

В. В. В и т у ш к и н, Г. К. К а р е т н и к о в,  
В. М. О в ч и н н и к о в, В. Н. П р о х о р о в,  
И. А. С у т ы р и н

## **ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМОСТРУЙНЫХ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЕЙ С ЦЕНТРАЛЬНЫМ ПОДВОДОМ МАТЕРИАЛА**

*Приведены результаты экспериментальных исследований газодинамических характеристик напорно-эжекторных устройств струйных измельчителей, в которых эжектирующий газ подводится в камеру смешения через блок сопл, расположенных по периметру центрального канала подвода измельчаемого материала. Анализ этих данных позволил выявить преимущества такого типа напорно-эжекторных устройств по сравнению с другими конструктивными вариантами и сформулировать практические рекомендации по их применению в промышленных установках.*

Напорно-эжекторные устройства (НЭУ) — наиболее важные элементы пневмоструйных измельчителей твердых материалов, определяющие их производительность и экономичность. Проведенные ранее [1] экспериментальные исследования позволили установить высокую эффективность применения в НЭУ кольцевых щелевых сопл эжектирующего газа при подаче измельчаемого материала через центральное отверстие соплового насадка [1].

Наряду с кольцевыми соплами в НЭУ струйных мельниц различных типов находят также применение аналогичные по принципу действия, но более простые в изготовлении и монтаже блочные сопла, представляющие собой совокупность отдельных сопл, расположенных по кольцу с внешней стороны насадка подачи сыпучего материала [2, 3]. В этом случае газ более интенсивно взаимодействует с материалом, т.е. более эффективно происходит передача материалу кинетической энергии газа, и процесс измельчения начинается уже во входном участке камеры смешения (разгонной трубы).

Однако в настоящее время практически отсутствуют сведения по газодинамическим характеристикам НЭУ с такими блочными соплами и невозможно сопоставить их с другими типами НЭУ струйных измельчителей. Это определяет необходимость изучения указанных характеристик НЭУ, чтобы выработать практические рекомендации по проектированию струйных измельчителей.

Исследования проводили на экспериментальном устройстве, аналогичном по конструкции ранее использованному НЭУ с центральным расположенным и кольцевым щелевым соплами эжектирующего га-

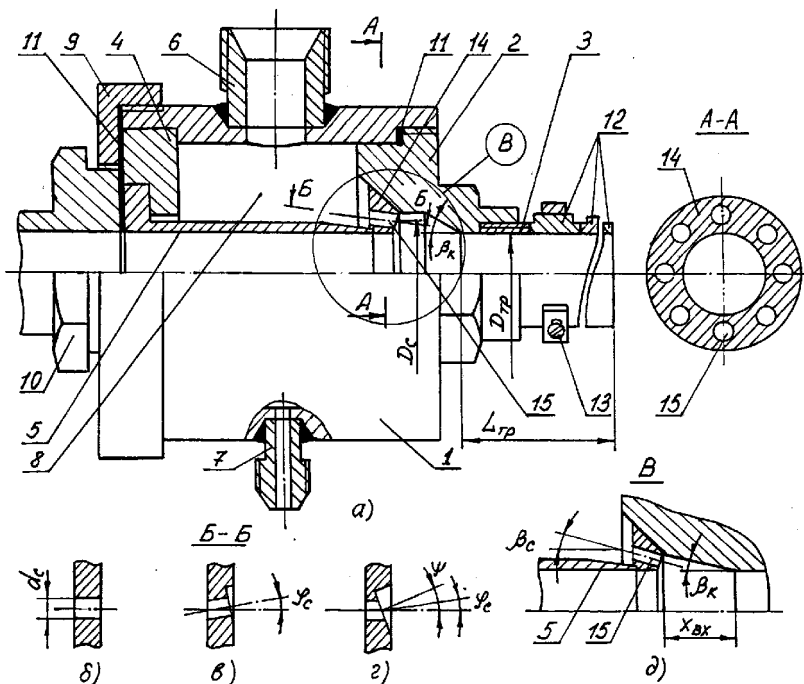


Рис. 1. Схема экспериментального устройства с блочными соплами

за [1]. Основные элементы конструкции этого устройства приведены на рис. 1. Устройство состоит из корпуса 1, в котором закреплены конфузор 2 с разгонной трубой 3 и опора 4 соплового насадка 5 подачи эжектируемого (вторичного) потока. Корпус снабжен штуцерами 6 и 7 подвода эжектируемого газа и измерения давления торможения в рабочей камере 8. Опора 4 фиксируется в корпусе накладной гайкой 9, а насадок 5 в опоре 4 — с помощью штуцера 10 вторичного потока. Разъемные соединения устройства уплотнены прокладками 11. Разгонная труба 3 выполнена с продольным пазом, в котором устанавливаются либо уплотнительные вставки 12 (в том числе и с дренажными отверстиями измерения статического давления) с помощью фиксаторов 13, либо то или иное измерительное устройство. Между конфузуром 2 и насадком 5 закрепляются сменные сопловые блоки 14 с расположенными равномерно по окружности соплами 15 эжектирующего газа. Во всех исследованных вариантах сопловых блоков оси отдельных сопел наклонены в продольных сечениях разгонной трубы под углом к ее центральной оси. Такая ориентация сопел обеспечивает более интенсивное взаимодействие отдельных струй со вторичным потоком (с измельчаемым материалом).

