > \chi_{\alpha}^2\right) \cup \left(\chi^2 < \chi_{1-\frac{\alpha}{2}}^2\right)\right) = \alpha$

на уровне значимости  $\alpha = 0,01$  с присутствием областей вероятностных ошибок I и II рода в связи со смещением ее мгновенного центра рассеивания  $\alpha_{\Delta\bar{x}_0}$ , уменьшении дисперсии  $D(x)$  и значительном расширении полей рассеивания кривых распределения однородных выборочных совокупностей  $p_1(\mu_1, \sigma_{\max}, \bar{x}_1)$ ,  $p_2(\mu_2, \sigma_{\min}, \bar{x}_2)$  при обосновании правильности выбора микрометра рычажного МР 25 по ГОСТ 4381-87 для проведения измерительного контроля высоты поршневых компрессионных колец бензиновых двигателей ЗМЗ-402.10, ЗМЗ-4062.10 с номинальным диаметром рабочей поверхности в рабочем состоянии  $\varnothing 92$  мм.

#### Библиографический список

1. РМГ 29-99. Рекомендации по межгосударственной стандартизации. Государственная система обеспечения единства измерений. Метрология. Основные термины и определения. – Взамен ГОСТ 16263-70. – Введ. 2001–01–01. – Минск : Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации, М. : Изд-во стандартов, 2002. – 50 с.
2. Государственная система обеспечения единства измерений. Методики (методы) измерений. Основные положения: ГОСТ Р 8.563-2009. – Введ. 2010–04–01. – Взамен ГОСТ 8.010-90, ПР 50.2.001-94. – М. : Стандартинформ, 2010. – 27 с.
3. Глухов, В. И. Метрологическое обеспечение качества по точности геометрических величин : учеб. пособие / В. И. Глухов – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2012. – 140 с.
4. Глухов, В. И. Теория измерений геометрических величин деталей : учеб. пособие / В. И. Глухов – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2012. – 108 с.
5. ГОСТ 25346-2013 (ISO 286-1:2010) Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Основные положения, допуски, отклонения и посадки. – Введ. 2015–07–01. – Взамен ГОСТ 25346-89. – М. : Стандартинформ, 2014. – 45 с.
6. ГОСТ 25347-2013 (ISO 286-2:2010) Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Ряды допусков, предельные отклонения отверстий и валов. Введ. 2015–07–01. – Взамен ГОСТ 25347-82. – М. : Стандартинформ, 2014. – 55 с.

7. Методические указания. Выбор универсальных средств измерений линейных размеров до 500 мм (по применению ГОСТ 8.051-81) : РД 50-98-86. – Введ. 1987–01–07. – М. : Госстандарт СССР, 1987. – 68 с.

8. Государственная система обеспечения единства измерений. Погрешности, допускаемые при измерении линейных размеров до 500 мм: ГОСТ 8.051-81. – Введ. 1982–01–01. – Минск : Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации, Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2004. – 12 с.

9. Чигрик, Н. Н. Исследование влияния погрешности отклонения формы сопрягаемых поверхностей деталей цилиндрической группы автомобильного двигателя ЗМЗ-511.10 при селективной сборке на точность элементных размеров / Н. Н. Чигрик // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. – 2013. – № 3 (123). – С. 124–135.

10. Чигрик, Н. Н. Исследование влияния погрешности средства измерений на параметры разбраковки и точность технологического процесса при измерительном контроле высоты поршневых колец автомобильного двигателя / Н. Н. Чигрик // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. – 2014. – № 2 (130). – С. 86–92.

11. ГАЗ-3307. ГАЗ-3309 : рук. по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту. – М. : Издат. дом Третий Рим, 2007. – 188 с.

12. «Волга» ГАЗ-3110, -310211 с двигателями 2,3i, 2,5. Устройство, обслуживание, диагностика, ремонт : иллюстрированное пособие. – М. : Кн. изд-во За рулем, 2010. – 264 с.

13. ГОСТ 621-87. Кольца поршневые двигателей внутреннего сгорания. Общие технические условия. – Введ. 1989–01–01. – Взамен ГОСТ 621-79, ГОСТ 7295-80. – М. : Изд-во стандартов, 1988. – 48 с.

14. Алексеев, В. В. Практикум по вероятностным методам в измерительной технике: учеб. пособие для вузов / В. В. Алексеев. – СПб. : Энергоиздат, 1993. – 264 с.

**ЧИГРИК Надежда Николаевна**, кандидат технических наук, доцент (Россия), заведующая лабораторией кабинета метрологии, преподаватель спецдисциплин.

Адрес для переписки: ChigrikNadya@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 01.07.2015 г.

© Н. Н. Чигрик

## Книжная полка

621.22/Г46

**Гидравлика и гидропневмопривод / Т. В. Артемьева [и др.] ; под ред. С. П. Стесина. – 5-е изд., перераб. – М. : Академия, 2014. – 348 с.**

Учебник создан в соответствии с Федеральным государственным образовательным стандартом по направлениям подготовки «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», «Наземные транспортно-технологические комплексы», «Сервис» (квалификация «бакалавр»). Изложены основы гидравлики. Рассмотрены устройство и рабочий процесс гидравлических машин и механизмов, гидро- и пневмоприводов, широко применяющихся в современных транспортных средствах. Приведены расчетные формулы и справочные данные. Для студентов учреждений высшего образования.

## ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ ОКСИДА АЗОТА ПРИ СЖИГАНИИ ПРИРОДНОГО ГАЗА В ТОПКАХ РАЗЛИЧНОГО ПРОФИЛЯ ГАЗОТРУБНЫХ КОТЛОВ

В статье представлены результаты численного анализа процессов теплопереноса и течения реагирующих газов в топках различных форм сечений газотрубных котлов. Расчеты выполнены с использованием программного комплекса ANSYS CFX. Представлены графические результаты исследования в виде переменных, характеризующих экологическую характеристику работы топki и котла в целом. Для выработки рекомендаций по выбору рациональной области максимальных значений экологических характеристик работы газотрубного котла с топками различного профиля приведены значения температур и концентрации оксидов азота на выходе.

**Ключевые слова:** газотрубный котел, топка, оксид азота.

Основным токсичным компонентом, образующимся при сжигании природного газа в топках паровых и водогрейных котлов, являются оксиды азота  $\text{NO}_x$  [1–3]. Оксиды азота оказывают негативное воздействие на здоровье людей, в частности на органы дыхания [4, 5].

При сжигании органических топлив в топках котлов азот, содержащийся в топливе и воздухе, взаимодействуя с кислородом, образует оксиды:  $\text{NO}_x = \text{NO} + \text{NO}_2 + \text{N}_2\text{O}$ . Основная доля образовавшихся в продуктах сгорания паровых и водогрейных котлов  $\text{NO}_x$  (95...99 %) приходится на монооксид (оксид) азота  $\text{NO}$ . Диоксид  $\text{NO}_2$  и геммоксид  $\text{N}_2\text{O}$  азота образуются в значительно меньших ко-

личествах. Образование монооксида (оксида) азота при сжигании органических топлив происходит как за счет окисления азота воздуха  $\text{N}_2$ , так и за счет окисления азота, содержащегося в топливе. В настоящее время известны три механизма, по которым происходит образование оксидов азота: термический, быстрый и топливный. При образовании термических и быстрых  $\text{NO}$  — источником азота является воздух, а в случае образования топливных  $\text{NO}$  азотсодержащие составляющие топлива [3].

Механизм образования термических оксидов азота был предложен Я. Б. Зельдовичем. Реакции образования термических  $\text{NO}$  характеризуются высокой энергией активации, поэтому образова-

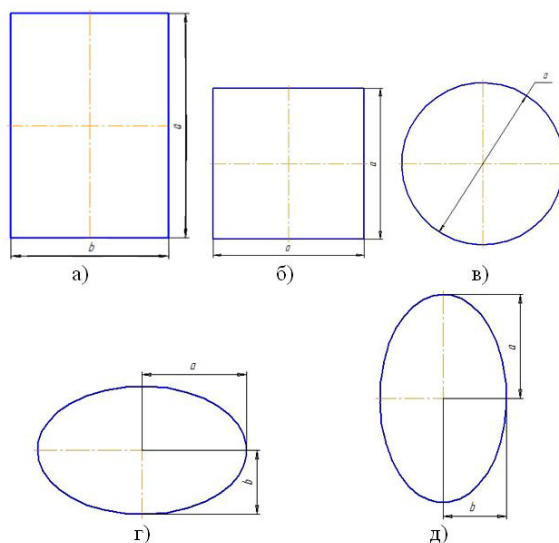


Рис. 1. Геометрические характеристики расчетных моделей:  
а — прямоугольная форма; б — квадратная форма; в — круг;  
г — эллипс горизонтальный; д — эллипс вертикальный

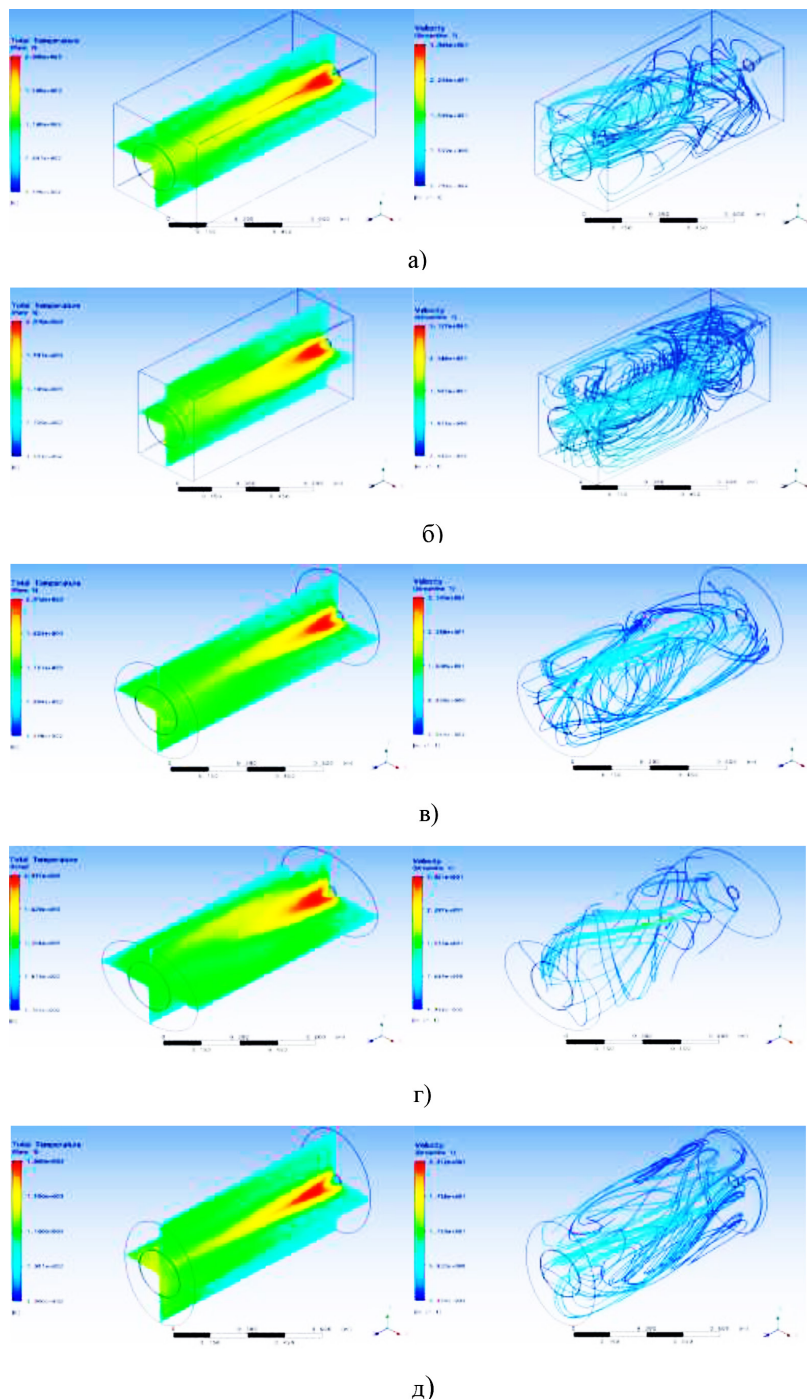


Рис. 2. Распределение температур и скоростей в топке при различных формах её профиля: а — прямоугольная; б — квадратная; в — круглая; г — эллипс горизонтальный; д — эллипс вертикальный

ние оксидов азота происходит в области высоких температур, превышающих 1800 К. Концентрация термических NO интенсивно возрастает от начала зоны горения и достигает наибольших значений непосредственно за зоной максимальных температур. Далее по длине факела концентрация оксидов азота практически не изменяется [4].

