

УДК 621.787

*А. П. Минаков, Е. В. Ильюшина, И. Д. Камчицкая*

## МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ИНСТРУМЕНТА И ПНЕВМОСИСТЕМЫ ДЛЯ ПНЕВМОВИБРОДИНАМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ВНУТРЕННИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ВРАЩЕНИЯ

UDC 621.787

*A. P. Minakov, Y. V. Ilyushina, I. D. Kamchitskaya*

## METHODS OF TOOL AND PNEUMATIC SYSTEM DESIGN FOR PNEUMO-VIBRO-DYNAMIC TREATMENT OF INTERNAL SURFACES OF ROTATION

### Аннотация

Представлена с допущениями методика проектирования инструмента и пневмосистемы для пневмовибродинамической обработки (ПВДО) внутренних поверхностей вращения. Предлагаемая методика позволяет рассчитать площадь сечения подводящей системы инструмента, которая влияет на величину расхода сжатого воздуха и производительность процесса ПВДО при определенной заданной суммарной площади проходного сечения сопел инструмента.

### Ключевые слова:

пневмовибродинамическая обработка, проектирование инструмента, пневмосистема, массовый расход, давление сжатого воздуха, зазор, сопло, диаметр трубопровода.

### Abstract

The procedure of designing the tool and the pneumatic system for pneumo-vibro-dynamic treatment (PVDT) of internal surfaces of revolution is presented with assumptions. Calculations done by the proposed technique can determine the sectional area of the delivery system of the tool, which affects the amount of compressed air flow and the PVDT process efficiency at a certain specified total flow area of tool nozzles.

### Key words:

pneumo-vibro-dynamic treatment, tool design, pneumatic system, mass flow, pressure of compressed air, gap, nozzle, pipeline diameter.

Для процесса ПВДО необходим подвод сжатого воздуха к инструменту посредством пневмосистемы, рекомендуемая общая схема которой представлена на рис. 1.

При проектировании пневмосистемы и инструментов для ПВДО решаются задачи выбора основных элементов пневмосистемы и параметров инструмента: диаметра трубопровода подводящей системы и осевого канала инструмента, диаметра и количества сопел, диаметра и количества деформи-

рующих элементов, зазоров (осевого, радиального и для выхода отработавшей среды в атмосферу).

При проектировании пневмосистемы и выборе ее элементов следует учитывать расстояние, на котором находится источник питания от инструмента. Сжатый воздух, подаваемый по относительно длинному трубопроводу, теряет часть энергии на местные сопротивления, т. е. происходит существенный перепад давления. Величина его зависит как от длины трубопровода

пневмосистемы, состояния трубы и ее абсолютной шероховатости  $K_э$ , так и от диаметра трубопровода  $d_{mp}$  и местных сопротивлений.

Длина трубопровода подводящей системы (ПС)  $l$  складывается из длины основного трубопровода и эквивалентной длины трубы, заменившей местные сопротивления [3]:

$$l = l_{mp} + l_{эkv} = l_{mp} + \frac{d_{mp}}{\xi} \sum i'_n, \quad (1)$$

где  $l_{mp}$  – длина трубопровода, м;

$l_{эkv}$  – эквивалентная длина трубопровода, м;  $\sum i'_n$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений конкретных функциональных элементов подводящей системы (фильтра, крана и др.), значения отдельных коэффициентов местных сопротивлений подводящей системы приведены в табл. 1;  $\xi$  – коэффициент гидравлического трения в подводящей системе;  $d_{mp}$  – диаметр трубопровода подводящей системы, м.

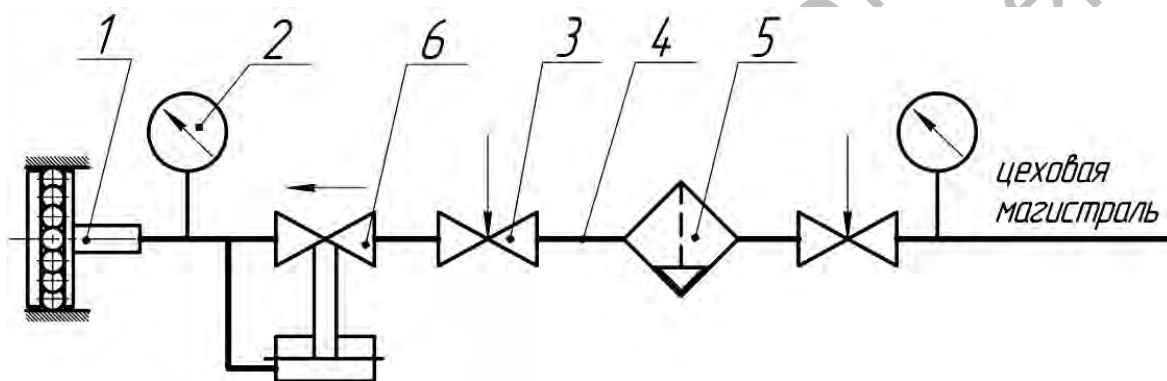


Рис. 1. Принципиальная схема пневмосистемы: 1 – инструмент для ПВДО; 2 – манометр; 3 – кран; 4 – трубопровод; 5 – масловлагоотделитель; 6 – регулятор давления