Следует отметить, что блочные сопла позволяют сообщать потоку дополнительно поперечные составляющие скорости, т.е. осуществлять

закрутку потока. В этом случае под действием сил инерции частицы материала отгесняются к стенкам разгонной трубы и процесс измельчения существенно ускоряется как вследствие интенсификации взаимодействия частиц между собой, так и в результате их истирания о стенки трубы.

Интенсивность закрутки струй принято характеризовать безразмерным параметром закрутки  $S$ . При небольших степенях закрутки ( $S \leq 0,4$ ) достаточно точное значение  $S$  может быть найдено по простому соотношению [4]:

$$S = (G/2)/(1 - G/2),$$

где  $G = V_{z \max}/V_{x \max}$  — отношение максимальных значений окружной и осевой составляющих скорости струи.

Для получения в разгонной трубе потока со сравнительно небольшой степенью закрутки могут быть использованы два способа (или их сочетание): расположение осей отдельных сопел под углом к продольным плоскостям симметрии разгонной трубы или выполнение выходных сечений сопел кососрезанными.

В настоящей работе исследовали сопловые блоки трех типов: с осями сопел, расположенными в продольных плоскостях симметрии разгонной трубы (рис. 1, б); с осями сопел, отклоненными от указанных плоскостей на угол  $\varphi_c = 7,5^\circ$  (рис. 1, в), и с кососрезанными соплами (рис. 1, г). В последнем случае угол  $\varphi_c$  отклонения струи от плоскости симметрии связан с углом  $\psi$  косого среза сопла следующим соотношением [5]:

$$\psi = \operatorname{arctg} \left\{ \operatorname{tg} \varphi_c / \left[ \frac{1}{1 + \sin \varphi_c} \left( \frac{1 - \sin \varphi_c}{1 - k \sin \varphi_c} \right)^{\frac{1}{k-1}} - 1 \right] \right\},$$

где  $k$  — показатель адиабаты газа.

При  $\psi = 45^\circ$  расчетное значение угла  $\varphi_c$  отклонения струи составляет  $21^\circ$ .

Блочные сопла трех указанных типов имели по восемь одинаковых отверстий диаметром  $d_c = 0,0036$  м (что соответствует диаметру критического сечения одиночного сопла  $D_{кр} = 0,0102$  м), равномерно расположенных по окружности центров их выходных сечений диаметром  $D_c = 0,027$  м (см. рис. 1). Такое выполнение сопловых блоков обеспечило их соответствие исследованному ранее НЭУ с кольцевым щелевым соплом с  $D_c = 0,027$  м и  $D_{кр} = 0,0102$  м [1]. Для сопоставления характеристик исследуемых НЭУ использовали входные конфузоры разгонной трубы двух типов: с углами  $\beta_k = 15^\circ$  и  $6^\circ$ , диаметром

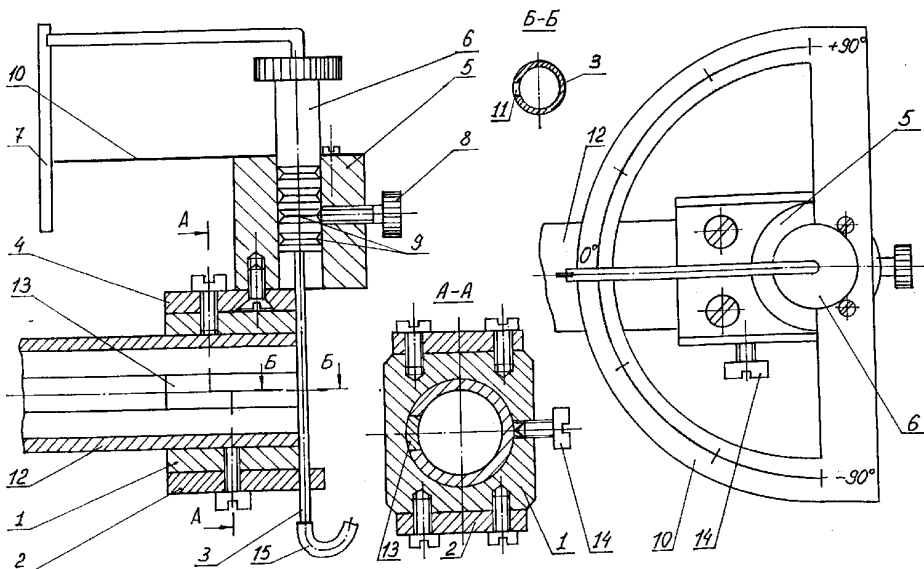


Рис. 2. Схема измерительного устройства

трубы  $D_{\text{ТР}} = 0,0217$  м, относительной длиной  $\bar{L}_{\text{ТР}} = L_{\text{ТР}}/D_{\text{ТР}} = 10$  и протяженностью входного участка конфузора  $\bar{x}_{\text{ВХ}} = x_{\text{ВХ}}/D_{\text{ТР}} = 1,47$ .

При исследовании газодинамических характеристик НЭУ давление торможения эжектирующего газа  $p_0$  изменялось в пределах реального рабочего диапазона промышленных установок:  $(1,5 \dots 6,5) \cdot 10^5$  Па. При этом измерения выполнялись на двух режимах работы экспериментального устройства: при полностью открытом в атмосферу патрубке вторичного потока, т.е. при значении параметра  $\bar{m} = d_2^2/D_2^2 = 1$  (здесь  $d_2$  и  $D_2$  — диаметры входного отверстия патрубка и его внутренний диаметр), и при полностью закрытом входном отверстии патрубка, т.е. при  $\bar{m} = 0$ , что соответствует в струйных мельницах так называемому режиму работы “под завалом”.

