

ровых колодцев и разрушать корневую систему растений, проникающих в устье коллекторных систем.

Создаваемая новая дренопромывочная машина (взамен Д-910А) предназначена для промывки дрен в большом диапазоне диаметров (50-250 мм), оснащена промывочным насосом высокого напора, имеет оборудование для очистки смотровых колодцев, определения трасс коллекторов и мест их повреждения.

Успешное использование дренопромывочных машин возможно лишь при обеспечении поиска мест закупорки дренажа, использования оборудования для вскрытия шурфов и откачки воды, применения специального инструмента для восстановления дренажных линий и др.

В программу предлагается включить поисковые работы по созданию средств ремонта и очистки дренажных линий как гидродинамическим, так и механическими способами, что позволит качественно очищать и удалять корневую систему растений, проник-

шую в коллекторную сеть, что существенно снизит стоимость ремонтных работ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Справочник механизатора-мелиоратора / Скотников В.А., Машенский А.А., Кондратьев В.Н. и др. Под ред. В.А.Скотникова. - Мн.: Ураджай, 1982. - 535 с.
2. Лихацевич А.П., Кондратьев В.Н., Титов В.Н. и др. Рекомендации по уходу за каналами с применением многоцелевых каналоочистителей со сменными рабочими органами на базе колесных тракторов класса 1,4...2. - Мн.: Компьютерная верстка, 2004. - 36 с.
3. Кондратьев В.Н., Лихацевич А.П., Райкевич А.Г. Рекомендации по технологии мелкого ремонта откосов каналов без выброса почвогрунта на бермы. - Мн.: Компьютерная верстка, 2004. - 24 с.

УДК 532.522.2

РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОГО УГЛА КОНУСНОСТИ КОНФУЗОРА

И. В. Качанов, докт. техн. наук, доцент (БНТУ); В. В. Веремеиук, канд. техн. наук, доцент (БНТУ); А. С. Мойса, ст. преподаватель (УО БГАТУ); А. В. Филипчик, аспирант (БНТУ)

Область применения струйно - абразивной обработки (САО), которая среди других способов по универсальности занимает одно из ведущих мест, весьма разнообразна [1],[2]. Так, например, струйная обработка поверхностей, предназначенных под последующее покрытие (гальванические, лакокрасочные и другие виды) находит широкое применение в сельскохозяйственном машиностроении [1]. В частности, поршневые кольца перед хромированием обрабатываются САО, что способствует повышению качества соединения покрытия с основным металлом. По существующим рекомендациям поршневые кольца должны дважды подвергаться САО: до и после хромирования, что повышает долговечность колец в условиях эксплуатации [2],[3].

Удаление нагара при помощи САО при ремонте сельскохозяйственной техники является широко распространенным процессом. От нагара очищают поршни, клапаны, гильзы и другие детали машин. Примечательно то, что при удалении нагара струйно - абразивным способом размеры изделия практически не изменяются [1],[2].

Одним из основных элементов САО являются струеформирующие устройства, выполненные в виде конфузоров. Процесс формирования струи в конфузорах определяется соотношением площадей входного и выходного отверстий и конфигурацией каналов. Так как струеформиру-

ющие устройства должны обеспечивать формирование высокоскоростной компактной струи жидкости, то основное внимание должно быть уделено профилю конфузоров. В настоящее время по вопросам определения оптимального угла конусности выполнены широкие исследования, результаты которых позволяют сделать некоторые выводы.

«Коэффициент скорости φ с увеличением угла конусности α от 0 до $13,5^\circ$ возрастает от 0,82 до 0,96 и при дальнейшем увеличении угла конусности коэффициент φ медленно убывает [3]; в питающем канале с углом конусности 15° эпюра продольных скоростей остаётся практически равномерной по всей длине канала (коэффициент Кориолиса $\alpha_K = 1$ во всех сечениях), что сводит к минимуму потери на деформацию потока в канале и потери на удар при выходе струи в межсопловую камеру и даёт возможность считать угол конусности 15° оптимальным для питающего канала струйного элемента [4]; оптимальным следует считать угол конусности, равный $13,5^\circ$ [5]; минимальная потеря напора, основываясь на результатах исследований, имеет место при углах конусности $\alpha = 40 \div 60^\circ$ при

$\frac{\ell}{d} > 0.5$, по данным И. Е. Идельчика [6],[7]».