Табл. 1. Коэффициенты местных сопротивлений отдельных функциональных элементов подводящей системы

Характеристика функционального элемента подводящей системы	Коэффициент местного сопротивления $i'$
Гибкое соединение труб	0,3
Угольник 90° (корпус сверленный)	1,2...1,3
Тройник-ответвление	3,5
Фильтр сетчатый, кран	1,5...2,5
Датчик расходомера при вращающейся крыльчатке	7,0
Датчик расходомера при заторможенной крыльчатке	11...12
Выход в трубу (выход из бака)	0,5...1,0
Выход из трубы (вход в бак)	1,0

Инструмент является конечным звеном в общей цепи пневмосистемы. Упрощенная схема пневматического

шарикового накатника центробежного действия (рис. 2) включает наружный диаметр инструмента  $D_u$ , диаметр шара

$d_{ш}$ , зазоры  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  для выхода отработавшей среды в атмосферу, осевой  $\delta$  и радиальный  $\gamma$  зазоры шара в камере расширения с расположенными в ней

деформирующими шарами, диаметр  $d_c$  и число  $z_c$  сопел, длину сопел  $l_c$ , внутренний диаметр трубопровода  $d_{тр}$ .

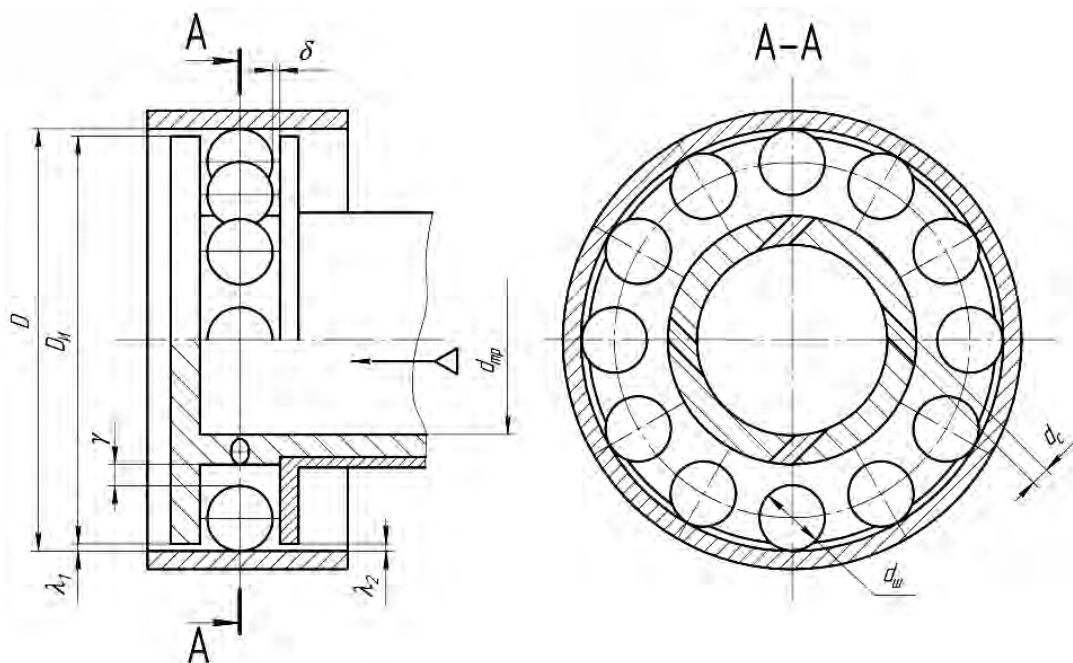


Рис. 2. Упрощенная схема накатника

Анализ результатов проведенных исследований показывает, что стабильность технологического процесса и его качество гарантируются при выполнении следующих условий.

1. Давление сжатого воздуха и его расход в единицу времени для конкретных условий обработки следует поддерживать и контролировать пускорегулирующей аппаратурой (в подводящей системе необходимо устанавливать регуляторы давления, манометры).

2. В системе питания сжатым воздухом (подводящей системе) необходимо предусматривать масловлагодетелитель.

3. Диаметр осевого канала инструмента следует определить расчетным путем по рассматриваемой ниже методике.