В процессе испытаний измеряли давление и температуру торможения в камере 8 (см. рис. 1) эжектирующего газа, распределение статического давления на стенках разгонной трубы с помощью дренированных вставок 12, давление торможения и статическое давление в различных точках потока в трубе.

Для измерения использовали экспериментальное устройство с трубкой Пито [1]. Следует отметить, что указанное устройство обеспечивает достаточно высокую точность измерений только в потоках, параллельных оси трубы. С целью измерения характеристик закрученных струй, создаваемых блочными соплами, было разработано специальное измерительное устройство, обеспечивающее ориентацию приемного отверстия по потоку. Общий вид этого устройства приведен на рис. 2. Устройство состоит из корпуса 1, на котором закреплены державка 2

измерительной трубки 3 и основание 4 направляющей втулки 5. Во втулке 5 установлен шток 6, жестко соединенный с измерительной трубкой и стрелкой-указателем 7 поворота трубки относительно ее продольной оси. Положение штока во втулке фиксируется с помощью винта 8, взаимодействующего с проточками 9 штока. На верхнем торце втулки закреплена шкала 10 регистрации углового положения дренажного отверстия 11 относительно продольной оси разгонной трубы 12. При этом положение указателя 7 на штоке 6 совмещено с направлением центральной оси дренажного отверстия 11. Положение корпуса 1 относительно трубы 12 фиксируется с помощью вставки 13, припаянной к корпусу, и винта 14. Измерительная трубка соединена посредством гибкого шланга 15 с регистрирующим прибором — манометром или вакуумметром.

Для определения параметров закрученных потоков в разгонной трубе использовали известные распределения давления по поверхности бесконечного цилиндра в дозвуковом потоке [6]. Эти распределения (здесь  $p_\infty$  — статическое давление в данной точке потока,  $q$  — его скоростной напор) приведены на рис. 3 для случаев докритического обтекания (когда местное число Рейнольдса  $Re$  не превышает его критического значения для цилиндра  $Re_{кр} = 3 \cdot 10^5$ ) — зависимость 1, и сверхкритического обтекания ( $Re > Re_{кр}$ ) — зависимость 2. В нашем случае во всем исследованном диапазоне изменения определяющих параметров ( $p_0$ ,  $\bar{L}_{тр}$ ,  $\bar{m}$  и т.д.) число  $Re$  потока не превышало значения  $3 \cdot 10^4$ , и для обработки результатов измерений использовалась зависимость 1.

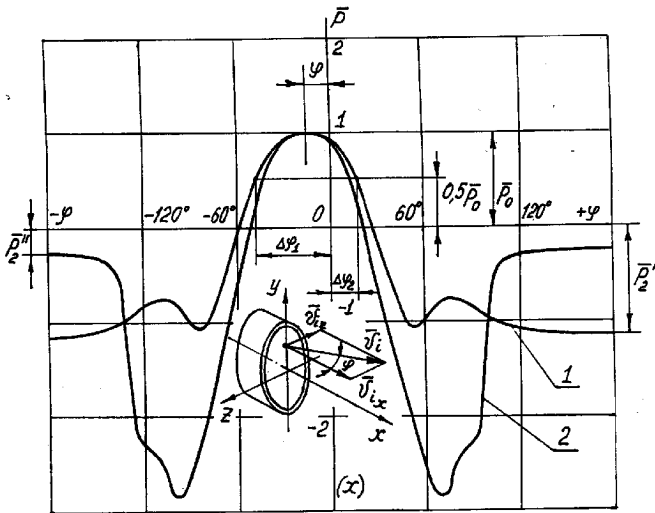


Рис. 3. Распределения давления по поверхности цилиндра и схема скоростей закрученного потока в разгонной трубе НЭУ

Измерения проводились следующим образом. Поворачивая измерительную трубку 3 (см. рис. 2) вокруг ее оси, фиксируя винтом 8 положение штока 6, регистрировали максимальное значение давления в отверстии 11 трубки 3, т.е. давление торможения потока —  $p_{0i}$ , а также величину давления  $p'_{2i}$  (см. рис. 3) при повороте трубки на  $180^\circ$  от положения, соответствующего значению  $p_{0i}$ . В результате этих измерений получена система алгебраических уравнений:

$$\begin{aligned}\bar{p}_{0i} &= (p_{0i} - p_i)/q_i = 1; \\ \bar{p}'_{2i} &= (p'_{2i} - p_i)/q_i = -1,15,\end{aligned}$$

откуда находим соотношения для определения статического давления и скоростного напора в данной точке потока:

$$\begin{aligned}p_i &= (p'_{2i} + 1,15p_{0i})/2,15; \\ q_i &= (p_{0i} - p'_{2i})/2,15.\end{aligned}$$

Данное устройство позволяет также с высокой точностью определять углы  $\varphi$  отклонения вектора скорости  $V_i$  потока в данной его точке от продольной оси разгонной трубы. Для этого в процессе измерений фиксируют два угловых положения указателя 7 (и, соответственно, дренажного отверстия 11) относительно продольной оси трубы  $\Delta\varphi_{1i}$  и  $\Delta\varphi_{2i}$  (см. рис. 3), соответствующие одинаковым измеряемым давлениям  $p_i$ , существенно отличающимся от  $p_{0i}$  (например,  $p_i = 0,5p_{0i}$ ), и по этим  $\Delta\varphi_1$  и  $\Delta\varphi_2$  определяют значение угла  $\varphi_i$ :

$$\varphi_i = (\Delta\varphi_{1i} + \Delta\varphi_{2i})/2,$$

где  $\Delta\varphi_{1i}$  и  $\Delta\varphi_{2i}$  учитываются с соответствующим знаком по отношению к  $\varphi = 0$ .