Исследования по сжиганию углеводородных топлив, проведенные Фенимором [4], показали, что во фронте пламени за весьма короткий промежуток времени происходит образование оксидов азота по механизму, отличному от предложенного Я. Б. Зельдовичем. Обнаруженный оксид азота был назван быстрым из-за достаточно большой скоро-

сти его образования в корневой части факела. При этом вблизи зоны горения наблюдались значительные количества цианида водорода HCN, что объясняется реактированием молекулярного азота с углеводородными радикалами.

Реакции образования быстрых оксидов NO протекают достаточно энергично при температурах 1200–1600 К, когда образование термических оксидов азота практически не происходит.

Далее представлены результаты решения реализованных в ANSYS-CFX [6]. Расчетная область топki газотрубного котла приведена на рис. 1, при этом предусматривается изменение формы профиля топki.

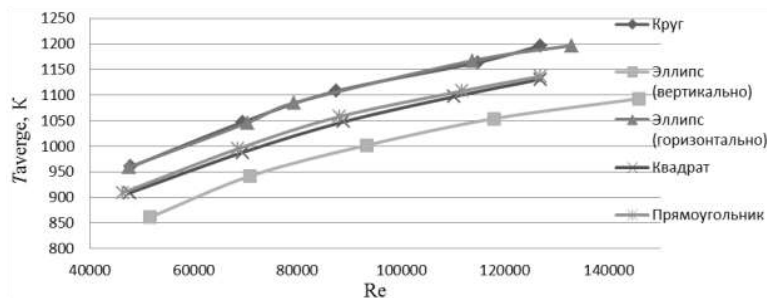


Рис. 3. Распределение средних температур газовой смеси в топке при различных формах профиля от числа Re

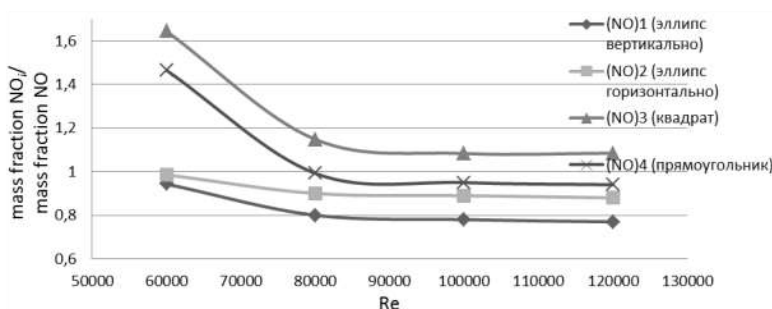


Рис. 4. Зависимость  $\text{mass fraction NO}_i / \text{mass fraction NO}$  от числа Re

Изменяемыми величинами при численном исследовании являлись: форма профиля топки: прямоугольного, квадратного, круглого, горизонтально расположенного эллипса, вертикально расположенного эллипса (рис. 1), скорости топливовоздушной смеси на входе в топку. Экологическую эффективность топки характеризуют прежде всего концентрация  $\text{NO}_x$  на выходе из топки.

На рис. 2 в изометрии изображено распределение температур, а линиями — распределение скоростей внутри топки.

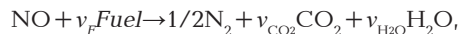
Очевидно, что горение газа сопровождается температурными возмущениями и конвективными явлениями [7]. Область горения совпадает с размерами факела, границей которого является изотерма с максимальной температурой. Внутри топочного пространства процесс горения определяется временем химических процессов.

На рисунках видно как формируется факел по длине топки, а так же как распределяется поле температур. С учетом рис. 2 возможно проанализировать и определить нахождение средних температур по длине топки, в идеале факел должен занимать весь топочный объем и не касаться стенок. Также необходимо обратить внимание на распределение скоростей для определения их воздействия на теплообмена и рециркуляцию.

С ростом скорости наблюдается рост средних температур (рис. 3). Максимальные значения  $T_{average}$  соответствуют большим значениям чисел Re из-за больших теплоинерционных свойств топочного объема по сравнению с теплоинерционными свойствами факела. Причем минимальные средние температуры соответствуют топке в форме вертикального эллипса, что свидетельствует об интенсивном теплопереносе от факела к стенке.

Одновременно с изменением формы профиля и увеличением числа Re уменьшается концентрация оксидов азота на выходе из топки котла. Это дости-

гается за счет увеличения скорости газового потока Re, уменьшения средней температуры  $T_{average}$  газовой смеси в топке и наличию процессов рециркуляции [2, 3, 7] в соответствии с уравнением:



где  $\nu$  — стехиометрический коэффициент; *Fuel* — разновидность топлива.

На рис. 4 представлены зависимость отношения ( $\text{mass fraction NO}_i / \text{mass fraction NO}$ ) от чисел Re ( $\text{mass fraction NO}$  — массовая концентрация оксидов азота на выходе из топки с поперечным сечением в форме круга,  $i = 1, 2, 3, 4$   $\text{mass fraction (NO)}_i$  — массовая концентрация оксидов азота на выходе из топки с поперечным сечением в форме вертикального эллипса,  $\text{mass fraction (NO)}_2$  — массовая концентрация оксидов азота на выходе из топки с поперечным сечением в форме горизонтального эллипса,  $\text{mass fraction (NO)}_3$  — массовая концентрация оксидов азота на выходе из топки с поперечным сечением в форме квадрата,  $\text{mass fraction (NO)}_4$  — массовая концентрация оксидов азота на выходе из топки с поперечным сечением в форме прямоугольника).

При теоретических исследованиях определено, что топка с формой профиля в виде вертикально расположенного эллипса имеет концентрации NO на выходе из топки минимальные значения у топки с формой профиля в виде вертикального эллипса. По отношению к кругу концентрация NO на выходе ниже на 20–23 %.

#### Библиографический список

1. Пашков, Л. Т. Основы теории горения / Л. Т. Пашков. — М.: МЭИ, 2002. — 136 с.
2. Михайлов, А. Г. Вопросы образования оксидов азота при сжигании газообразных и жидких топлив / А. Г. Михай-

лов // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. — 2009. — № 3 (83). — С. 103–106.

3. Росляков, П. В. Нестехиометрическое сжигание природного газа и мазута на тепловых электростанциях / П. В. Росляков, И. А. Закиров. — М.: МЭИ, 2001. — 144 с.

4. Михайлов, А. Г. Эффективные поверхности теплообмена в топке газотрубного котла: моногр. / А. Г. Михайлов, П. А. Батраков. — Омск: ОмГТУ, 2014. — 120 с.

5. Пугач, Л. И. Энергетика и экология / Л. И. Пугач. — Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2003. — 504 с.

6. ANSYS CFX-Solver Theory Guide. ANSYS CFX Release 11.0 / ANSYS, Inc. // Southpointe 275 Technology Drive. — Canonsburg: PA 15317, 2006. — 312 p.

7. Михайлов, А. Г. Расчет процессов переноса теплоты в топке котла / А. Г. Михайлов, С. В. Теребилов // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. — 2009. — № 1 (77). — С. 151–152.

**БАТРАКОВ Петр Андреевич**, старший преподаватель кафедры теплоэнергетики.  
Адрес для переписки: peter\_1cool@mail.ru

Статья поступила в редакцию 07.09.2015 г.

© П. А. Батраков

УДК 621.92.02

**И. А. БУГАЙ**  
**Е. В. ВАСИЛЬЕВ**  
**М. В. ВАСИЛЬЕВА**

Омский государственный  
технический университет

## ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ТРУДНООБРАБАТЫВАЕМЫХ МАТЕРИАЛОВ ВЫСОКОТОЧНЫМИ СБОРНЫМИ ПРОТЯЖКАМИ С ТВЕРДОСПЛАВНОЙ РЕЖУЩЕЙ ЧАСТЬЮ

Разработка конструкции протяжки, позволяющей осуществлять обработку поверхностей с более высокой точностью и ресурсом инструмента. При обработке деталей из труднообрабатываемых материалов существующие конструкции протяжек и инструментальные материалы не обеспечивают стабильность получаемых размеров и стойкости инструмента. Использование сборных протяжек с твердосплавной режущей частью с радиусом округления лезвия менее 1 мкм позволяет добиться увеличения точности обработки поверхностей до 2 мкм и увеличить срок службы протяжки до 3 раз.

**Ключевые слова:** протяжка, твердый сплав, стойкость, производительность, крепление, обработка.

**Данная работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках договора № 02.G25.31.0099.**

Важнейшим и обязательным требованием современного машиностроительного производства является систематическое повышение требований к деталям из труднообрабатываемых сплавов на алюминиевой, никелевой и титановой основе. Повышение износоустойчивости данных материалов приводит к возникновению трудностей с их механической обработкой, в частности с протягиванием. При протягивании контуров сложной формы используются комплекты протяжек, состоящие из 2 и более протяжек. В качестве инструментального материала режущей части протяжек, как

правило, используют быстрорежущую сталь P18. Не всегда физико-механические свойства данной стали удовлетворяют требованиям стойкости инструмента и стабильности получаемых размеров при обработке различных труднообрабатываемых материалов.