4. Диаметр деформирующих шаров должен соответствовать характеристикам обрабатываемого материала и степени жесткости заготовки (для сталей с  $HRC$  до 32 применяют шары диа-

метром  $d_{ш} \leq 12,7$  мм, а для сталей с  $HRC > 32$ , различных марок чугунов желательно применять шары диаметром  $d_{ш} > 12,7$  мм).

5. Диаметр сопел необходимо принимать равным 1,5...3,0 мм, их количество определить расчетным путем.

6. Осевой и радиальный зазоры деформирующих шаров в камере расширения должны быть соответственно  $\delta = 0,03...0,8$  мм,  $\gamma = 2...12$  мм. Значения 0,03...0,06 и 2...12 мм следует принимать при обработке нетермообработанных материалов. Минимальный зазор необходимо контролировать для поддержания стабильности процесса.

7. Для нормальной работы инструмента следует обеспечить соответствующее сопротивление выходу отработавшей среды согласно разработанной методике. В противном случае резко снижается эффект деформирования микронеровностей исходной поверхности.

8. Материал дисков должен иметь малый коэффициент трения ( $f_0 = 0,08...0,005$ ) и среднюю твердость; можно применять композиты и полимеры, а если диски выполнены из стали ШХ15 твердостью  $HRC = 42...46$ , желательно предусмотреть периодическую смазку беговой дорожки диска, по которой скользят шары.

9. Исходной шероховатостью под ПВДО для различных конструкционных и инструментальных сталей и чугунов должна быть высота микронеровностей  $Ra \leq 2...1,25$  мкм (предпочтительны чистовое или алмазное растачивание, шлифование чистовое и тонкое, хонингование).

10. Для термически обработанных сталей и чугунов с  $HRC > 40$  исходную шероховатость под ПВДО необходимо

принимать как  $Ra \leq 0,6...0,32$  мкм (предпочтительны растачивание резцами из эльбора-Р и гексанита, тонкое шлифование, хонингование).

11. При упрочняющей обработке деталей, имеющих глубокие внутренние поверхности вращения, не должно быть значительных биений поверхности, т. к. при этом снижается эффект упрочняющей обработки. Предпочтительно раскатывание поверхности таких деталей при неподвижной заготовке и осевом перемещении инструмента.

Определяющим для расчетов является внутренний диаметр заготовки  $D$ , от которого зависит внутренний диаметр  $d_{mp}$  подводящей системы трубопровода. Для наглядности представим эквивалентную схему инструмента (рис. 3).

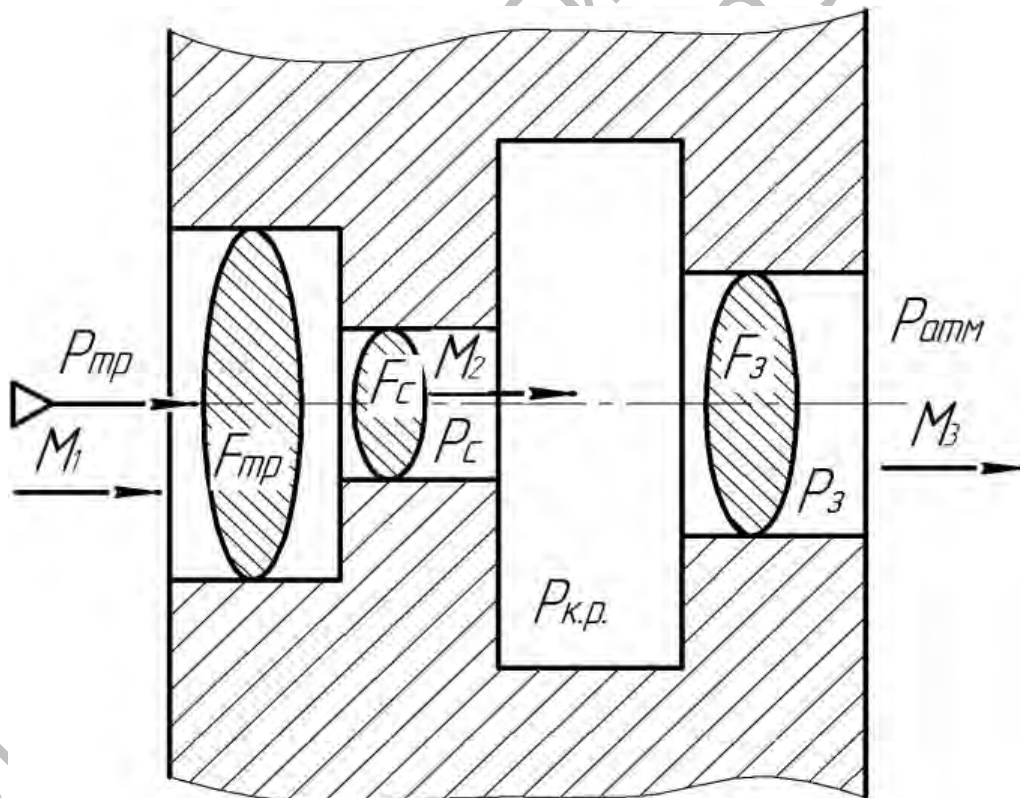


Рис. 3. Эквивалентная схема пневмосистемы с инструментом

На рисунке приняты следующие обозначения:  $F_{mp}$  – площадь проходного сечения трубопровода,  $m^2$ ;  $F_c$  – суммар-