Сопоставляя характеристики потока, полученные с помощью данного устройства и устройства с насадком Пито [1], выявили, что эти устройства дают практически одинаковые результаты для незакрученных потоков. Это обстоятельство позволяет сделать вывод о достаточно высокой точности данного экспериментального устройства.

По результатам измерений  $p_0$ ,  $T_0$ ,  $p_{0i}$ ,  $p_i$  рассчитывали плотность  $\rho_0$  торможения эжектирующего газа в рабочей камере; скорость  $V_i$  потока в различных его точках (по формулам для изэнтропического потока или по уравнению Рэля при значении отношения  $p_i/p_{0i}$ , меньшем критической величины 0,528 — для воздуха), а также определяли плотность  $\rho_i$ , удельный массовый расход  $(\rho V)_i$  и удельный импульс  $(\rho V^2)_i$ . Затем численно интегрируя полученные распределения  $(\rho V)_i$ , вычисляли суммарные массовые расходы газа через разгонную трубу и коэффициенты

эжекции НЭУ. При этом для определения расхода эжектирующего газа использовали соотношение [5]:

$$m_0 = (\pi D_{кр}^2/4) [2/(k+1)]^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{2kp_0\rho_0/(k+1)},$$

где  $D_{кр}^2 = 8d_c^2$  при восьми отверстиях в сопловом блоке 14 (см. рис. 1).

В результате проведенных экспериментов в исследованном диапазоне изменения определяющих параметров ( $p_0$ ,  $\beta_k$ ,  $\varphi_c$ ,  $\bar{m}$ ) получены распределения  $V$ ,  $\rho V$ ,  $\rho V^2$  в различных сечениях разгонной трубы. При этом следует отметить, что профили удельного массового расхода ( $\rho V$ ) практически идентичны соответствующим профилям скорости  $V$  потока, поскольку в данном случае изменения плотности потока в поперечных сечениях разгонной трубы незначительны.

В качестве примера на рис. 4 и 5, а приведены профили  $(\rho V)_x$  в поперечном сечении разгонной трубы, отстоящем от среза сопла на величину  $\bar{x} = x/D_p = 10$ , для двух значений давления  $p_0$ , близких к нижнему и верхнему пределам его рабочего диапазона, при  $\bar{m} = 1$  и  $\bar{m} = 0$ . В частности, на рис. 4 приведены распределения  $\rho V = (\rho V)_x$  для НЭУ с прямым блочным соплом (см. рис. 1, б) при  $\beta_k = 6^\circ$  (кривые 1–4) и  $\beta_k = 15^\circ$  (кривые 5–8). Здесь же для сопоставления даны профили удельного массового расхода для НЭУ с  $\beta_k = 15^\circ$  и со звуковым кольцевым щелевым соплом с  $D_{кр} = 0,0102$  м (кривые 9–12). На рис. 5, а показаны профили  $(\rho V)_x$  для НЭУ с закруткой потока с помощью блочных сопел с отклонением осей отдельных сопел  $\varphi_c = 7,5^\circ$  при  $\beta_k = 6^\circ$  (кривые 1–4), а также кососрезанных сопел с  $\varphi_c = 21^\circ$  при  $\beta_k = 6^\circ$  (кривые 5–8) и при  $\beta_k = 15^\circ$  (кривые 9–12).

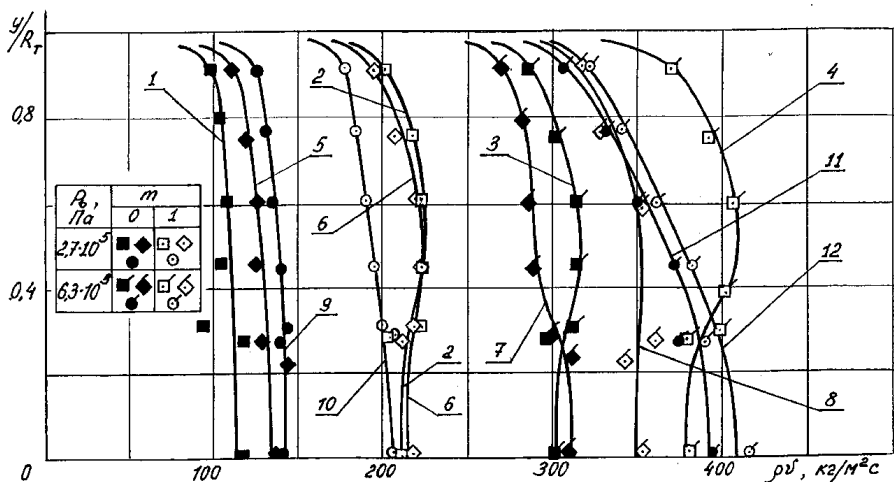
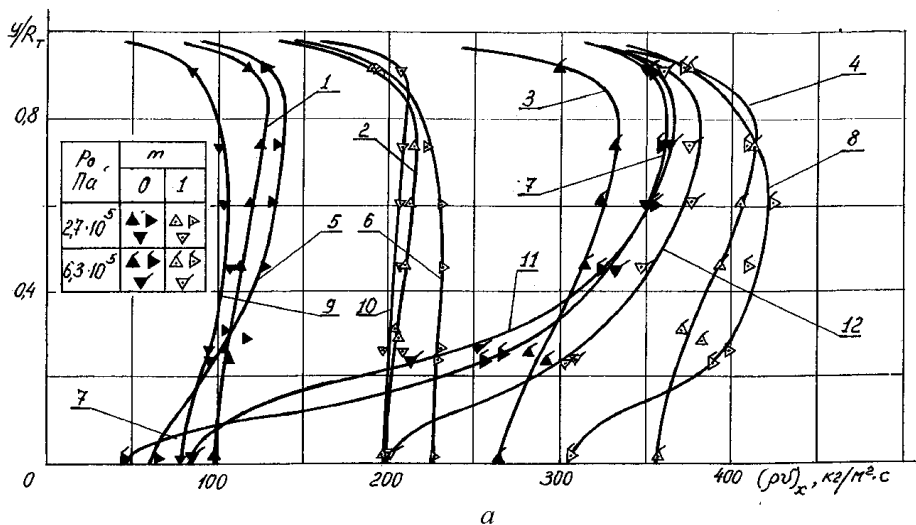
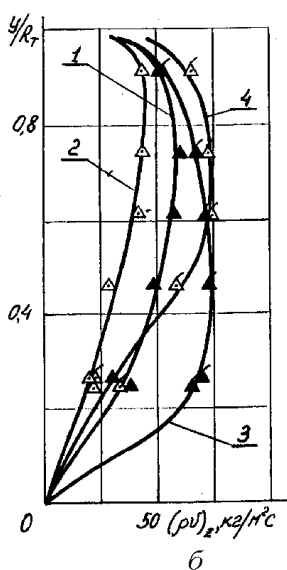