Применение сборных твердосплавных протяжек позволяет: увеличить период стойкости протяжек в среднем в 4–6 раз, увеличить подъем на зуб и тем самым сократить длину протяжки. Крепление твердосплавных пластин на основание протяжки возможно двумя способами: пайкой и механическим

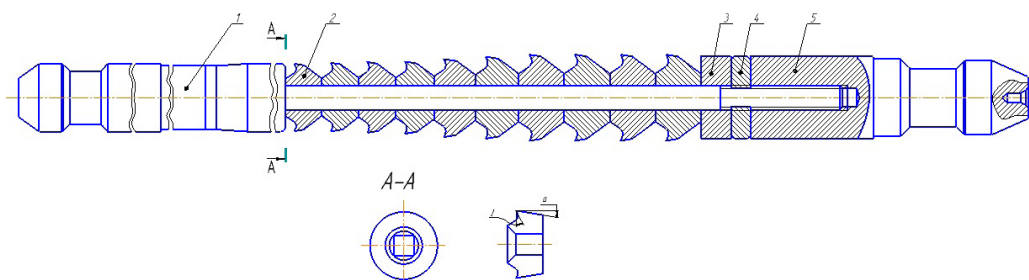


Рис. 1. Сборная протяжка с твердосплавными режущими элементами

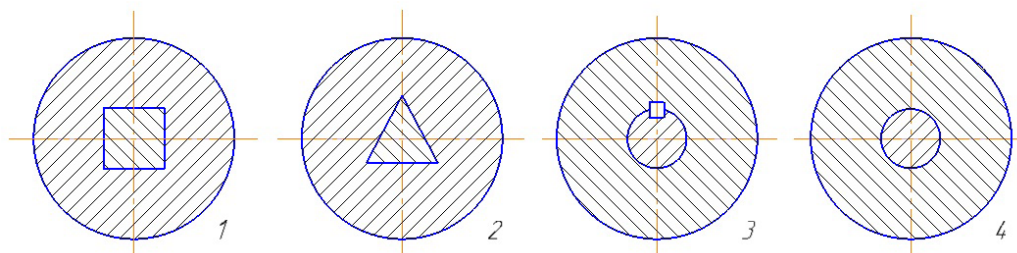


Рис. 2. Виды возможных отверстий в режущей пластине

Износ по задней поверхности мм

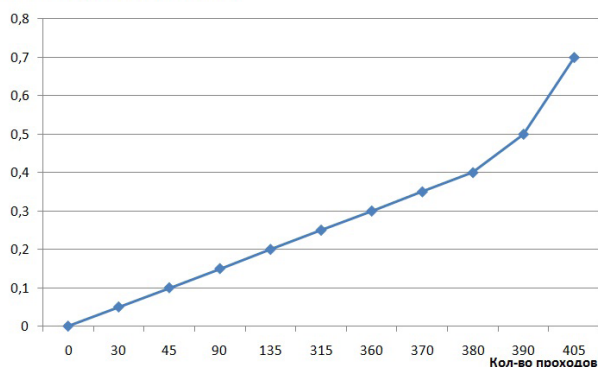


Рис. 3. Износ режущей пластины по задней поверхности

креплением [1, 2]. Крепление твердосплавных пластин к корпусу протяжки пайкой нецелесообразно, так как после данной операции появляются внутренние напряжения, которые в результате затачивания или уже работы могут образовать трещины. Появление трещин может привести к поломке дорогостоящего инструмента во время его работы и браку изделия, стоимость которых может достигать 1,5 млн руб. Использование механического крепления твердосплавных пластин к корпусу протяжки (рис. 1) обеспечивает оптимальный баланс жесткости и упругости, требуемый для стабильного резания [3]. На рис. 2 представлены и проанализированы возможные виды посадочных отверстий для базирования режущей пластины на основании протяжки: квадратной формы, треугольной формы, круглой формы, соединение шпонкой. Наиболее эффективной, с точки зрения прочности и технологичности, является протяжка с квадратным сечением основания.

Сборная протяжка состоит из: корпуса 1, на основание которого с натягом установлены сменные режущие пластины 2. Через прижимную шайбу 3 гайкой 4 фиксируются режущие пластины. В ре-

жущих пластинах посадочное отверстие выполнено квадратной формы, что позволяет надежно базировать и закреплять сменные режущие пластины.

Весь технологический процесс изготовления твердосплавных протяжек можно разделить на следующие операции:

- 1) изготовление корпуса;
- 2) шлифование торцевых поверхностей в твердосплавных секциях;
- 3) предварительное шлифование профиля в твердосплавных секциях;
- 4) сборка твердосплавных секций с корпусом;
- 5) шлифование режущей твердосплавной части в сборе с корпусом.

Наиболее трудоемкими операциями являются предварительное шлифование плоских поверхностей твердосплавных секций, предварительное шлифование профиля и шлифование режущей твердосплавной части в сборе с корпусом.

Твердосплавную секцию изготавливают из твердосплавных стержней. Размеры устанавливают так, чтобы обеспечить необходимый припуск для последующей обработки.

Технологический процесс изготовления режущей твердосплавной части состоит из следующих операций:

- 1) глубинное шлифование торцевых поверхностей твердосплавных секций;
- 2) окончательное шлифование торцевых поверхностей твердосплавных секций;
- 3) круглое шлифование твердосплавных секций, установленных в корпусе;
- 4) предварительное шлифование профиля в твердосплавных секциях;
- 5) шлифование по задней поверхности;
- 6) шлифование по передней поверхности;
- 7) притупление лезвия на сверхскоростной установке [4].

При обработке труднообрабатываемых материалов протягиванием режущие зубья твердосплавного инструмента наиболее устойчиво работают при повышенных скоростях резания, т.е. примерно до 30 м/мин. Применение пластинок из твердого



сплава при работе с низкими скоростями резания не позволяет полностью использовать режущие свойства твердосплавного инструмента. При протягивании с повышенными скоростями резания износу подвергается задняя поверхность (рис. 3). Следы износа у твердосплавных протяжек, работающих с повышенной скоростью, проявляются после значительно большего числа протягиваний, чем у протяжек из стали P18 при работе с обычными скоростями резания.

Хорошие результаты по стойкости обеспечивают протяжки [5], оснащенные пластинками из твердого сплава VK8. Стойкость таких протяжек до износа 0,3 мм составляет 360–380 протягиваний. Зубья протяжек лучше использовать из твердого сплава VK8, т.к. износ на зубьях нарастает постепенно и выкрашиваний не наблюдается, как это было у протяжек, оснащенных зубьями из твердого сплава T15K6.

Ввиду высокой стоимости деталей из жаропрочных и титановых сплавов необходимо снимать протяжки для перетачивания при величине износа режущей кромки меньше допустимой. Если установить допустимую величину износа режущей кромки 0,2 мм, то и в этом случае число протягиваний протяжками, оснащенными пластинками из твердого сплава VK8 при скорости резания до 30 м/мин, составит 135–160 протягиваний.

Применение протяжек с твердосплавной частью позволит увеличить количество обработанных деталей не менее чем в 3 раза.

Притупление лезвия зубьев протяжки на режимах шлифования 200 м/с позволяет увеличить точность в пределах 2 мкм.

1. Щеголев, А. В. Конструирование протяжек / А. В. Щеголев. — М. : Машгиз, 1960. — 352 с.

2. Палей, М. М. Технология производства металлорежущих инструментов / М. М. Палей. — М. : Машиностроение, 1982. — 256 с.

3. Васильев, Е. В. Конструкции протяжек с механическим креплением твердосплавных пластин для предварительной обработки «ёлочных» пазов дисков турбин [Текст] / Е. В. Васильев, А. Ю. Попов, И. А. Бугай // Динамика систем, механизмов и машин. — 2014. — № 2. — С. 287–290.

4. Васильев, Е. В. Специальный осевой режущий инструмент для обработки композиционных материалов / Е. В. Васильев, А. Ю. Попов, И. А. Бугай, П. В. Назаров // СТИН. — 2015. — № 4. — С. 9–11.

5. Макаров, В. Ф. Интенсификация процесса протягивания на протяжном станке «KURT HOFFMANN» [Текст] / В. Ф. Макаров, В. Р. Туктамышев // Материалы 4-й Всерос. науч.-техн. конф. молодых специалистов, посвящ. 83-й годовщине образования ОАО «УМПО» : сб. мат. — Уфа : УГАТУ, 2008. — С. 24.

**БУГАЙ Иван Анатольевич**, аспирант, ассистент кафедры металлорежущих станков и инструментов.

**ВАСИЛЬЕВ Евгений Владимирович**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры металлорежущих станков и инструментов.

**ВАСИЛЬЕВА Мария Владимировна**, магистрант гр. КТОМ-151 факультета элитного образования и магистратуры.

Адрес для переписки: boogie9@mail.ru

Статья поступила в редакцию 18.09.2015 г.

© И. А. Бугай, Е. В. Васильев, М. В. Васильева

## Книжная полка

621/П79

**Проектирование технологических процессов машиностроительных производств : учеб. для вузов по направлению подгот. «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» / В. А. Тимирязев [и др.]. — СПб. : Лань, 2014. — 378 с.**

В учебнике изложен материал, раскрывающий вопросы технологического обеспечения качества машиностроительных изделий, а также основ проектирования технологических процессов механической обработки и сборки в машиностроении. Отражены сведения, опубликованные за последние годы в отечественной и зарубежной литературе, опыт работы передовых машиностроительных предприятий, учтены новые российские и международные стандарты. Приведены технологические процессы изготовления типовых машиностроительных деталей. Учебник предназначен для студентов, обучающихся по направлению «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств». Будет полезен аспирантам и инженерно-техническим работникам.

621.9/Ч-92

**Чупин, В. Г. История отрасли [Электронный ресурс] : конспект лекций / В. Г. Чупин, Ю. В. Петро. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2015. — 1 о=эл. опт. диск (CD-ROM).**

Конспект лекций составлен в соответствии с учебным планом и программой дисциплины «История отрасли». Описана история развития конструкций станков, их использования, изложены последовательные стадии становления и развития станкостроительной отрасли в России, строительства станкозаводов, их последовательная специализация и переход на технологию массового производства станков. Отдельно рассмотрены этапы совершенствования инструмента, автоматизации массового машиностроения, серийного машиностроения и производства прецизионных станков.

Предназначен для студентов специальности 151002 всех форм обучения.

## ДИСКРЕТНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РЕЗИНОКОРДНОЙ ПЛОСКОЙ МУФТЫ

Настоящая статья посвящена построению и верификации математической модели высокоэластичной муфты с рабочим элементом в виде резинокордного диска, конструкция которого совместно со способом сборки разработаны в НПП «Прогресс» и защищены патентами Российской Федерации.

**Ключевые слова:** резинокордная муфта, математическая модель, нагрузочные характеристики.

**Введение.** Высокоэластичные муфты нашли широкое применение для передачи крутящего момента между валами в различных механизмах и машинах [1, 2]. К высокоэластичным муфтам относятся резинокордные плоские муфты (РКПМ), конструкция которых совместно со способом сборки резинокордного диска разработана в НПП «Прогресс» и защищена патентами Российской Федерации [3, 4]. РКПМ эффективно воспринимают динамические и ударные нагрузки, допускают несоосность расположения валов. В настоящее время РКПМ с двумя резинокордными дисками (пластинами, оболочками) модели Н-327 (рис. 1) используются в тяговых приводах тепловозов и электровозов ЭП1, ЭП10 [5]. Они также могут найти широкое применение и в других областях техники, например, в приводах строительно-дорожных машин, прокатных станков, буровых станков и т.п.