ная площадь проходного сечения сопел инструмента,  $m^2$ ;  $F_3$  – площадь проходного сечения для выхода отработавшей

среды в атмосферу, м<sup>2</sup>;  $P_{mp}$  – давление сжатого воздуха в трубопроводе при входе в осевую полость инструмента, Па;  $P_c$  – давление сжатого воздуха в соплах, Па;  $P_3$  – давление сжатого воздуха в кольцевом зазоре между наружным диаметром инструмента и внутренним диаметром заготовки, Па;  $P_{к.р.}$  – давление сжатого воздуха в камере расширения инструмента, Па;  $P_{атм}$  – атмосферное давление, Па.

В соответствии с уравнением неразрывности потока сжатого воздуха массовый расход  $M$  воздуха, проходящего по трубопроводу с проходным сечением  $F_{mp}$ , соплам с суммарным проходным сечением  $F_c$  и на выходе с проходным сечением  $F_3$ , будет постоянным, т. е.  $M_1 = M_2 = M_3 = \text{const}$ .

Массовый расход воздуха определяется из выражения

$$M = V \rho_c = F_c v_{в.н.} \rho_c, \quad (2)$$

где  $V$  – объемный расход, м<sup>3</sup>/с;  $\rho_c$  – плотность воздуха в выходном сечении сопла, кг/м<sup>3</sup>;  $v_{в.н.}$  – скорость истечения воздуха из сопла, м/с.

Скорость истечения воздуха из сопла [4] рассчитывается следующим образом:

$$v_{в.н.} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} P_{mp} v_{mp} \left[ 1 - \left( \frac{P_{к.р.}}{P_{mp}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} R T_1 \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (3)$$

где  $k$  – показатель адиабаты, зависящий от природы рабочей среды (для воздуха  $k = 1,4$ );  $v_{mp}$  – удельный объем газа в трубопроводе, м<sup>3</sup>;  $R$  – газовая постоянная (для воздуха  $R = 287,3$  Дж/(кг·К));  $T_1$  – температура торможения потока, К.

После преобразования выражение (2) будет иметь вид:

$$M = F_c \sqrt{\left( \frac{2k}{k-1} \right) \frac{P_{mp}}{v_{mp}} \left[ \left( \frac{P_{к.р.}}{P_{mp}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{P_{к.р.}}{P_{mp}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} = F_c \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k-1} \rho_1 P_{mp} \left[ \left( \frac{P_{к.р.}}{P_{mp}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{P_{к.р.}}{P_{mp}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (4)$$

где  $\rho_1$  – плотность воздуха в сечении на входе в осевую полость инструмента из трубопровода, кг/м<sup>3</sup>.

Массовый расход воздуха, проходящего через сопла, площадь сечения которых на выходе  $F_c$  и неизменные начальные параметры  $P_{mp}, v_{mp}$ , зависит только от степени расширения газа  $\beta$ . Для проектирования инструмента важно знать оптимальное значение степени расширения воздуха, при котором наблюдаются наилучшие результаты обработки, а также обеспечить полный переход энергии давления в кинетическую энергию струи.

Чтобы определить, когда массовый расход воздуха достигает максимума, нужно взять производную от  $M$  и, приравняв ее к нулю, найти степень распределения газа  $\beta$ , при котором  $M = M_{\text{max}}$  [5].

$$\beta = \frac{P_{к.р.}}{P_{mp}} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (5)$$

Из выражения видно, что отношение давлений, при котором  $M = M_{\text{max}}$ , зависит только от  $k$ , т. е. от рода протекающей через сопла рабочей среды. При известном для воздуха  $k = 1,4$  отношение  $\beta = 0,528$ .

