УДК 621.521:664

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ УЗЛА ПОДВОДА РЕЦИРКУЛЯЦИОННОЙ ЖИДКОСТИ ВОДОКОЛЬЦЕВОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА

Колончук М.В. (БГАТУ)

Обосновываются размеры и положения отверстия для подвода рециркуляционной жидкости в вакуумных установках на базе водокольцевого насоса.

Введение

В конструкциях применяемых жидкостно-кольцевых насосов канал подвода рециркуляционной жидкости, располагаемый на стороне всасывания или нагнетания, перпендикулярен торцам лопастей ротора. Кроме того, такое решение не позволяет регулировать подачу рециркуляционной жидкости в зависимости от режима работы насоса и исключает активное взаимодействие струи жидкости с лопатками насоса.

Основная часть

Активное взаимодействие между струей и лопаткой насоса имеет место в том случае [1], когда струя, вытекающая из сопла, наталкивается на нее (рис. 1). После удара о неподвижную лопатку струя растекается по ее поверхности со скоростью c. В центре лопатки образуется вихревая зона. При этом струя отклонится от своего первоначального направления на угол ε, вследствие чего лопатка будет испытывать силу давления X в направлении оси сопла $S-S$. Сила X является силой активного давления струи на неподвижную лопатку. Силу активного давления струи на лопатку определим, применив теорему об изменении количества движения к отсеку жидкости между сечениями $O-O$, $1-1$ и $1'-1'$. Примем за ось проекций ось сопла $S-S$. Составим проекцию на эту ось изменения количества движения за время Δt, которая должна быть равна проекции импульса силы за то же время:

$$mc_0\Delta t - \frac{m}{2}c\cos\varepsilon\Delta t - \frac{m}{2}c\cos\varepsilon\Delta t = X\Delta t,$$

где m – масса жидкости, вошедшей в отсек через сечение $O-O$ за время Δt.

Принимая $c_0 = c$ (потерями энергии на участке потока между сечениями $O-O$ и $1-1$ можно пренебречь), имеем

$$X\Delta t = mc_0(1-\cos\varepsilon)\Delta t.$$

Полагая $\Delta t = 1$ *сек*, окончательно получим

$$X = \rho Q c_0 (1-\cos\varepsilon),$$

где Q – расход сопла, м^3/с.

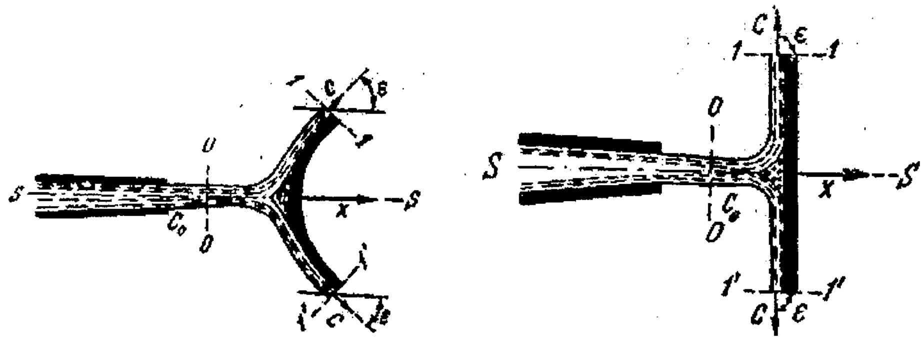
В частном случае, когда $\varepsilon = 90^\circ$ и $\cos\varepsilon = 0$

$$X = \rho Q c_0 = \frac{\gamma}{g} Q c_0.$$

Предположим, что площадь сечения сопла равна f_c и сопло закрыто плоской задвижкой. Тогда давление на задвижку равно $P = \gamma f_c H$, где H – напор над центром тяжести. С другой стороны, $c_0 = \sqrt{2gH}$ (если $\varphi = 1$) и $Q = f_c c_0$. Тогда активное давление X может быть представлено такой зависимостью [1]:

$$X = \frac{\gamma}{g} Q c_0 = \frac{\gamma}{g} c_0^2 = 2\gamma f_c H.$$

Следовательно, активное давление потока на плоскую пластинку в два раза больше того гидростатического давления, которое действовало бы на закрытую задвижку сопла при напоре H, соответствующем скорости c_0.