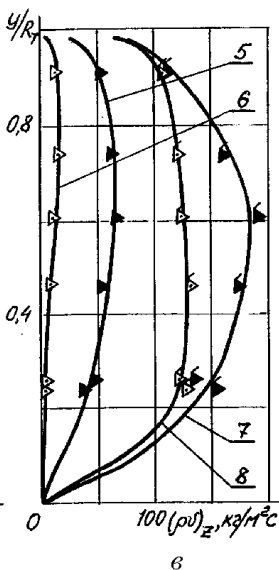
Рис. 4. Профили удельного массового расхода газа в разгонной трубе НЭУ с прямым блочным соплом



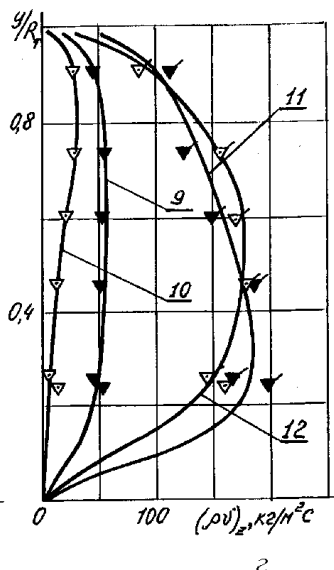
a



б



в



г

Рис. 5. Профили удельного массового расхода газа в продольном (а) и поперечном (б, в, г) направлениях разгонной трубы с закруткой потока

Сопоставляя полученные профили удельного массового расхода, выявили, что блочные сопла по сравнению с кольцевыми обеспечивают более равномерное распределение  $(\rho V)_x$  по сечениям разгонной трубы и более высокие его значения (см. рис. 4). Эти преимущества блочных сопел связаны, по-видимому, с более интенсивным взаимодействием эжектирующего газа с вторичным потоком. При этом уменьшение угла  $\beta_k$  входного конфузора камеры смешения при больших значениях  $p_0$  приводит, при прочих равных условиях, к увеличению  $\rho V$ , что обусловлено, очевидно, снижением в этих случаях сопротивления потоку.



В случае закрутки потока наряду со снижением суммарного расхода газа в продольном направлении разгонной трубы, наблюдаются также существенные изменения профилей удельного массового расхода газа  $(\rho V)_x$  — возрастание  $(\rho V)_x$  в окрестности стенки трубы и снижение его вблизи продольной оси последней (см. рис. 5, а). Причем эти изменения проявляются более заметно при повышении интенсивности закрутки и давления торможения эжектирующего газа. Уменьшение же  $\beta_k$ , как и в случае прямого блочного сопла, способствует, при прочих одинаковых условиях, повышению расхода газа через разгонную трубу.

Распределения удельного массового расхода газа в поперечном (окружном) направлении разгонной трубы —  $(\beta V)_z$  при тех же, что и на рис. 5, а, значениях  $p_0$  приведены на рис. 5, б (для  $\varphi_c = 7,5^\circ, \beta_k = 6^\circ$ ), рис. 5, в (для  $\varphi_c = 21^\circ, \beta_k = 6^\circ$ ) и рис. 5, г (для  $\varphi_c = 21^\circ, \beta_k = 15^\circ$ ). Здесь обозначения точек и нумерация кривых соответствуют принятым на рис. 5, а.

Значения поперечной и продольной составляющих удельного массового расхода газа возрастают по мере удаления от оси разгонной трубы (где  $(\rho V)_z = 0$ ) к ее стенке. При этом в настоящей работе значения коэффициента закрутки  $S$  во всем исследованном диапазоне изменения определяющих параметров не превышали величину 0,4, что, согласно принятой классификации, соответствует небольшой степени закрутки [4].