Анализ уравнения массового расхода (4) позволяет построить график зависимости массового расхода  $M$  от степени расширения газа  $\beta$  (рис. 4). На графике в двух точках массовый расход  $M$  равен нулю (при истечении в вакуум (точка  $b$ ), когда  $P_{к.р.} = 0$ , и при равенст-

ве давлений на входе  $P_{тр}$  и выходе из сопла  $P_{к.р.}$  (точка  $a$  на графике)), т. е. истечение воздуха не происходит. При изменении отношения давлений  $\beta$  от 1 до 0 расход воздуха в соответствии с

формулой (4) должен сначала увеличиваться до критического значения ( $\beta_{кр} = 0,528$  (точка  $K$ )), а затем уменьшаться до 0 (точка  $b$ ).

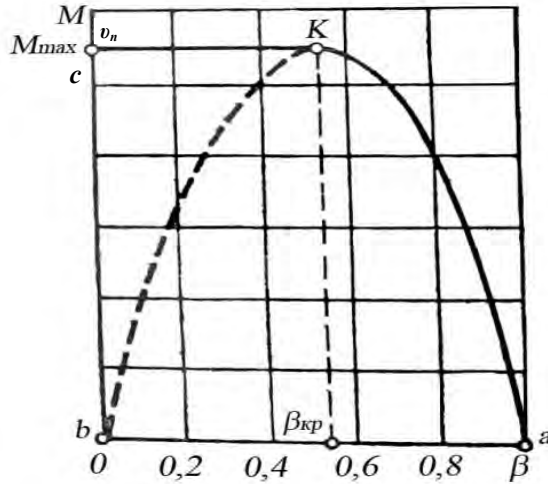


Рис. 4. График зависимости массового расхода от перепада давлений

Экспериментальным путем [4, 6, 8] было установлено, что кривая  $a-K$  соответствует теоретически построенному графику зависимости, а кривая  $K-b$  категорически расходится с опытом. При значении  $\beta$  менее  $\beta_{кр}$  массовый расход остается постоянным (отрезок  $K-c$ ). Давление  $P_{к.р.}$  на выходе из сопла, при котором массовый расход становится максимальным, соответствует критиче-

скому давлению  $p_k$ .

Критическое давление – это наименьшее давление, которое может установиться в выходном сечении сужающихся или цилиндрических сопел (рис. 5). Ниже  $p_k$  давление  $P_{к.р.}$  на выходе из сопла не падает при любом понижении давления среды  $P_{ср}$ , куда происходит истечение газа из сопел.

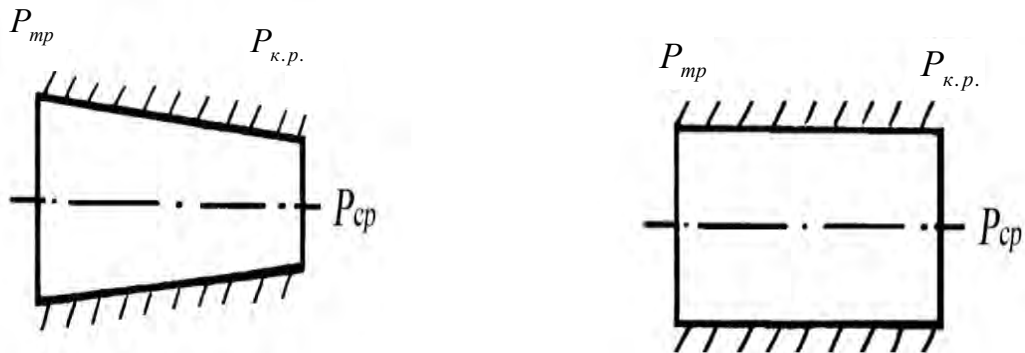


Рис. 5. Сужающееся и цилиндрическое сопла

При прохождении воздуха через сужающиеся или цилиндрические сопла инструмента может быть два варианта истечения.

1. Если давление среды, куда происходит истечение, больше критического ( $P_{cp} > p_k$ ), то давление воздуха в выходном сечении сопел равно давлению среды ( $P_{к.р.} = P_{cp}$ ), а такой режим истечения называется *докритическим* (см. рис. 4, кривая *a-K*).

2. Если давление среды, куда происходит истечение, меньше или равно критическому ( $P_{cp} \leq p_k$ ), то давление воздуха в выходном сечении сопел равно критическому давлению ( $P_{к.р.} = p_k$ ), а такой режим истечения называется *критическим* (см. рис. 4, отрезок *K-с*). Этому режиму соответствуют наибольший массовый расход  $M_{max}$ , максимальная скорость истечения, называемая критической  $v_k$ , и минимальное давление на выходе из сопла  $p_k$ .