Проанализировав приведенные выше примеры, можно сделать вывод, что рекомендации по оптимальному углу конусности носят противоречивый характер и не имеют однозначного математического обоснования, что создает предпосылки для дальнейшего изучения этого вопроса.

В данной работе приводится решение вариационной задачи по минимизации потерь напора в потоке жидкости, проходящем через конфуззор. Очевидно, что минимизировать потери можно за счет использования оптимального угла конусности конфуззора α_{opt} . При расчете конфуззора (рис.1), в соответствии с рекомендациями [6],[7],[8], полную потерю напора \dot{h} будем рассматривать как сумму двух слагаемых,

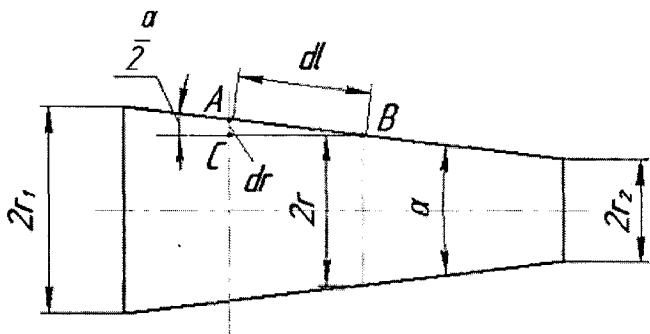


Рис. 1. Расчётная схема конфуззора

$$\dot{h} = \dot{h}_{mp} + \dot{h}_{n.c}, \quad (1)$$

где \dot{h}_{mp} – потери напора на трение;

$\dot{h}_{n.c}$ – потери напора на сужение.

Потерю напора на трение рассчитаем следующим образом. Рассмотрим круглый конфуззор с прямолинейной образующей и с углом α при вершине. Пусть радиус входного отверстия конфуззора равен r_1 , выходного r_2 (см. рис. 1). Так как радиус сечения и скорость движения жидкости являются величинами переменными вдоль конфуззора, то следует взять элементарный отрезок конфуззора длиной $d\ell$ вдоль образующей и для него выразить элементарную потерю напора на трение по основной формуле:

$$d\dot{h}_{mp} = \lambda \frac{d\ell}{2r} \cdot \frac{v^2}{2g}, \quad (2)$$

где λ – коэффициент потерь на гидравлическое трение;

v – значение средней скорости в произвольно взятом сечении, радиуса r .

Из треугольника ABC (см. рис.1) следует

$$d\ell = \frac{dr}{\sin \frac{\alpha}{2}}, \quad (3)$$

На основании уравнения постоянства расхода можно записать

$$v = v_2 \left(\frac{r_2}{r} \right)^2, \quad (4)$$

где v_2 – значение средней скорости на выходе из конфуззора.

Подставив выражения (3),(4) в формулу для $d\dot{h}_{mp}$ и выполнив интегрирование по длине образующей вдоль всего конфуззора, считая при этом коэффициент λ постоянным (в зоне квадратичного сопротивления), получим:

$$\dot{h}_{mp} = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) \frac{v_2^2}{2g}, \quad (5)$$

где $n = \frac{s_1}{s_2} = \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2$ – степень сужения конфуззора;

s_1 – площадь входного сечения конфуззора;

s_2 – площадь выходного сечения конфуззора;

α – угол конусности конфуззора.

При расчете потерь напора на сужение используем зависимость

$$\dot{h}_{n.c} = \zeta_{n.c} \frac{v_2^2}{2g}, \quad (6)$$

где $\zeta_{n.c}$ – коэффициент постепенного сужения.

На основании рекомендаций, приведенных в работе [6]

$$\zeta_{n.c} = \kappa_{n.c} \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2, \quad (7)$$

где $\kappa_{n.c}$ – коэффициент смягчения;

ε – коэффициент сжатия струи (на основании дан-

ных [6] $\varepsilon = 0.57 + \frac{0.043}{1.1 - \frac{1}{n^2}}$).

По графической зависимости, полученной А.Д.Альт-

шулем и А.И.Калицуном, коэффициента $K_{н.с}$ от угла конусности α [6], используя метод наименьших квадратов, выражение (1) с учетом формулы (5) запишем в следующем виде:

$$\begin{aligned} \dot{h} = & \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{1}{n^2} \right) \frac{v_2^2}{2g} + \\ & + \left(0.6 \sin^{3.45} \frac{\alpha}{2} + \frac{0.0138}{\sin \frac{\alpha}{2}} + 0.13 \right) \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2 \frac{v_2^2}{2g}. \end{aligned} \quad (8)$$

Для определения оптимального угла конусности $\alpha_{опт}$, при котором потери напора будут минимальными, возьмем производную $\frac{d\dot{h}}{d\alpha}$ и приравняем ее к нулю.