При закрытом канале подачи вторичного потока максимальные значения угла  $\varphi$  отклонения потока от продольной оси трубы в ее сечениях, удаленных от среза сопла эжектирующего газа, существенно превышают величину  $\varphi_c$ , что связано, по-видимому, с расширением и ускорением потока газа на входе в разгонную трубу. В частности, максимальные измеренные значения угла  $\varphi$  при  $p_0 = 2,7 \cdot 10^5$  Па и  $6,3 \cdot 10^5$  Па были равны соответственно  $12^\circ$  и  $27^\circ$  (при  $\varphi_c = 7,5^\circ$  и  $\beta_k = 6^\circ$ );  $26^\circ$  и  $32^\circ$  (при  $\varphi_c = 21^\circ$  и  $\beta_k = 6^\circ$ );  $21^\circ$  и  $33^\circ$  (при  $\varphi_c = 21^\circ$  и  $\beta_k = 15^\circ$ ).

Открытие канала вторичного потока вызывает снижение  $(\rho V)_z$  вследствие смешения закрученного эжектирующего потока с эжектируемым, что вместе с одновременным увеличением  $(\rho V)_x$  приводит к значительному уменьшению угла  $\varphi$  отклонения суммарного потока. Например, для случая  $\varphi_c = 21^\circ$  и  $\beta_k = 6^\circ$  при  $p_0 = 2,7 \cdot 10^5$  Па и  $6,3 \cdot 10^5$  Па максимальные значения  $\varphi$  были равны соответственно  $5^\circ$  и  $18^\circ$ .

Следует подчеркнуть, что, наряду с отмеченным возрастанием  $(\rho V)$ , а следовательно, и скорости потока вблизи стенок разгонной трубы при увеличении степени закрутки (см. рис. 5, а), в этой обла-

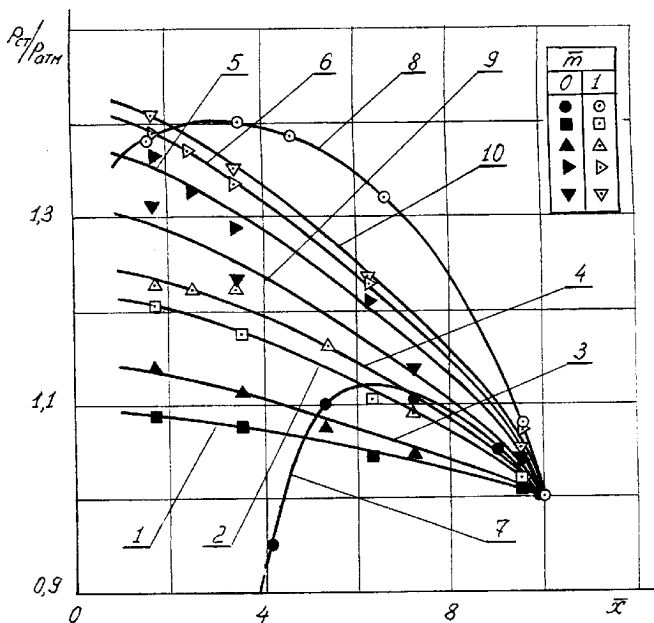


Рис. 6. Графики распределения статического давления на стенке разгонной трубы

сти должна повышаться и концентрация частиц твердого материала вследствие их отбрасывания к стенке трубы под действием сил инерции. Эти обстоятельства должны способствовать интенсификации взаимодействия частиц между собой и со стенкой разгонной трубы, т.е. повышению производительности процесса измельчения.

Для оценки энергетической эффективности НЭУ различных типов существенным является их сопоставление по потерям давления в разгонных трубах. Представление об этих потерях можно получить по результатам измерений статического давления  $p_{ст}$  на стенках труб. На рис. 6 приведены наиболее характерные распределения  $p_{ст}$  по длине разгонной трубы при давлении торможения эжектирующего газа  $p_0 = 6,3 \cdot 10^5$  Па для НЭУ с  $\beta_k = 6^\circ$  и блочными соплами (1, 2 —  $\varphi_c = 0^\circ$ ; 3, 4 —  $\varphi_c = 7,5^\circ$ ; 5, 6 —  $\varphi_c = 21^\circ$ ).

Здесь же для сравнения представлены распределения  $p_{ст}$  для НЭУ с кольцевым соплом при  $\beta_k = 6^\circ$  и блочным соплом с  $\varphi_c = 21^\circ$  при  $\beta_k = 15^\circ$  — кривые 7, 8 и 9, 10 соответственно. Следует отметить, что для других значений давления торможения  $p_0$  распределение статического давления  $p_{ст}$ , аналогично приведенному на рис. 6, но с уменьшением  $p_0$ , а следовательно, и скоростей газа в трубе; значения  $p_{ст}$  во всех случаях уменьшаются.

Сравнивая полученные распределения  $p_{ст}$ , выявили, что увеличение степени закрутки потока приводит к повышению  $p_{ст}$ , т.е. к увеличе-

нию потерь давления в разгонной трубе. Однако статическое давление для НЭУ с блочными соплами в большинстве исследованных случаев остается, при прочих одинаковых условиях, меньше  $p_{ст}$  для НЭУ с кольцевым соплом (кривая 8, см. рис. 6), в отличие от кольцевого сопла (кривая 7, см. рис. 6), на начальном участке разгонной трубы не наблюдается снижение статического давления ниже атмосферного.