Для нахождения массового расхода и скорости истечения воздуха из сопел при докритическом режиме истечения справедливы формулы (3) и (4). При критическом режиме формулы приобретают вид:

$$v_k = \sqrt{\frac{2k}{k+1} P_{mp} v_{mp}}; \quad (6)$$

$$M_{max} = F_c \sqrt{\frac{P_{mp}}{v_{mp}} k \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}. \quad (7)$$

Сужающиеся и цилиндрические сопла могут быть использованы только для ускорения потока до критической скорости, т. е. получить сверхкритический режим истечения, используя в инструменте такие виды сопел, невозможно. При этом полезна только часть перепада давлений ( $1 > \beta > 0,528$ ). При  $\beta < 0,528$  не происходит полного полезного перехода энергии давления воздуха в кинетическую энергию струи, часть потенциальной энергии безвозвратно

теряется на образование завихрений.

Для полного использования перепада давлений и достижения на выходе из сопла сверхзвуковой скорости истечения необходимо воздействовать извне на газовое течение. Это можно сделать геометрическим способом, расширив или сузив канал, подводом или отводом массы газа, сообщением газу механической энергии или отводом тепла. Все эти способы нашли применение в различных видах сверхзвуковых сопел (геометрическое, расходное, механическое и тепловое) [9]. Также возможны комбинированные схемы сверхзвуковых сопел.

При проектировании инструмента с соплами Лавала большое значение имеют их размеры. Длина сужающейся части сопла Лавала выбирается минимальной для уменьшения потерь на трение, а расширяющейся – определяется допустимым углом раскрытия, равным  $10...12^\circ$  [7].

Конструкция цилиндрических сопел (дозвуковых) при проектировании инструмента – самая технологичная из-за малой трудоемкости изготовления. Использование конических сопел с углом конуса  $7...13^\circ$  [10] позволяет улучшить технологию ПВДО, т. к. конические сопла имеют больший коэффициент скорости струи и расхода воздуха, чем цилиндрические. При этом при проектировании сопел надо учитывать рекомендации по их длине, которая должна находиться в пределах  $l_c = (2...3)d_c$  [10], и диаметр сопел  $d_c \ll d_{ин}$ . С увеличением длины сопла возникают потери напора струи на трение.

Также при проектировании инструмента необходимо учитывать и то, что в реальных условиях течения воздуха в соплах имеет место потеря кинетической энергии из-за трения частиц газа о стенки сопла и вихревых процессов. Поэтому действительная скорость истечения воздуха через сопла  $v_{в.н.д}$ , действ-

вительный массовый  $M_D$  и объемный  $V_D$  расходы будут меньше теоретических, рассчитанных по формуле (2). Для расчета действительных величин этих параметров необходимо воспользоваться коэффициентами, определяемыми экспериментально и зависящими от формы сопла [10].

$$\begin{aligned} v_{n.в.Д} &= v_{n.в.} \varphi; \\ V_D &= V \mu; \\ M_D &= M \mu, \end{aligned} \quad (8)$$

где  $\varphi$  – коэффициент скорости;  $\mu$  – коэффициент расхода.

Ранее при проектировании инструментов для ПВДО для определения основных аэродинамических характеристик и конструктивных параметров применяли методику [3, 11], в основе которой было заложено выполнение условия полного использования располагаемой мощности потока воздуха, и задавались конкретным значением давления воздуха на входе и в рабочей камере инструмента. В данной методике число сопел, диаметр сопел и наименьший диаметр трубопровода выбирались конструктивно. Спроектированные инструменты были работоспособными, однако для их наладки требовался конструкторский опыт и проведение поисковых исследований.

Известны также дополнения к методике [12, 13]. Согласно этим методикам, давление в рабочей камере инструмента принималось равным атмосферному или рассчитывалось в соответствии с рекомендацией  $P_{к.р.} \approx (1,1 \dots 1,2) P_a$ . Как видно из уравнения неразрывности воздушного потока, давление воздуха в рабочей камере инструмента зависит от подводящего давления, числа сопел, диаметра сопел и от зазора для выхода отработавшей среды в атмосферу. Соответственно, нельзя при различных сочетаниях этих факторов принимать давления воздуха в рабочей камере инструмента  $P_2 \approx (1,1 \dots 1,2) P_a$ .

С целью определения зависимости давления в камере расширения инструмента от давления в подводящей системе на входе в инструмент были проведены экспериментальные исследования, которые затем сопоставлялись с теоретическими [14]. Для теоретического расчета была использована эквивалентная схема инструмента и записано уравнение неразрывности воздушного потока, которое не учитывало давление сжатого воздуха в соплах и давление сжатого воздуха в кольцевом зазоре между наружным диаметром инструмента и внутренним диаметром заготовки. Решение уравнения было трудоемким и предполагало использование численных методов, например метода хорд или метода последовательных приближений. В ходе решения было определено давление в камере расширения инструмента методом последовательных приближений с применением программы EXCEL на ЭВМ, результаты вычислений сводились в таблицу.