Тогда при $\alpha \in (0; 180)$ и $n > 1$

$$\alpha_{опт} = 2 \arcsin \left(\frac{0.06\lambda(n^2 - 1)(0.67n - 0.57)^2}{n^2(0.43n - 0.43)^2} + 0.0066 \right)^{\frac{1}{4.45}}. \quad (9)$$

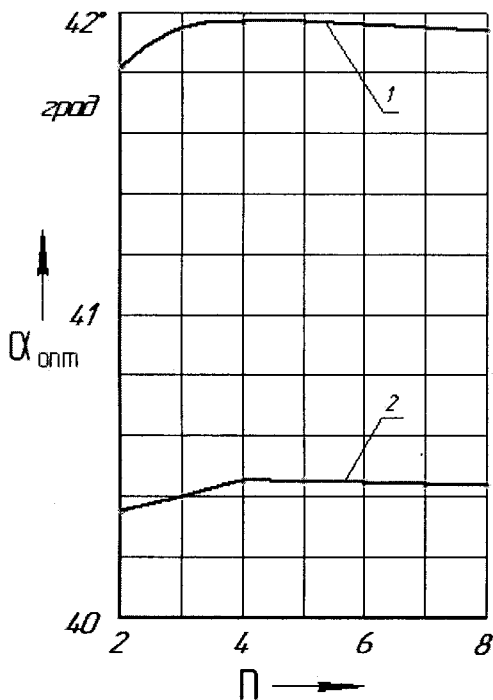


Рис.2. Зависимость оптимального угла конусности $\alpha_{опт}$ от степени сужения конфузора n при постоянном коэффициенте трения λ : 1 – при $\lambda = 0.015$; 2 – при $\lambda = 0.025$

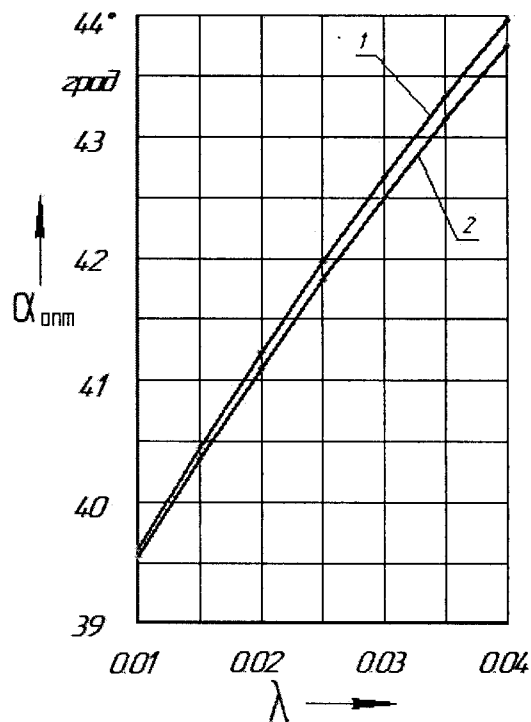


Рис.3. Зависимость оптимального угла конусности $\alpha_{опт}$ от коэффициента трения λ – при постоянной степени сужения конфузора n : 1 – при $n=2$; 2 – при $n=4$

Нетрудно проверить, что значение $\alpha_{опт}$ является точкой минимума для \dot{h} .

Результаты расчета $\alpha_{опт}$ по формуле (9) для различных условий течения приведены на рис.2 и 3.

Анализ приведенных на рис.2 данных, показывает, что при изменении степени сужения конфузора n от 2 до 8 и коэффициента трения от 0,015 до 0,025, оптимальный угол конусности принимает значения от 40,3° до 41,9°.

Для значений степени сужения конфузора $n = 2 \div 4$ и коэффициента трения $\lambda = 0,010, 04$ оптимальный угол конусности $\alpha_{опт}$ находится в пределах от 39,5° до 43,9° (рис.3).

В завершение следует отметить, что результаты, полученные по зависимости (9), удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными ряда авторов [7],[9]. Это в свою очередь позволяет рекомендовать ее (зависимость) для использования в расчетах оптимизации гидродинамических параметров течения жидкости в конически сходящихся полостях, включая конфузоры.