Наиболее полно разработанной математической моделью резинокордных пластин и оболочек является модель, базирующаяся на безмоментной теории сетчатых оболочек [1, 6, 7]. Данная модель имеет большое прикладное значение, так как резина обладает существенно меньшей жёсткостью, чем нити корда. Поэтому почти вся нагрузка воспринимается нитями корда. Резиновые покровные слои обеспечивают, главным образом, защиту пластин и оболочек от механических повреждений, а резиновые гермослои оболочек, находящихся под внутренним давлением, — их герметичность. Резиновые прослойки между перекрещивающимися слоями нитей обрезиненного корда играют роль идеальных внутренних связей, силы реакций которых не совершают работы при деформировании оболочки, но сохраняют неизменность точек контакта в местах пересечения нитей разных слоёв корда. Такое модельное представление предполагает искривление первоначально прямолинейных нитей корда при закручивании рабочего элемента РКПМ. Получаемая при этом полная система уравнений включает в себя дифференциальные уравне-

ния (в обыкновенных или частных производных), которые описывают напряжённо-деформированное состояние пластины под действием приложенных нагрузок. Поэтому подобного рода математическую модель можно назвать континуальной.

При малых углах относительного поворота полумуфт (рис. 1) можно пренебречь искривлением нитей корда, считая, тем самым, что нити корда ведут себя подобно спицам между ободом (наружной полумуфтой) и ступицей (внутренней полумуфтой) велосипедного колеса. Подобного рода математическая модель резинокордной пластины, которую можно назвать дискретной, является более простой, поскольку получаемая полная система уравнений не содержит дифференциальных уравнений, а только алгебраические и трансцендентные (тригонометрические) уравнения.

Таким образом, по континуальной математической модели резинокордной пластины точки контакта в местах пересечения нитей разных слоёв корда сохраняются неизменными (до и после нагружения), т.е. резина прочно скрепляет места пересечения нитей корда, не оказывая при этом какого-либо сопротивления относительному перемещению нитей между точками пересечения. По дискретной математической модели наличие слоёв резины вообще игнорируется, каждая нить корда деформируется независимо, всё определяется относительным перемещением крайних точек, закреплённых на наружной и внутренней полумуфтах.

В реальных условиях из-за некоторой деформации резиновых прослоек нити корда будут пересекаться до и после нагружения в разных точках. Поэтому в отношении точек пересечения нитей корда дискретная и континуальная модели отражают два теоретически возможных предельных случая, между которыми находится в действительности реализуемая ситуация. В остальном дискретная и континуальная модели одинаковы: по сравнению с кордом жёсткость резины мала, поэтому ею (жёсткостью резины) можно пренебречь.

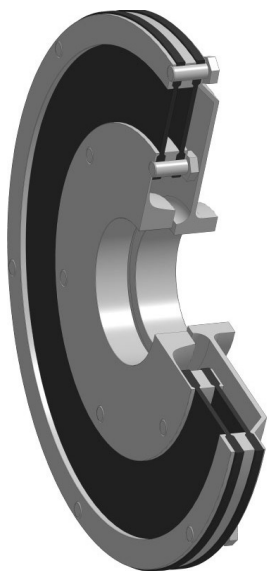


Рис. 1. Трёхмерная модель РКПМ

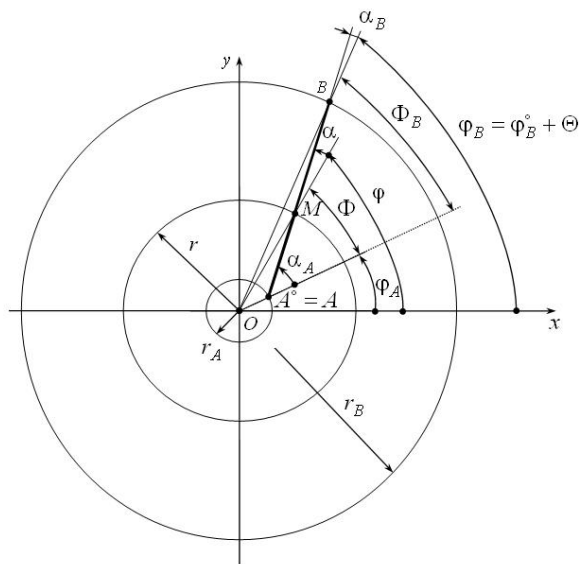


Рис. 2. Нить корда в актуальной конфигурации рабочей части пластины

Последующее изложение посвящено дискретной математической модели пластины РКПМ с растяжимыми нитями корда, поскольку она является более простой, чем континуальная математическая модель и должна обладать достаточной для практики точностью, так как по данным статических испытаний муфт с двумя РКЭ модели Н-327 угол закрутки составил менее  $1,5^\circ$  при номинальном крутящем моменте 11 768 Н·м [8].

**1. Геометрия нитей корда в актуальной конфигурации.** Полагаем, что начало  $A^\circ$  и конец  $B^\circ$  рабочей части каждой нити корда жёстко закреплены на полумуфтах по окружностям радиуса  $r_A$  и  $r_B$  соответственно (рис. 2). Без ограничения общности можно считать, что под нагрузкой окружность радиуса  $r_A$  (условно) неподвижна, а окружность радиуса  $r_B$  поворачивается вокруг центра  $O$  на угол закрутки  $\Theta$ . В результате этого резинокордная пластина переходит из отсчётной конфигурации  $\Sigma^\circ$  в актуальную конфигурацию  $\Sigma$ . При этом точка  $B^\circ$  с полярными координатами  $(r_B, \varphi_B^\circ)$  занимает новое положение  $B$  с полярными координатами  $(r_B, \varphi_B)$ , а точка  $A^\circ$  остаётся неподвижной:  $A^\circ = A$ . В обозначенных условиях

$$\varphi_A = \varphi_A^\circ, \varphi_B = \varphi_B^\circ + \Theta, \quad (1)$$

или же (рис. 2)

$$\varphi_B = \varphi_A + \Phi_B, \Phi_B = \Phi_B^\circ + \Theta. \quad (2)$$

Здесь и далее верхний индекс « $^\circ$ » указывает на значение соответствующей величины в отсчётной конфигурации  $\Sigma^\circ$ , а при отсутствии данного индекса — в актуальной конфигурации  $\Sigma$ .

Соответственно, произвольная материальная точка нити корда занимает в отсчётной конфигурации  $\Sigma^\circ$  положение  $M^\circ$  с полярными координатами  $(r^\circ, \varphi^\circ)$ , а в актуальной конфигурации  $\Sigma$  та же самая материальная точка нити корда занимают новое положение  $M$  с полярными координатами  $(r, \varphi)$ .

Встаёт задача: определить зависимость от угла закрутки  $\Theta$  основных величин  $l_{AB} = AB$ ,  $\alpha_A$ ,  $\alpha_B$  по известным значениям  $r_A$ ,  $r_B$ ,  $\varphi_A = \varphi_A^\circ$ ,  $\alpha_A^\circ$  (рис. 2). Для полноты общей картины требуется также описать

кинематический закон движения произвольной материальной точки нити корда:

$$r = r(\Theta, r^\circ, \varphi^\circ), \varphi = \varphi(\Theta, r^\circ, \varphi^\circ). \quad (3)$$

Выпишем на основании (1) и рис. 2 выражения ( $i$  — мнимая единица)

$$z_A = r_A e^{i\varphi_A} = r_A e^{i\varphi_A^\circ}, z_B = r_B e^{i\varphi_B} = r_B e^{i(\varphi_B^\circ + \Theta)}, \quad (4)$$

$$z_{AB} \equiv z_B - z_A = l_{AB} e^{i(\varphi_B + \alpha_B)} = l_{AB} e^{i(\varphi_A + \alpha_A)},$$

относящиеся к точкам  $A, B$ . Здесь учтено, что (рис. 2)

$$\varphi_B + \alpha_B = \varphi_A + \alpha_A \Rightarrow \varphi_B + \alpha_B = \varphi_A + \alpha_A. \quad (5)$$

Таким образом, согласно (4)

$$l_{AB} e^{i(\varphi_A + \alpha_A)} = r_B e^{i(\varphi_B + \Theta)} - r_A e^{i\varphi_A}. \quad (6)$$

В данном уравнении две неизвестные:  $l_{AB}$ ,  $\alpha_A$ . Чтобы их найти, умножим (6) на  $\exp(-i\varphi_A)$  и учтём, что, согласно первому выражению (2),  $\varphi_B^\circ = \varphi_B + \Phi_B^\circ$ . Получим

$$l_{AB} e^{i\alpha_A} = r_B e^{i(\Phi_B + \Theta)} - r_A.$$

Следовательно,

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_A &= \frac{\operatorname{Im}(r_B e^{i(\Phi_B + \Theta)} - r_A)}{\operatorname{Re}(r_B e^{i(\Phi_B + \Theta)} - r_A)} = \\ &= \frac{r_B \sin(\Phi_B + \Theta)}{r_B \cos(\Phi_B + \Theta) - r_A}, \\ l_{AB} &= |r_B e^{i(\Phi_B + \Theta)} - r_A| = \\ &= \sqrt{[r_B \cos(\Phi_B + \Theta) - r_A]^2 + [r_B \sin(\Phi_B + \Theta)]^2}. \end{aligned}$$

После преобразований находим

$$\alpha_A = \operatorname{arctg} \left[ \frac{r_B \sin(\Phi_B + \Theta)}{r_B \cos(\Phi_B + \Theta) - r_A} \right], \quad (7)$$

$$l_{AB} = \sqrt{r_A^2 + r_B^2 - 2r_A r_B \cos(\Phi_B + \Theta)}. \quad (8)$$

Принимая во внимание (2), (5), приходим к формуле

$$\alpha_B = \alpha_A - \Phi_B^\circ - \Theta, \quad (9)$$

позволяющей с помощью (7) определить угол  $\alpha_B$ . Таким образом, первая поставленная задача решена: формулы (7) – (9) устанавливают искомые зависимости  $l_{AB}(\Theta)$ ,  $\alpha_A(\Theta)$ ,  $\alpha_B(\Theta)$ .

**Замечание.** Полагая в (8) угол закрутки  $\Theta = 0$ , получаем формулу

$$l_{AB}^\circ = \sqrt{r_A^2 + r_B^2 - 2r_A r_B \cos \Phi_B^\circ},$$

которая определяет длину нити корда в отсчётной конфигурации  $\Sigma^\circ$ .

Приступим к решению второй задачи: определению кинематического закона движения произвольной материальной точки нити корда (3). С этой целью выпишем выражения для точек  $A$ ,  $M$  (рис. 2)

$$z_A = r_A e^{i\varphi_A}, \quad z = r e^{i\varphi}, \quad z_{AM} \equiv z - z_A = l_{AM} e^{i(\varphi + \alpha)}. \quad (10)$$

Поскольку (рис. 2)

$$\varphi + \alpha = \varphi_A + \alpha_A = \varphi_A^\circ + \alpha_A, \quad (11)$$

из (10) имеем

$$l_{AM} e^{i(\varphi + \alpha)} = r e^{i\varphi} - r_A e^{i\varphi_A}. \quad (12)$$

В соответствии с дискретной моделью резинокордной пластины деформация нитей корда является однородной в пределах рабочей части пластины. Благодаря этому можно записать пропорцию

$$\frac{l_{AM}}{l_{AM}^\circ} = \frac{l_{AB}}{l_{AB}^\circ}, \quad (13)$$

означающую (рис. 2), что точка  $M$  делит нить  $AB$  в актуальной конфигурации  $\Sigma$  в том же отношении, в каком точка  $M^\circ$  делит нить  $A^\circ B^\circ$  в отсчётной конфигурации  $\Sigma^\circ$ .