Анализ теоретических и экспериментальных зависимостей для инструментов с различными зазорами  $\lambda$  для выхода отработавшей среды в атмосферу показал, что расхождение экспериментальных результатов с теоретическими составляет менее 10,5 %. На основании экспериментальных и теоретических данных были построены зависимости  $P_{к.р.} = f(P_{mp})$  для различных зазоров  $\lambda$ . Нелинейный характер зависимостей позволяет утверждать, что предложенные ранее методики определения параметров инструмента и пневмосистемы, в которых взято за основу при расчетах давление в камере расширения, являются неприемлемыми и очень трудоемкими.

Экспериментально определено, что зазор для выхода отработавшего воздуха  $\lambda$  оказывает значительное влияние на перепад давлений в инструменте. Установлено, что величина зазора для выхода воздуха из инструмента в атмо-



сферу  $\lambda_1 \approx 0,15 \dots 0,75$  мм является предпочтительной. Тогда наружный диаметр инструмента

$$D_u = D - 2\lambda_1. \quad (9)$$

Площадь проходного сечения для выхода отработавшей среды в атмосферу

$$F_3 = \frac{\pi}{4} (D^2 - D_u^2). \quad (10)$$

Можно ожидать, что на характеристику пневмосистемы инструмента будет влиять отношение  $F_c/F_3$ , однако определить оптимальное соотношение этих двух параметров можно лишь экспериментально, на основе имеющегося конструкторского опыта и наработок.

Наиболее значимым критерием для расчёта по новой методике является площадь сечения подводящей системы, влияющая на величину расхода сжатого воздуха в инструменте и производительность процесса ПВДО при определенной заданной суммарной площади проходного сечения сопел инструмента.

Следует стремиться к максимально возможной центробежной силе при оптимальном отношении  $F_c/F_{mp}$  при деформационном упрочнении поверхности заготовки шарами:

$$F_u = \frac{C\rho(v_{в.н.} - V_{ш} \pm V_3)^2 S}{2} - ma_1 k^2, \quad (11)$$

где  $C$  – коэффициент лобового сопротивления шара;  $\rho$  – плотность воздуха в потоке, воздействующем на шар;  $S$  – величина миделевого сечения шара (площадь сечения шара в плоскости, проходящей через его центр),  $m^2$ ;  $v_{в.н.}$  – скорость воздушного потока, м/с;  $V_{ш}$  – скорость перемещения шара, м/с;  $V_3$  – скорость заготовки в процессе обработки, м/с;  $m$  – масса шаров, кг;  $a_1$  – амплитуда колебательного движения шара;  $k$  – круговая частота колебаний шара.

При встречном вращении шаров и

заготовки в формуле необходимо использовать знак «плюс» (+), а при попутном – знак «минус» (–). Если заготовка не вращается в процессе обработки, то  $V_3 = 0$ .

Для определения внутреннего диаметра трубопровода  $d_{mp}$ , имеющего площадь  $F_{mp}$ , воспользуемся рекомендацией, согласно которой существует оптимальное проходное сечение сопел, обеспечивающее с данным трубопроводом максимальную мощность [1]:

$$F_{кр.сопл} = F_{mp} q(\lambda_1). \quad (12)$$

При проектировании трубопровода на максимально достигаемую мощность коэффициент сохранения полного давления  $\sigma_{0-1} \approx 0,63$  [1].

$$F_c = (0,3 \dots 0,5) F_{mp}. \quad (13)$$

Для определения диаметра сопел и их количества необходимо, зная диаметр инструмента по приведенной выше зависимости, определить суммарную площадь проходного сечения сопел инструмента, которые можно разместить по окружности диаметра соплового кольца инструмента. Диаметры шаров выбираются конструктивно из стандартного ряда 5...20 мм. Минимальный диаметр заготовки 15 мм, максимальный – 500 мм. Диаметры сопел предварительно выбираются также конструктивно исходя из геометрических построений на чертеже.

Следует учитывать, что для упрочняющей ПЦО нежестких деталей с высоким качеством точности (Н6) диаметрального размера применение шаров больших диаметров нецелесообразно. Для гильз ДВС, например, при номинальном диаметре гильзы 110 мм, целесообразно применять шары диаметром 7...9 мм из-за высоких требований по диаметральной точности и цилиндричности до 0,02 мм. Диаметр сопел – от 1,5 до 2 мм. Сопла меньшего диаметра (1,5 мм) расположены на

боковых стенках камеры расширения, а в плоскости вращения шаров диаметр сопел равен 2 мм. Такое расположение сопел обеспечивает шарам, согласно [15], многоосное вращение, уменьшая их износ. Благодаря этому повышается производительность процесса ПЦО за счет увеличения частоты вращения. Применение сопел больших диаметров (более 2,5 мм) при  $P > 0,25$  МПа ведет к увеличению погрешности диаметрального размера, отклонениям от требований чертежа.