Выводы

1. Получена математическая зависимость для определения оптимального (по потерям напора) угла конусности конфузора $\alpha_{опт}$ с учетом степени сужения n и коэффициента гидравлического трения λ .

2. На основании полученной зависимости построены кривые изменения оптимального угла конусности

конфузора $\alpha_{omn} = f(n)$ и $\alpha_{omn} = f(\lambda)$, которые согласуются с результатами ряда исследователей [7],[9].

3. Зависимость (9) может рекомендоваться для использования в расчетах оптимизации гидродинамических параметров течения жидкости в конически сходящихся полостях, включая конфузоры.

ЛИТЕРАТУРА

1. Агасарян Р.Р., Дохинян Р.Т. Струйно-абразивная обработка металлов. – Ереван: АрмНИИНТИ, 1990. – 51с.
2. Меркулов В.Н. Перспективные процессы гидрообработки материалов в машиностроении (зарубежный опыт). – Киев: УкрНИИНТИ, 1987. – 10с.
3. Тихомиров Г. А., Бабанин В. Ф., Петухов Е. Н., Стариков И. Д., Ковалев В. А. Гидрорезание судостроительных материалов. Л.: Судостроение, 1987. – 164с.

4. Бадах В.Н. Особенности гидродинамики проточной части гидравлических струйных усилителей и их влияние на выходные характеристики. Автореферат дис. Киев, 1984. – 18с.

5. Бочаров В.П. Расчет и проектирование устройств гидравлической струйной техники. – Киев: Техника, 1987. – 12с.

6. Альтшуль А.Д., Киселев П.Г. Гидравлика и аэродинамика (Основы механики жидкости). – М.: Стройиздат, 1975. – 323с.

7. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. – М.: Недра, 1982. – 224с.

8. Башта Т. М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. – М.: Машиностроение, 1970. – 504с.

9. Куколевский И.И., Подвидз Л.Г. Задачник по гидравлике. – М.: Госэнергоиздат, 1960. – 440 с.

УДК [631.372:629.114.2].004

К ВОПРОСУ ОБ ЭНЕРГОНАСЫЩЕННОСТИ ТРАКТОРОВ

И.Н. Шило, докт. техн. наук, профессор (УО БГАТУ); Е.Г. Родов, канд. техн. наук;
А.В. Ленский, канд. экон. наук (РУНИП «ИМСХ НАН Беларуси»)

Характеризуя эксплуатационные показатели тракторов, обычно используют следующие понятия: тяговый класс, мощность, энергонасыщенность, металлоемкость. При этом некоторые из них (тяговый класс и металлоемкость, например) в настоящее время применяются весьма редко или вовсе не применяются, а другие (энергонасыщенность) зачастую употребляются неправильно.

Не только в обиходе, но и в научных статьях встречается выражение «мощные энергонасыщенные тракторы». Но «мощные» и «энергонасыщенные» - это различные, не всегда соответствующие друг другу категории. Чтобы определиться в них, рассмотрим формулу производительности. Выраженная через ширину захвата и скорость движения агрегата мощность трактора в явном виде при определении производительности не участвует. Выражение для определения производительности через эффективную мощность двигателя имеет вид:

$$W^{(cm)} = 0,36 \cdot \frac{N_e \cdot \eta_{um}}{k} \cdot \tau,$$

где, N_e – эффективная мощность двигателя, Вт;

η_{um} – коэффициент использования тяговой мощности трактора;

k – удельное (на метр ширины захвата) сопро-

тивление рабочей машины, Н/м;

τ – коэффициент использования времени смены.

Из формулы следует, что производительность агрегата прямо пропорциональна мощности двигателя, коэффициентам использования тяговой мощности трактора и времени смены и обратно пропорциональна удельному сопротивлению агрегата. Так же, при прочих равных условиях, более производительны агрегаты с двигателями большей мощности, если надлежащей технической эксплуатацией поддерживается номинальный уровень эффективной мощности, правильно комплектуются (составляются) агрегаты и организуется их работа [1].

Таким образом, увеличение единичной мощности тракторов является одним из факторов роста производительности механизированных работ в полеводстве. Однако повышение производительности с ростом мощности тракторов имеет место только в том случае, если дополнительные потенциальные возможности мобильных агрегатов удается реализовать. В реальных условиях это происходит далеко не всегда.

Если речь идет о тракторах одного тягового класса, то есть еще одно условие, определяющее возможность реализовать более высокую мощность – это аг-