Умножив (12) на  $\exp[-i(\varphi + \alpha)]$ , находим

$$l_{AM} = r e^{-i\alpha} - r_A e^{i(\varphi_A - \varphi - \alpha)}.$$

По формуле (11)

$$\varphi_A^\circ - \varphi - \alpha = -\alpha_A. \quad (14)$$

В результате имеем

$$r e^{-i\alpha} = r_A e^{-i\alpha_A} + l_{AM}.$$

Значит,

$$\operatorname{tg} \alpha = -\frac{\operatorname{Im}(r_A e^{-i\alpha_A} + l_{AM})}{\operatorname{Re}(r_A e^{-i\alpha_A} + l_{AM})} = \frac{r_A \sin \alpha_A}{r_A \cos \alpha_A + l_{AM}},$$

$$r = \left| r_A e^{-i\alpha_A} + l_{AM} \right| = \sqrt{[r_A \cos \alpha_A + l_{AM}]^2 + [r_A \sin \alpha_A]^2}.$$

После преобразований находим

$$\alpha = \operatorname{arctg} \left[ \frac{r_A \sin \alpha_A}{r_A \cos \alpha_A + l_{AM}} \right], \quad (15)$$

$$r = \sqrt{r_A^2 + l_{AM}^2 + 2r_A l_{AM} \cos \alpha_A}. \quad (16)$$

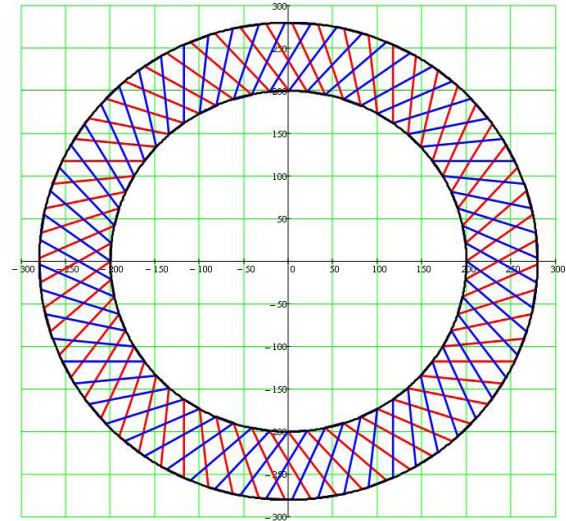


Рис. 3. Распределение нитей корда рабочей части пластины:  $r_A = 200$  мм;  $r_B = 280$  мм;  $N = 60$

Принимая во внимание (14), приходим к формуле

$$\varphi = \varphi_A^\circ + \alpha_A - \alpha, \quad (17)$$

позволяющей определять полярный угол точки  $M$  в актуальной конфигурации  $\Sigma$ .

Таким образом, вторая поставленная задача также решена: формулы (15) – (17) устанавливают искомые зависимости (3) с привлечением формулы

$$\varphi_A^\circ = \varphi^\circ - \Phi^\circ$$

для определения угла  $\varphi_A^\circ$  по заданным координатам  $(r^\circ, \varphi^\circ)$  точки  $M^\circ$ .

**Замечание.** Если учесть, что (рис. 2)

$$\Phi = \alpha_A - \alpha,$$

формулу (17) можно представить иначе:

$$\varphi = \varphi_A^\circ + \Phi. \quad (18)$$

Результат (18) очевидным образом следует из рис. 2 и (1).

**2. Геометрические характеристики семейства нитей корда одного направления.** Для каждого слоя распределение нитей корда является равномерным (рис. 3), а именно: поворот любой из нитей на угол

$$\Delta\varphi = \frac{2\pi}{N} \quad (19)$$

вокруг центра  $O$  приводит к её тождественному совпадению с ближайшей нитью из числа нитей данного слоя. Здесь  $N$  — число нитей корда одного слоя, а величина (19) — угловой шаг нитей корда.

Путём поворота каждой нити слоя данного направления на соответствующий угол вокруг центра  $O$  все нити сольются в одну линию, для которой выполняется условие  $\varphi_A^\circ = 0$  (рис. 4). Такую линию будем называть *формообразующей линией (прямой)* слоёв корда данного направления. Например, в естественной конфигурации  $\Sigma^\circ$  для слоёв корда направления  $l^+$  имеет равенство  $\alpha_A^\circ = \beta^\circ$ , а для слоёв корда направления  $l^-$  имеет равенство  $\alpha_A^\circ = -\beta^\circ$ ,

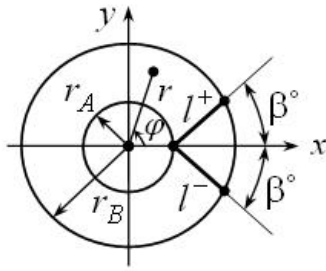


Рис. 4. Формообразующие линии:  
 $l^+ (\alpha_A = \beta)$ ;  $l^- (\alpha_A = -\beta)$

где  $\beta^\circ$  — *формообразующий угол* в естественной конфигурации, характеризующий угол наклона формообразующих прямых в  $\Sigma^\circ$  по радиусу  $r_A$  (рис. 4). Например, рис. 3 соответствует  $\beta^\circ = 36^\circ$ .  
 В декартовых координатах уравнение формообразующей прямой имеет вид

$$y = \operatorname{tg} \alpha_A^\circ (x - r_A), \quad \alpha_A^\circ = \pm \beta^\circ. \quad (20)$$

Знак плюс в (20) относится к формообразующей  $l^+$ , а знак минус — к формообразующей  $l^-$  (рис. 4). С помощью известных формул связи полярных координат  $r, \varphi$  с декартовыми координатами

$$x = r \cos \varphi, \quad y = r \sin \varphi,$$

уравнение (20) можно представить в виде

$$r = \frac{r_A \operatorname{tg} \alpha_A^\circ}{\operatorname{tg} \alpha_A^\circ \cos \varphi - \sin \varphi}, \quad \alpha_A^\circ = \pm \beta^\circ. \quad (21)$$

Рассмотрим линии (нити корда) семейства  $l^+$ , пронумеровав их следующим образом:  $l^+_{1'}, l^+_{2'}, \dots, l^+_{N'}$ . В качестве первой линии  $l^+_{1'}$  возьмём формообразующую прямую  $l^+$ , её уравнение в соответствии (21) имеет вид  $r = r(\varphi)$ . Уравнение второй линии  $l^+_{2'}$  аналогично:  $r = r(\varphi + \Delta\varphi)$ , где  $\Delta\varphi$  — угловой шаг нитей корда (19). По индукции для нити  $l^+_{i'}$  уравнение запишется так:

$$r = r[\varphi + (i-1)\Delta\varphi], \quad i = 1, \dots, N'.$$

В общем случае первая линия  $l^+_{1'}$  может не совпадать с  $l^+$ . Тогда уравнение для  $l^+_{1'}$  будет иметь вид  $r = r(\varphi + \varphi_0^+)$ , а для  $l^+_{i'}$

$$r = r[\varphi + \varphi_0^+ + (i-1)\Delta\varphi], \quad i = 1, \dots, N'.$$

Здесь  $\varphi_0^+$  — полярный угол начала  $A^\circ$  нити корда  $l^+_{1'}$ , изменяющийся в пределах

$$0 \leq \varphi_0^+ \leq \Delta\varphi. \quad (22)$$

Вполне очевидны аналогичные формулы и для нитей корда семейства  $l^-$ :

$$r = r[\varphi + \varphi_0^- + (i-1)\Delta\varphi], \quad 0 \leq \varphi_0^- \leq \Delta\varphi, \quad i = 1, \dots, N', \quad (23)$$

если только понимать под  $r = r(\varphi)$  соответствующее уравнение в (21). Так, при построении рис. 3 использовались значения  $\varphi_0^+ = \varphi_0^- = 0$ .

Рассмотрим вопрос, под каким углом пересекаются две нити корда из слоёв разных направлений.

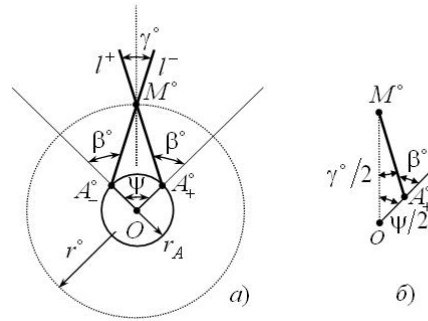


Рис. 5. Угол пересечения нитей корда

Пусть линии  $l^+, l^-$  выходят соответственно из точек  $A^\circ_+, A^\circ_-$  (рис. 5). Они пересекутся в некоторой точке  $M^\circ$ , которая лежит на биссектрисе центрального угла  $\psi$  и отстоит от центра  $O$  на расстоянии  $r^\circ$  (рис. 5а).

Для треугольника  $OM^\circ A^\circ_+$  (рис. 5б) внешний угол  $\beta^\circ$  равен сумме соответствующих внутренних углов:

$$\beta^\circ = \frac{\psi + \gamma^\circ}{2}. \quad (24)$$

С другой стороны, для треугольника  $OM^\circ A^\circ_+$  по теореме синусов

$$\frac{r_A}{\sin(\gamma^\circ/2)} = \frac{r^\circ}{\sin(\pi - \beta^\circ)}$$

или

$$\frac{r_A}{\sin(\gamma^\circ/2)} = \frac{r^\circ}{\sin \beta^\circ}. \quad (25)$$

Из (25) сразу получаем

$$\gamma^\circ = 2 \arcsin\left(\frac{r_A}{r^\circ} \sin \beta^\circ\right). \quad (26)$$

Зависимость (26) от радиуса  $r^\circ$  является монотонно убывающей (рис. 6).