Зная площадь сопел  $F_c$ , можно определить диаметр трубопровода:

$$F_{mp} \geq \frac{F_c}{0,3...0,5}. \quad (14)$$

Увеличение диаметра трубопровода по сравнению с расчетным позволит стабилизировать величину давления сжатого воздуха, подводимого к инструменту, что также полезно в случае колебания расхода сжатого воздуха в пневмосистеме цеховой магистрали без применения ресивера. Последний должен применяться в случае проектирования многопозиционного станка для финишной упрочняющей ПЦО конкретных заготовок цилиндров.

$$d_{mp} \geq \sqrt{\frac{4F_{mp}}{\pi}}. \quad (15)$$

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Особенности выбора параметров трубопровода пневмомашин, обусловленные гидравлическими характеристиками подводящей системы / И. В. Котляр [и др.] // Вестн. машиностроения. – 1987. – № 1. – С. 31–32.
2. Диментова, А. А. Таблицы газодинамических функций / А. А. Диментова, Ф. С. Рекстин, В. А. Рябов; под ред. А. Е. Дайнеко. – Л.: Машиностроение, 1966. – 139 с.
3. Минаков, А. П. Технологические основы пневмовибродинамической обработки нежестких деталей / А. П. Минаков, А. А. Бунос; под ред. П. И. Ящерицына. – Минск: Наука і тэхніка, 1995. – 304 с.
4. Кузовлев, В. А. Техническая термодинамика и основы теплопередачи: учебник для техникумов / В. А. Кузовлев. – М.: Высш. шк., 1975. – 303 с.
5. Бальян, С. В. Техническая термодинамика и тепловые двигатели: учеб. пособие для студентов неэнергетических специальностей вузов / С. В. Бальян. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1973. – 304 с.
6. Горлин, С. М. Экспериментальная аэромеханика: учеб. пособие для вузов / С. М. Горлин. – М.: Высш. шк., 1970. – 423 с.
7. Техническая термодинамика с основами теплопередачи и гидравлики: учеб. пособие для учащихся техникумов по специальности «Холодильно-компрессорные установки» / Н. Г. Лашутина [и др.]. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1988. – 336 с.
8. Пирумов, У. Г. Течение газа в соплах / У. Г. Пирумов, Г. С. Росляков. – М.: Моск. гос. ун-т, 1978. – 129 с.
9. Абрамович, Г. Н. Прикладная газовая динамика / Г. Н. Абрамович. – 3-е изд., перераб. – М.: Наука, 1969. – 824 с.
10. Альтшуль, А. Д. Гидравлика и аэродинамика: учебник для вузов / А. Д. Альтшуль, Л. С. Животовский, Л. П. Иванов. – М.: Стройиздат, 1987. – 414 с.
11. Минаков, А. П. Технологические основы пневмовибродинамической обработки нежестких деталей: дис. ... д-ра техн. наук: 05.03.01, 05.02.08 / А. П. Минаков. – Могилев, 1996. – 416 с.
12. Ящук, О. В. Методика определения скорости деформирующих элементов на стадии проектирования инструмента для финишной пневмовибродинамической обработки / О. В. Ящук // Вестн. машиностроения. – 2005. – № 4. – С. 44–49.
13. Минаков, А. П. Пневмовибродинамическая обработка – предпочтительный метод изготовления поверхностей пар трения и сопрягаемых поверхностей в неподвижных соединениях / А. П. Минаков, В. Н. Соколов, Н. С. Гарлачов // Вестн. машиностроения. – 2002. – № 8. – С. 39–44.

14. **Ильюшина, Е. В.** Суперфинишная пневмоцентробежная обработка гильз гидроцилиндров : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.08 / Е. В. Ильюшина. – Могилев, 2009. – 157 с.

15. **А. с. 841938 СССР, МКИ<sup>3</sup> В 24 В 39/02.** Инструмент для упрочняющей обработки внутренних цилиндрических поверхностей / А. П. Минаков [и др.]. – № 2646685/25-8 ; заявл. 21.07.78 ; опубл. 30.06.81, Бюл. № 24. – 3 с.

*Статья сдана в редакцию 7 октября 2013 года*

**Анатолий Петрович Минаков**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-24-18-15.

**Елена Валерьевна Ильюшина**, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет.

**Ирина Дмитриевна Камчицкая**, канд. техн. наук, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.

**Anatoly Petrovich Minakov**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: 8-0222-24-18-15.

**Yelena Valeryevna Ilyushina**, PhD (Engineering), Belarusian-Russian University.

**Irina Dmitriyevna Kamchitskaya**, PhD (Engineering), senior lecturer, Belarusian-Russian University.