Увеличение угла  $\beta_k$  входного конфузора, как правило, вызывает повышение потерь давления в разгонной трубе. Однако в отдельных случаях увеличение  $\beta_k$  может сопровождаться некоторым снижением потерь (см. например, кривые 5 и 9, рис. 6), что связано, по-видимому, с поджатием в таких случаях струи эжектирующего газа к оси трубы и снижением скоростей потока у ее стенки (см. рис. 4 и 5, а).

Производительность НЭУ струйных измельчителей определяется как разрежением, создаваемым в насадке подачи твердого материала, т.е. перепадом давления на слое последнего, в особенности в случае режима работы “под завалом”, так и коэффициентом эжекции  $m_2/m_0$  (здесь  $m_2$  и  $m_0$  — массовые расходы газа эжектируемого и эжектирующего потоков).

Для исследованных вариантов конструктивного исполнения НЭУ с блочными соплами данные по изменению давления  $p_2$  в выходном сечении насадка подачи вторичного потока в зависимости от давления  $p_0$  торможения в камере эжектирующего газа (в виде отношения  $p_2$  к атмосферному давлению) приведены на рис. 7 (кривые 1–6). На этом же рисунке для сравнения даны результаты измерения  $p_2$  для НЭУ с кольцевым соплом (кривая 7). Для всех вариантов НЭУ с блочными соплами это давление в исследованном диапазоне изменения  $p_0$  оказывается выше, чем в случае кольцевого сопла. При этом увеличение угла  $\beta_k$  входного конфузора разгонной трубы во всех случаях приводит к росту  $p_2$ . Незначительная закрутка потока (до  $S \approx 0,2$  при  $\varphi_c = 7,5^\circ$ ) вызывает некоторое снижение  $p_2$  по сравнению с блочным прямым соплом ( $\varphi_c = 0^\circ$ ), однако с ее увеличением ( $S \approx 0,2 \dots 0,4$  при  $\varphi_c = 21^\circ$ ) давление в насадке увеличивается.

На рис. 8 приведены результаты экспериментального определения коэффициентов эжекции НЭУ с блочными соплами и кольцевым соплом (кривые 1–6 и 7 соответственно). Во всем исследованном диапазоне изменения  $p_0$  коэффициенты эжекции НЭУ с блочными соплами, как прямыми, так и с малой закруткой, превышают значения  $m_2/m_0$  НЭУ с кольцевым соплом. В то же время малая закрутка потока ( $S \leq 0,2$ ) способствует повышению этого коэффициента по сравнению с коэффициентом эжекции НЭУ с прямым блочным соплом. Однако с увеличением параметра  $S$  (при  $S > 0,2$ ) значения  $m_2/m_0$  заметно уменьша-

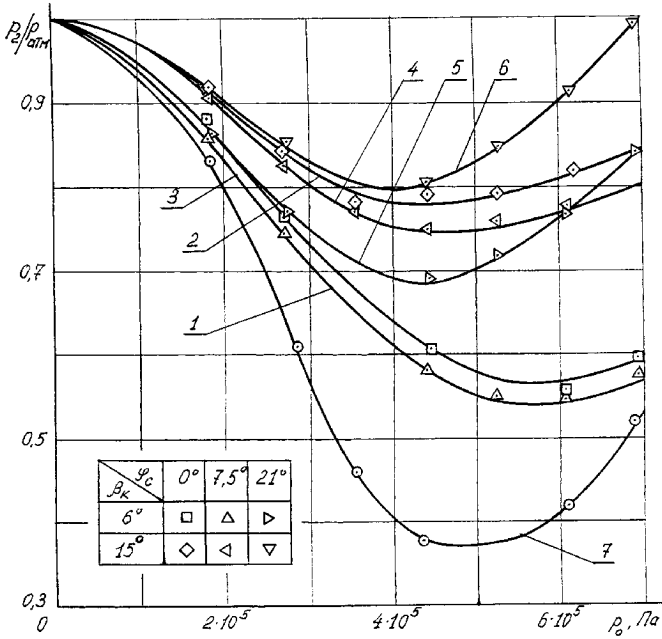


Рис. 7. Графики зависимостей давления вторичного потока от давлений торможения эжектирующего газа

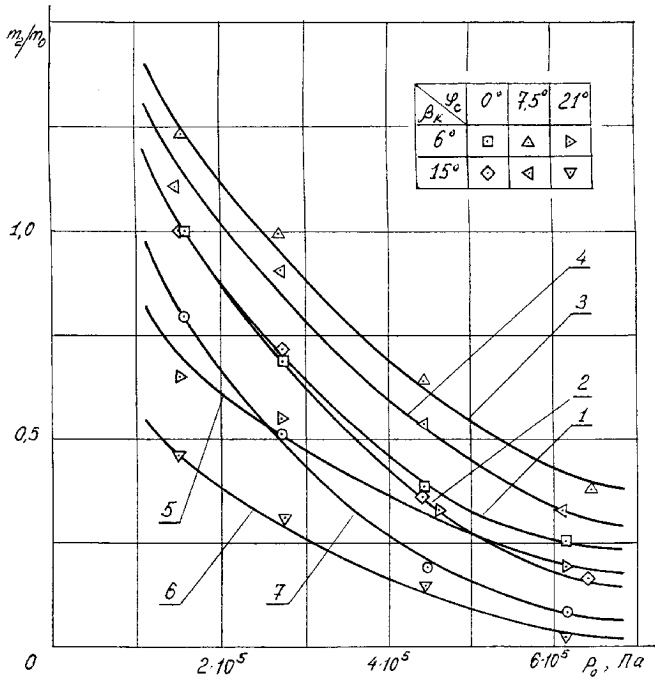


Рис. 8. Графики зависимостей коэффициентов эжекции НЭУ от давлений торможения эжектирующего газа

ются, в том числе и по отношению к кольцевому соплу. С ростом угла  $\beta_k$  коэффициенты эжекции во всех случаях снижаются.