Выразим из (24) угол  $\psi$ :

$$\psi = 2\beta^\circ - \gamma^\circ.$$

Согласно (26) данный угол имеет максимальное значение

$$\psi_{\max} = 2\beta^\circ - \gamma_{\min}^\circ = 2\left[\beta^\circ - \arcsin\left(\frac{r_A}{r_B} \sin \beta^\circ\right)\right]. \quad (27)$$

Если (27) разделить на угловой шаг нитей корда (19), получим число пересечений нитей корда данного направления с нитями корда другого направления:

$$N_{\min}^\circ = \left\langle \frac{\psi_{\max}}{\Delta\varphi} \right\rangle, \quad N_{\max}^\circ = N_{\min}^\circ + 1. \quad (28)$$

Здесь  $\langle x \rangle$  — функция взятия целой части числа  $x$  (к примеру,  $\langle 2,1 \rangle = 2$ ). Какое именно значение (28) реализуется в конкретной конструкции пластины, зависит от величин  $\varphi_0^+, \varphi_0^-$  из (22), (23). Так, в случае  $r_A = 200$  мм,  $r_B = 280$  мм,  $N = 60$ ,  $\beta^\circ = 36^\circ$ ,  $\varphi_0^+ = \varphi_0^- = 0$ , представленном на рис. 3 и рис. 6, получаются значения  $\Delta\varphi = 6^\circ$ ,  $\psi_{\max} = 22,35^\circ$ ,  $\psi_{\max} / \Delta\varphi = 3,725$ . Поэтому число пересечений

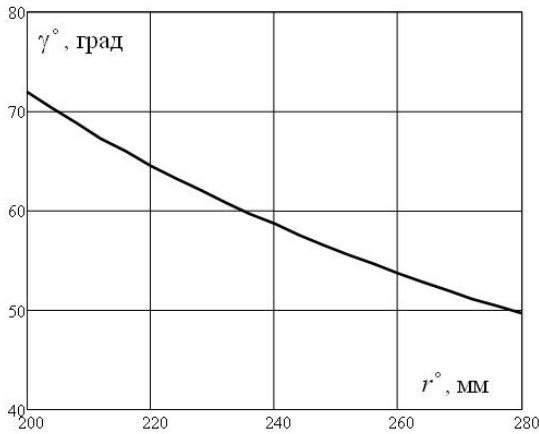


Рис. 6. Зависимость угла пересечения нитей от радиуса точки пересечения:  $r_A = 200$  мм;  $\beta^\circ = 36^\circ$

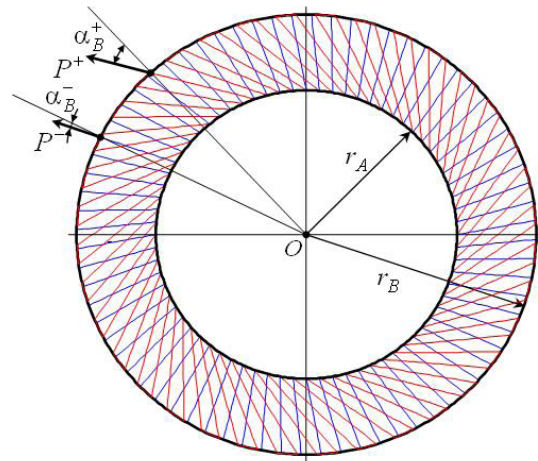


Рис. 7. К определению крутящего момента резинокордной пластины

минимальное:  $N^\circ = N_{\min}^\circ = 3$  (рис. 3). Если же взять, к примеру,  $\varphi_0^+ = 0$ ,  $\varphi_0^- = \Delta\varphi / 2$ , то тогда число пересечений будет максимальным:  $N^\circ = N_{\max}^\circ = 4$ .

**3. Напряжённо-деформированное состояние нитей корда, моментная характеристика резинокордной пластины.** Будем исходить из предположения, что после сборки муфты не возникает предварительного натяжения нитей корда в отсчётной конфигурации  $\Sigma^0$  или же оно пренебрежимо мало. Тогда относительное удлинение нити AB будет равно

$$\varepsilon = \frac{l_{AB} - l_{AB}^0}{l_{AB}^0} = \frac{l_{AB}(\Theta)}{l_{AB}(\Theta=0)} - 1, \quad (29)$$

ибо  $l_{AB}^0 = l_{AB}(\Theta = 0)$ , где  $\Theta$  — угол закручивания муфты.

Усилие  $P$ , развиваемое нитью корда при деформации растяжения (29), определяется силовой характеристикой  $P(\varepsilon)$ , устанавливаемой экспериментально. Поскольку нити корда могут работать только на растяжение, можно записать

$$P = \begin{cases} P(\varepsilon), & \varepsilon \geq 0; \\ 0, & \varepsilon < 0. \end{cases}$$

Условие прочности нитей корда имеет вид

$$P \leq P_B \Leftrightarrow \varepsilon \leq \varepsilon_B,$$

где  $P_B$ ,  $\varepsilon_B$  — усилие и деформация нити при разрыве (от слова *Vruch* — немец.).

Крутящий момент  $M_z$ , создаваемый нитями корда *одинарной* резинокордной пластины, можно определить по выражению (рис. 7)

$$M_z = kNr_B(P^+ \sin \alpha_B^+ + P^- \sin \alpha_B^-)$$

либо по выражению

$$M_z = kNr_A(P^+ \sin \alpha_A^+ + P^- \sin \alpha_A^-).$$

Здесь  $k$  — число слоёв корда одного направления;  $N$  — число нитей в одном слое корда;  $P^+$ ,  $P^-$  — усилия в нитях корда направления  $I^+$ ,  $I^-$  соответственно;  $\alpha_B^+$  и  $\alpha_B^-$  ( $\alpha_A^+$  и  $\alpha_A^-$ ) — угол наклона нитей корда к радиальному направлению в точке B (в точке A) для нитей семейства  $I^+$  и  $I^-$  соответственно.

**4. Сравнение расчётных и опытных нагрузочных характеристик.** Расчёт нагрузочных характеристик РКПМ по дискретной математической модели проводился при следующих значениях параметров. Наружный и внутренний радиусы рабочей части пластины  $r_A = 200$  мм,  $r_B = 280$  мм соответственно; число слоёв корда одного направления  $k = 5$ ; полярные углы точки начала первой по порядку нити корда  $I^+$  и  $I^-$  соответственно:  $\varphi_0^+ = 0$  и  $\varphi_0^- = \Delta\varphi / 2$ , где  $\Delta\varphi = 2\pi / N = 0,381^\circ$  — угловой шаг нитей корда (19).

Силовая характеристика нитей корда при растяжении  $P(\varepsilon)$  аппроксимировалась квадратичным уравнением регрессии

$$P = E\varepsilon(1 + b\varepsilon).$$

Материальные параметры  $E = 303,6$  Н,  $b = 6,684$  определялись методом наименьших квадратов по данным [9, 10] для ткани кордовой капроновой 23 КНТС, которая содержит 94 нити на 10 см по основе. Отсюда находилось расчётное значение первоначального шага между нитями корда  $h_0 = 1,064$  мм, а затем число нитей корда одного слоя:  $N = 944$ .

Значения формообразующего угла нити корда в естественной конфигурации составили  $\beta^\circ = 27,9_{-6,0}^{+6,2}$  для нитей направления  $I^+$ ,  $\beta^\circ = 33,8_{-6,7}^{+8,1}$  для нитей направления  $I^-$  с общим (для всех нитей) средним значением  $\beta = 30,8_{-9,0}^{+11,1}$ . Данные значения определялись на вырезанном из резинокордного диска секторальном образце, который обдирался наждаке таким образом, чтобы были видны нити корда обоих направлений. Сканированное изображение образца экспортировалось в специализированную программу GetData Graph Digitizer, предназначенную для оцифровки графиков, диаграмм, карт и т.п. Для каждого направления выбиралось по десять прямолинейных отрезков нитей корда. Разброс значений угла  $\beta^\circ$  для одного направления составил 20...24 %, а между средними значениями обоих направлений — 19 %. Последнее указывает, прежде всего, на непрямолинейность нитей корда и несимметричное расположение нитей корда разных направлений, что связано с рядом трудностей реализации технологического процесса изготовления резинокордного диска.

Статические стендовые испытания РКПМ по определению моментной характеристики, описывающей зависимость между приложенным крутя-

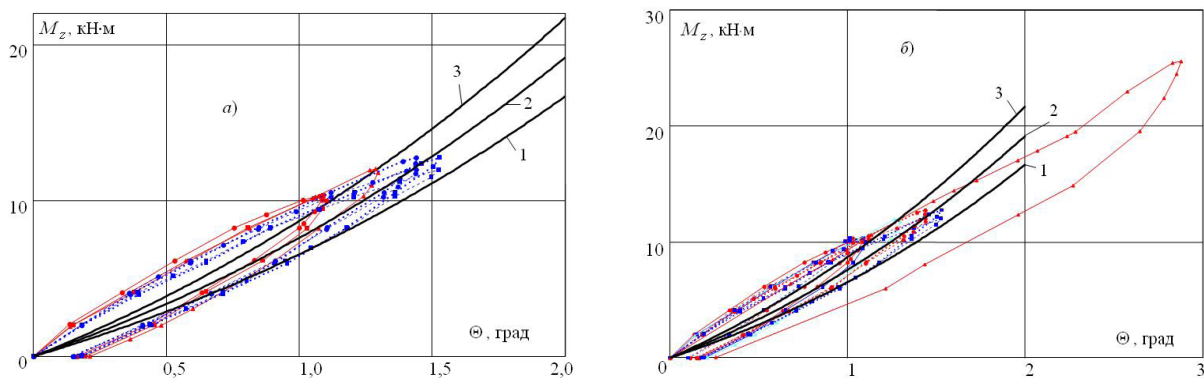


Рис. 8. Нагрузочные характеристики резинокордной плоской муфты:  
 а — сравнение с данными испытаний муфты с нормальной длиной втулок;  
 б — сравнение с данными испытаний муфты с укороченной длиной втулок;  
 1 —  $\beta^\circ = 27,9^\circ$  (среднее значение для нитей корда направления  $l^+$ );  
 2 —  $\beta^\circ = 30,8^\circ$  (общее среднее значение для всех нитей корда);  
 3 —  $\beta^\circ = 33,8^\circ$  (среднее значение для нитей корда направления  $l^-$ )

шим моментом  $M_z$  и углом закручивания полумуфт  $\Theta$ , проводились в ОАО «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (ОАО «ВНИКТИ») [8]. Испытывались муфты с нормальной и укороченной длиной дистанционных втулок, обеспечивающих заданную осадку зон крепления резинокордных элементов при сборке муфты для исключения проскальзывания резины по металлу. После установки на стенд муфта трижды нагружалась номинальным крутящим моментом до 10 кН·м, затем выполнялась собственно «статическая» тарировка со скоростью нагружения  $\approx 40$  Н·м/с при температуре 15...17 °С. Муфта также нагружалась крутящим моментом до 26 кН·м, чтобы убедиться в том, что при указанном максимальном нагружении отсутствуют морщины, складки и другие признаки потери устойчивости дискового резинокордного элемента. При разборке муфты было отмечено, что смещение контрольных рисок отсутствует, т.е. болтовое крепление резины по металлу является надёжным, несмотря на некоторое зафиксированное уменьшение момента затяжки болтов.

На рис. 8 приведены расчётные нагрузочные характеристики муфты, построенные для трёх средних значений формообразующего угла, установленных при исследовании геометрических параметров нитей корда секторального образца резинокордного дискового элемента. Сравнение с данными испытаний муфты с нормальной длиной втулок (рис. 8а) и сравнение с данными испытаний муфты с укороченной длиной втулок (рис. 8б) показывает, что в диапазоне рабочих значений угла закручивания совпадение расчётных и опытных данных является удовлетворительным. Опытные данные, имеющие разброс из-за незавершённости релаксационных процессов в резине при конечной скорости нагружения, всё же попадают в «вилку» расчётных характеристик. В свою очередь, это указывает на правомерность упрощающих предположений, принятых при построении дискретной математической модели резинокордной плоской муфты.

**Выводы.** Построенная дискретная математическая модель описывает напряжённо-деформированное состояние резинокордной плоской муфты при малых углах закручивания муфты. Данное ограничение компенсируется простотой и удобством прак-

тического применения полной системы уравнений благодаря отсутствию в ней дифференциальных уравнений.

Результаты тестирования дискретной математической модели по экспериментальным данным стендовых испытаний резинокордных плоских муфт показали правомерность принятых упрощающих предположений, главным из которых является полное пренебрежение влиянием связующего компонента резинокордного композита (резины) на поведение армирующих элементов (нитей корда).

#### Библиографический список

1. Расчётно-экспериментальные методы проектирования сложных резинокордных конструкций / И. А. Трибельский [и др.]. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2011. — 240 с.
2. Поляков, В. С. Справочник по муфтам / В. С. Поляков, И. Д. Барбаш, О. Д. Ряховский. — Л. : Машиностроение, 1974. — 352 с.
3. Пат. 2300674 Российская Федерация, МПК51 F16D3/78. Оболочка резинокордная для высокоэластичной муфты / Ильичев В. А., Гриценко Г. В., Солдатова Л. Н. ; заявитель и патентообладатель ФГУП «НПП «Прогресс». — № 2005141733/11; заявл. 30.12.2005 ; опубл. 10.06.2007, Бюл. № 16. — 6 с.
4. Пат. 2343071 Российская Федерация, МПК51 F16D3/74. Способ сборки плоской резинокордной оболочки / Ильичев В. А., Гриценко Г. В. ; заявитель и патентообладатель ФГУП «НПП «Прогресс». — № 2006135912/12 ; заявл. 10.10.2006 ; опубл. 10.01.2009, Бюл. № 1. — 6 с.
5. Высокоэластичные муфты [Электронный ресурс]. — Режим доступа : <http://www.progress-omsk.ru/constructor.php?act=group2> (дата обращения: 20.08.2015).
6. Бидерман, В. Л. Механика тонкостенных конструкций / В. Л. Бидерман. — М. : Машиностроение, 1977. — 488 с.
7. Бухин, Б. А. Введение в механику пневматических шин / Б. А. Бухин. — М. : Химия, 1988. — 224 с.
8. Динамическая нагруженность и надежность работы муфты тягового привода электровозов ЭП1М и ЭП10 [Текст] : отчет о НИР (заключ.) / ОАО Науч.-исследоват. и конструктор.-технолог. ин-т подвижного состава (ОАО «ВНИКТИ») ; рук. Березин В. В. ; исполн. : Соколов Ю. Н. [и др.]. — Коломна, 2009. — 82 с. — № И-01-09.
9. Ткань кордная капроновая. Технические условия [Текст] : ТУ 2281-109-00204027-2001. — Взамен ТУ 2281-109-00204027-99 ; введ. 2001-10-01. — Щекино Тульской обл. : Щекинское ОАО Химволокно, 2001. — 11 с.

10. ГОСТ 24221-94. Ткань кордная капроновая. Технические условия. — Взамен ГОСТ 24221-80 ; введ. 1994— 10— 21. — Минск : Межгос. совет по стандартизации метрологии и сертификации, 1996. — 16 с.

**ИЛЬИЧЕВ Валерий Андреевич**, заведующий лабораторией № 30 Научно-производственного предприятия «Прогресс», г. Омск; аспирант кафедры сопротивления материалов Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

**КОРНЕЕВ Владимир Сергеевич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры основ

теории механики и автоматического управления ОмГТУ.

**КОРНЕЕВ Сергей Александрович**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой сопротивления материалов ОмГТУ.

Адрес для переписки: korneyev@omgtu.ru, korsa\_home@mail.ru

Статья поступила в редакцию 25.08.2015 г.

© В. А. Ильичев, В. С. Корнеев, С. А. Корнеев

УДК 620.17:621.825

**В. А. ИЛЬИЧЕВ  
И. А. ПЕНЬКОВ  
В. С. КОРНЕЕВ  
С. А. КОРНЕЕВ**

Научно-производственное  
предприятие «Прогресс»,  
г. Омск

Омский государственный  
технический университет

## **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ НАГРУЗОЧНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕЗИНОКОРДНОЙ ПЛОСКОЙ МУФТЫ**

**В статье дается описание специально разработанного экспериментального стенда для проведения испытаний и методике определения нагрузочных характеристик резинокордного диска (пластины) для высокоэластичных муфт.**

**Ключевые слова:** резинокордная муфта, экспериментальный стенд, нагрузочные характеристики.

**Введение.** Резинокордные плоские муфты (РКПМ), конструкция которых совместно со способом сборки резинокордного рабочего элемента разработана в НПП «Прогресс» и защищена патентами Российской Федерации [1, 2], принадлежат классу высокоэластичных муфт, предназначенных для передачи заданной величины крутящего момента между валами в различных механизмах и машинах. РКПМ (рис. 1а) удовлетворяют современному уровню требований: эффективно воспринимают статические, динамические и ударные нагрузки, компенсируют перекос и несоосность расположения соединяемых валов, способствуют демпфированию всех видов колебаний и вибраций, долговечны, компактны, удобны в эксплуатации и обслуживании.

В настоящее время РКПМ с двумя резинокордными дисками (пластинами, оболочками) модели Н-327 (рис. 1б) используются в тяговых приводах тепловозов и электровозов ЭП1, ЭП10 [3]. Предварительные стендовые испытания показали [4], что РКПМ полностью соответствуют условиям эксплуатации по действующим квазистатическим и динамическим режимам в тяговом приводе электро-

зов. Однако, несмотря на положительное итоговое заключение, по ряду объективных причин точность использованных при стендовых испытаниях инженерных методов определения нагрузочных характеристик муфты является недостаточной для того, чтобы удовлетворить требованиям, которые предъявляются к экспериментальным данным, предназначенным для оценки пригодности той или иной математической модели, описывающей работу РКПМ. Поэтому на текущий момент существует необходимость в проведении экспериментальных исследований механических свойств РКПМ, удовлетворяющих современным требованиям. Последнее облегчит построение математической модели РКПМ, что, в конечном счете, будет способствовать расширению области применения РКПМ в технике, например, в приводах строительно-дорожных машин, прокатных станков, буровых станков и т.п.

Настоящая статья посвящена описанию специально разработанного экспериментального стенда для проведения испытаний и методике определения нагрузочных характеристик резинокордного диска (пластины) для высокоэластичных муфт, знание которых обеспечит построение адекватной



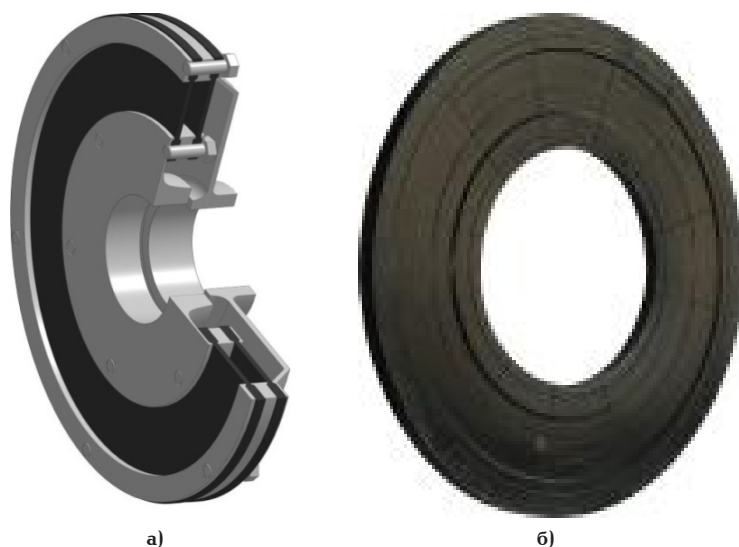


Рис. 1. Резинокордная плоская муфта (а) и резинокордная оболочка модели Н-327 для высокоэластичных муфт (б): номинальный крутящий момент 11 768 Н·м; максимальный крутящий момент 35 304 Н·м

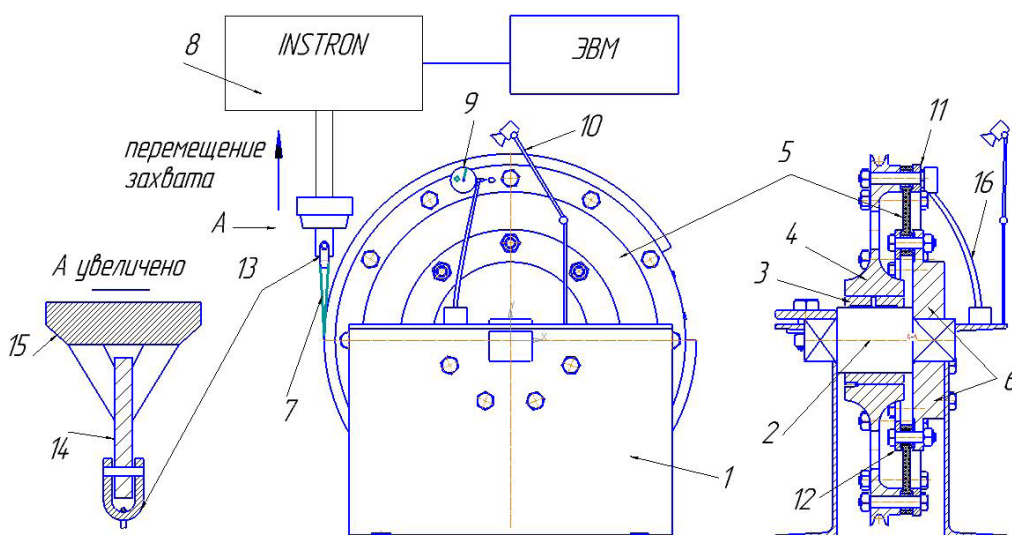


Рис. 2. Схема экспериментального стенда:

- 1 — рама, 2 — ось, 3 — подшипник скольжения, 4 — полумуфта-блок,  
 5 — резинокордный диск, 6 — опорная полумуфта-кольцо,  
 7 — канат кевларовый, 8 — сервогидравлическая испытательная машина Instron серии 8805,  
 9 — индикатор часового типа, 10 — видеокамера,  
 11 — верхнее нажимное кольцо, 12 — нижнее нажимное кольцо,  
 13 — кольцо-коуш, 14 — пластина, 15 — верхний захват,  
 16 — гибкая стойка МС29

математической модели и проектирование РКПМ разных типоразмеров.

**1. Описание экспериментального стенда.** Схема экспериментального стенда для проведения статических испытаний РКПМ представлена на рис. 2, а его общий вид — на рис. 3.