Следует отметить, что результаты измерений давления  $p_2$  в насадке подачи измельчаемого материала в камеру смешения и коэффициентов эжекции  $m_2/m_0$  НЭУ с блочными соплами хорошо согласуются с приведенными ранее данными по распределению статического давления вдоль разгонной трубы: с возрастанием потерь давления в трубе происходит повышение давления  $p_2$  и снижение  $m_2/m_0$ . Однако в случае кольцевого сопла такого соответствия нет: при существенном по сравнению с блочными соплами снижении потерь давления в разгонной трубе и давления  $p_2$  коэффициенты эжекции НЭУ с кольцевым соплом оказываются, при прочих равных условиях, меньшими, чем у НЭУ с блочными соплами.

Результаты проведенных всесторонних исследований газодинамических характеристик НЭУ струйных измельчителей позволяют сделать следующие выводы.

Применение в напорно-эжекторных устройствах струйных измельчителей блочных сопел, наряду с их конструктивной простотой, позволяет заметно увеличить коэффициенты эжекции, т.е. повысить производительность этих устройств.

Такие сопла дают возможность достаточно простым путем осуществить закрутку потока в смесительной камере и, тем самым, интенсифицировать процесс взаимодействия частиц измельчаемого материала между собой и со стенками камеры, т.е. повысить эффективность использования кинетической энергии эжектирующего потока. Причем такая закрутка потока при небольшой ее степени (до  $S \approx 0,2$ ) позволяет повысить и коэффициент эжекции, т.е. производительность НЭУ.

При этом следует отметить, что увеличение закрутки потока (при  $S > 0,2$ ), несмотря на некоторое снижение коэффициента эжекции НЭУ, должно способствовать повышению производительности струйных измельчителей за счет интенсификации самого процесса измельчения.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. И с с л е д о в а н и е газодинамических характеристик напорно-эжекторных устройств струйных измельчителей / В.В. Витушкин., Г.К. Каретников, В.М. Овчинников и др. // Вестник МГТУ. Серия "Машиностроение". – 2001. – № 2. – С. 31–40.
2. А к у н о в В. И. Струйные мельницы. – М.: Машиностроение, 1967. – 263 с.
3. С о к о л о в Е. Я., З и н г е р Н. М. Струйные аппараты. – М.: Госэнергоиздат, 1960. – 320 с.
4. Г у п т а А. и др. Закрученные потоки. – М.: Мир, 1987. – 588 с.

5. Орлов Б. В., Мазинг Г. Ю. Термодинамические и баллистические основы проектирования ракетных двигателей на твердом топливе. – М.: Машиностроение, 1964. – 406 с.
7. Горлин С. М. Экспериментальная аэромеханика. – М.: Высшая школа, 1970. – 423 с.

Статья поступила в редакцию 25.11.2002

Вячеслав Валентинович Витушкин родился в 1942 г., окончил в 1968 г. МВТУ им. Н.Э. Баумана. Канд. техн. наук, доцент кафедры “Теоретическая механика” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 50 научных работ в области прикладной аэрогазодинамики.

V.V. Vitushkin (b. 1942) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1968. Ph.D. (Eng.), ass. professor of “Theoretical Mechanics” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of over 50 publications in the field of applied aerogas dynamics.

Георгий Константинович Каретников родился в 1950 г., окончил в 1973 г. МВТУ им. Н.Э. Баумана. Канд. техн. наук, доцент кафедры “Физика” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 30 научных работ в области аэрогазодинамики струйных и отрывных течений.

G.K. Karetnikov (b. 1950) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1973. Ph. D. (Eng.), ass. professor of “Physics” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of over 30 publications in the field of aerogas dynamics of jet and separate streams.

Владимир Михайлович Овчинников родился в 1936 г., окончил в 1963 г. МВТУ им. Н.Э. Баумана. Научный сотрудник НИИ “Специальное машиностроение” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 50 научных работ в области экспериментальной аэрогазодинамики.

V.M. Ovchinnikov (b. 1936) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1963. Researcher of Research Institute for Special Machinery of the Bauman Moscow State Technical University. Author of over 50 publications in the field of experimental aerogas dynamics.

Вячеслав Николаевич Прохоров родился в 1938 г., окончил в 1962 г. МВТУ им. Н.Э. Баумана. Канд. техн. наук, доцент кафедры “Баллистика и аэродинамика” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 40 научных работ в области аэрогазодинамики струйных и отрывных течений, проектирования органов управления полетом.

V.N. Prokhorov (b. 1938) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1962. Ph. D. (Eng.), ass. professor of “Ballistics and Aerodynamics” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of over 40 publications in the field of aerogas dynamics of jet and separate streams, design of flight controls.

Игорь Александрович Сутырин родился в 1944 г., окончил в 1968 г. МВТУ им. Н.Э. Баумана. Канд. техн. наук, доцент кафедры “Баллистика и аэродинамика” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 45 научных работ в области прикладной аэрогазодинамики и баллистики.

I.A. Sutyurin (b. 1944) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1968. Ph.D. (Eng.), ass. professor of “Ballistics and Aerodynamics” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of over 45 publications in the field of applied aerogas dynamics and ballistics.