Экспериментальный стенд (рис. 2, рис. 3), расположенный на раме 1, состоит из неподвижной оси 2, на которой установлен вращающийся полумуфта-блок 4 с подшипником скольжения 3. Резинокордный диск 5, являющийся объектом испытаний, с одного края прикреплен к полумуфте-блоку 4 посредством верхнего нажимного кольца 11 и болтов, а с нижнего края зафиксирован на оси 2 через опорную полумуфта-кольцо 6 с помощью нижне-

го нажимного кольца 12 и болтов. Сложенный пополам кевларовый канат 7 перекинут посередине своей длины через кольцо-коуш 13, которое может свободно поворачиваться в отверстии пластины 14, жестко закреплённой в верхнем захвате 15 сервогидравлической испытательной машины Instron (нижний захват заблокирован и в испытаниях не используется). Оба конца кевларового каната 7 жестко крепятся на ободе вращающейся полумуфты-блока 4 (рис. 4). В результате усилия, передаваемого канатом 7 с захвата 15 на полумуфта-блок 4, делится надвое, равномерно распределяясь по обеим частям каната 7, перекинутым через кольцо-коуш 13 (рис. 2–4). При испытаниях верхний захват 15 сервогидравлической машины, управляемой



Рис. 3. Общий вид экспериментального стенда

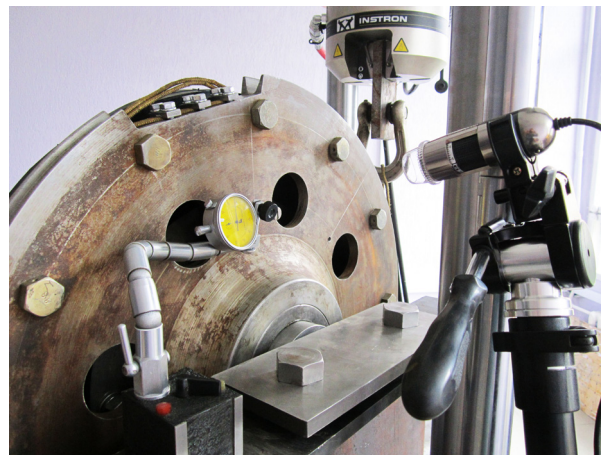


Рис. 4. Размещение индикатора часового типа и видеокамеры

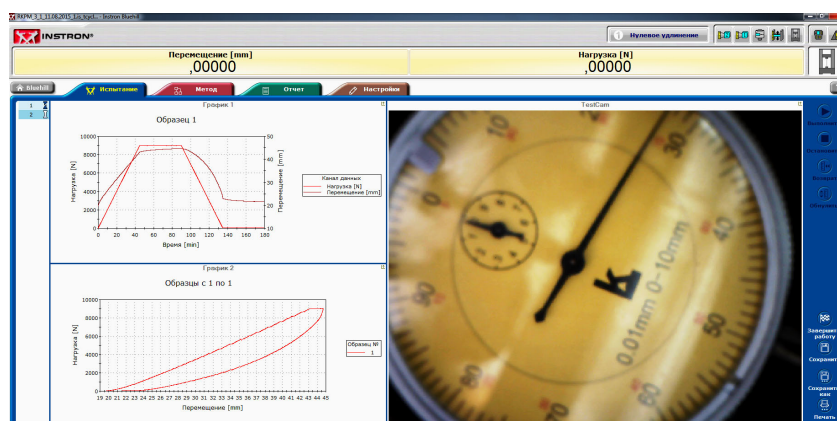


Рис. 5. Окно данных нагрузки и смещения захвата совместно с показаниями индикатора часового типа

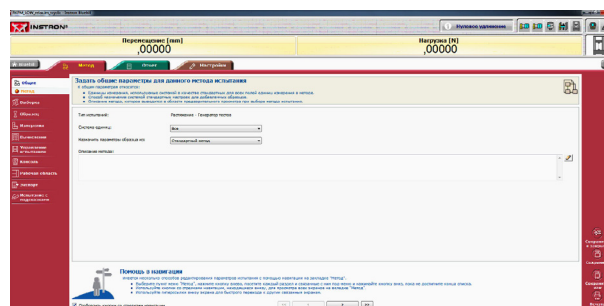
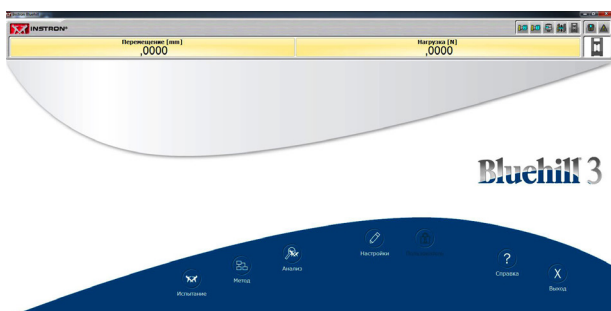


Рис. 6. Рабочие окна программного комплекса Bluehill 3

при помощи контролера и ЭВМ, совершает прямолинейное движение вверх, поворачивая посредством каната 7 полумуфты-блок 4 и осуществляя тем самым закручивание испытуемого резинокордного диска 5. Усилие и перемещение захвата 15 фиксируются встроенными датчиками сервогидавлической машины и передаются на компьютер.

Датчик нагрузки Dynacell со встроенным акселерометром компенсирует инерционную нагрузку, вызванную тяжелым захватами и приспособлениями на обеих осях, с относительной погрешностью измерения 0,5%. Погрешность датчика перемещения захвата составляет 0,02 мм.

Для определения угла закрутки полумуфты-блока 4 относительно опорного полумуфты-кольца

6 используется индикатор часового типа 9 (марка ИЧ 2), который крепится на гибкой стойке 16 (марки МС29) к раме 1 с помощью специального магнита (рис. 4). Поворотом специального рычага гибкая стойка 16 фиксируется, приобретая высокую жесткость.

Благодаря этому по показаниям индикатора часового типа 9 с ценой деления 0,01 мм определяется угол поворота полумуфты-блока 4 с достаточной для практики точностью. Сами показания индикатора 9 при помощи видеокамеры 10 фиксируются на компьютере синхронно с показаниями датчиков усилия и перемещения (рис. 5). Иными словами, усилие и перемещение захвата 15 совместно с видеозаписью показаний индикатора 9 автоматически

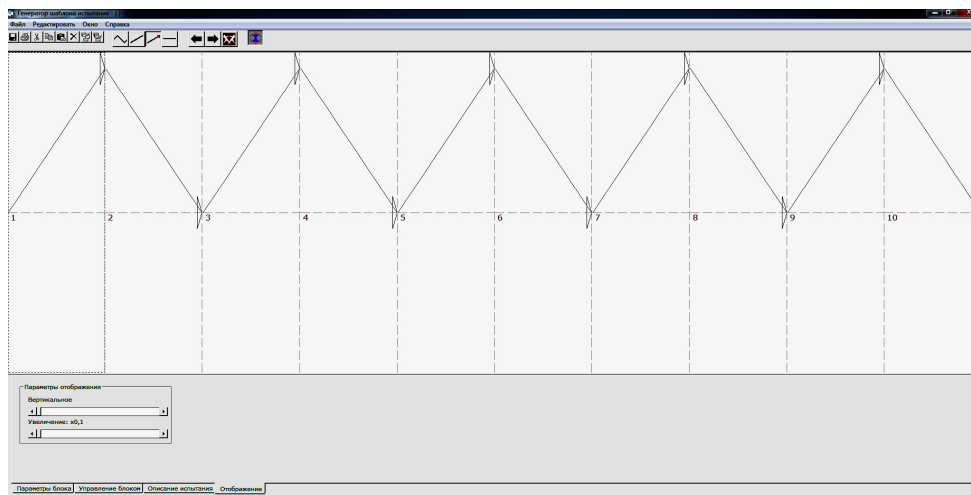


Рис. 7. Вид циклической нагрузки траверсы

контролируется и сохраняется программным комплексом Bluehill 3 (рис. 6).

**2. Методика проведения испытаний.** Программирование методики испытаний осуществляется средствами программного комплекса Bluehill 3. При определении статических нагрузочных характеристик используются две следующие друг за другом методики испытаний: 1) методика предварительных циклических испытаний, предназначенных для «разогрева» резины, вытягивания троса, выбора люфтов и зазоров; 2) методика основных квазистатических испытаний, по которой собственно и определяется статическая нагрузочная характеристика.

*I. Методика предварительных циклических испытаний.* Захват перемещается вверх с управлением по нагрузке от нуля до 9000 Н, затем нагрузка снижается от 9000 Н до нуля. Цикл повторяется еще четыре раза (рис. 7), время испытания 60–90 минут, скорость нагружения и разгрузки постоянные. После испытания необходимо дать резинокордному образцу отрелаксировать в течение 30 минут.

Как уже отмечалось, данная процедура устраняет зазоры и «разогревает» исследуемый упругий элемент муфты, а также позволяет получить подтверждение о стабилизации петли гистерезиса.

*II. Методика основных квазистатических испытаний.* Так как резина обладает вязкоупругими свойствами, то для исключения влияния релаксационных процессов до приемлемого уровня одно испытание занимает довольно продолжительное время: три часа, что выбирается на основе предварительно полученных эмпирических данных. Данное время распределяется следующим образом (управление осуществляется по усилию):

- 1 этап (45 минут) — усилие на захвате растет с постоянной скоростью от нуля до 9000 Н;
- 2 этап (45 минут) — усилие на захвате удерживается на уровне 9000 Н;
- 3 этап (45 минут) — усилие на захвате снижается с постоянной скоростью от 9000 Н до 50 Н;
- 4 этап (45 минут) — усилие на захвате удерживается на уровне 50 Н.

При проведении испытаний угол поворота (смещение наконечника индикатора часового типа) фиксируется видеокamerой и записывается совместно с данными датчика силы и перемещения траверсы (рис. 5).

**Выводы.** Разработанный экспериментальный стенд и методика проведения испытаний позволяют установить эмпирические закономерности между углом закрутки резинокордного элемента высокоэластичной муфты и приложенным моментом.

#### Библиографический список

1. Пат. 2300674 Российская Федерация, МПК51 F16D3/78. Оболочка резинокордная для высокоэластичной муфты / Ильичев В. А., Гриценко Г. В., Солдатова Л. Н.; заявитель и патентообладатель ФГУП «НПП «Прогресс». — № 2005141733/11; заявл. 30.12.2005; опубл. 10.06.2007, Бюл. № 24. — 6 с.
2. Пат. 2343071 Российская Федерация, МПК51 F16D3/74. Способ сборки плоской резинокордной оболочки / Ильичев В. А., Гриценко Г. В.; заявитель и патентообладатель ФГУП «НПП «Прогресс». — № 2105141713/11; заявл. 10.10.2006; опубл. 10.01.2009, Бюл. № 12. — 16 с.
3. Высокоэластичные муфты [Электронный ресурс]. — Режим обращения : <http://www.progress-omsk.ru/constructor.php?act=group2> (дата обращения: 22.08.2015).
4. Динамическая нагруженность и надежность работы муфты тягового привода электровозов ЭП1М и ЭП10 [Текст] : отчет о НИР (заключ.) / ОАО Науч.-исследоват. и конструктор.-технолог. ин-т подвижного состава (ОАО «ВНИКТИ»); рук. Березин В. В.; исполн. : Соколов Ю. Н. [и др.]. — Колонна, 2009. — 82 с. — № И-01-09.

**ИЛЬИЧЕВ Валерий Андреевич**, заведующий лабораторией № 30 Научно-производственного предприятия «Прогресс», г. Омск; аспирант кафедры сопротивления материалов Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

**ПЕНЬКОВ Иван Александрович**, аспирант, ассистент кафедры сопротивления материалов ОмГТУ.

**КОРНЕЕВ Владимир Сергеевич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Основы теории механики и автоматического управления» ОмГТУ.  
**КОРНЕЕВ Сергей Александрович**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой сопротивления материалов ОмГТУ.

Адрес для переписки: [korneyev@omgtu.ru](mailto:korneyev@omgtu.ru), [korsa\\_home@mail.ru](mailto:korsa_home@mail.ru)

Статья поступила в редакцию 28.08.2015 г.

© В. А. Ильичев, И. А. Пеньков, В. С. Корнеев, С. А. Корнеев