а б

Рисунок 1. Схема активного взаимодействия струи жидкости и лопатки:
а – изогнутая лопатка; б – прямая лопатка

Для рассмотрения взаимодействия струи и лопатки, движущейся со скоростью u, обозначают через $X^{'}$ активное давление струи на движущуюся лопатку (рис. 2). В этом случае жидкость будет двигаться вместе с лопаткой со скоростью u и одновременно передвигаться по лопатке с относительной скоростью ω. Так как скорости c_0 и u имеют одно направление, то относительная скорость движения струи по лопатке будет равна $\omega = c_0 - u$ и активное давление $X^{'}$ выразится зависимостью

$$X^{'} = \frac{\gamma}{g} Q\omega = \frac{\gamma}{g} Q(c_0 - u)$$

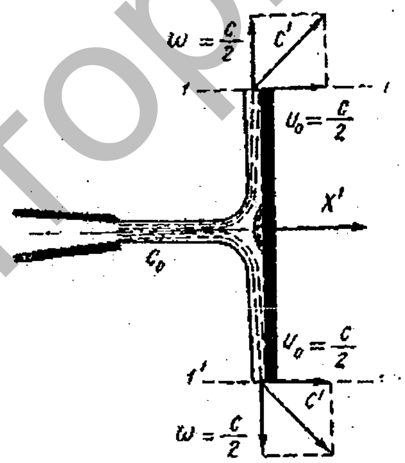


Рисунок 2. Схема активного взаимодействия струи с подвижной лопаткой

Мощность равна произведению силы на путь за 1 сек:

$$N = X^{'}u = \frac{\gamma}{g} Q(c_0 - u)u = \frac{\gamma}{g} Qc_0 u - \frac{\gamma}{g} Qu^2. \qquad (1)$$

Уравнение (1) представляет собой функцию $N = f(u)$ при $Q = const$ и $c_0 = const$. При $u = 0$ (лопатка неподвижна) активное давление будет максимальным, но мощность равна нулю. При $u = c$ активное давление $X^{'}$ и мощность равны нулю. Найдем максимум функции $N = f(u)$. Для этого ее первую производную приравняем нулю

$$\frac{dN}{du} = \frac{\gamma}{g} Qc_0 - 2\frac{\gamma}{g} Qu = \frac{\gamma}{g} Q(c_0 - 2u) = 0.$$

Откуда

$$u = \frac{c_0}{2} \qquad (2)$$

Следовательно, максимальная мощность N_0 будет при $u = u_0 = \frac{c_0}{2}$ (индексом «0» отмечены величины, соответствующие максимальной мощности). Тогда

$$N_0 = X'u_0 = X'\frac{c_0}{2} = \frac{\gamma}{g}Q\frac{c_0}{2}(c_0 - u) = \frac{\gamma}{g}Q\frac{c_0}{2}\left(c_0 - \frac{c_0}{2}\right) = \frac{\gamma}{g}Q\frac{c_0^2}{4} = m_t\frac{c_0^2}{4}$$

где m_t – масса воды, протекающей через сопло за единицу времени.

Величина кинетической энергии струи, вытекающей из сопла со скоростью c_0, равна

$$\frac{mc_0^2}{2} = \frac{\gamma}{g}Q\frac{c_0^2}{2}.$$

Таким образом, в результате взаимодействия струи и лопаток, движущихся со скоростью u, используется половина энергии, которой обладает струя, вытекающая из сопла. Неиспользованная часть энергии заключена в струе, сходящей с лопаток (рис. 2). Это подтверждает выражение кинетической энергии струи, определенное на основе относительной и абсолютной скоростей при сходе струи с лопаток c^{-1}.

$$\begin{cases} \omega = c_0 - u_0 = c_0 - \frac{c_0}{2} = \frac{c_0}{2} \\ c' = \sqrt{\omega^2 + u^2} = \sqrt{\frac{c_0^2}{4} + \frac{c_0^2}{4}} = \frac{c_0}{\sqrt{2}} \end{cases} \rightarrow \frac{mc_0^2}{2} = \frac{\frac{\gamma}{g}Q}{2}\frac{c_0^2}{2} = \frac{\gamma Q c_0^2}{4g}.$$

Скорость вытекания воды из емкости через отверстие лобовины в ячейку ротора определим из уравнения Бернулли. Уровень воды в емкости вакуумной установки находится над отверстием лобовины на высоте 0,1 м. Тогда

$$\rho g h_1 + p_{атм} + \frac{\rho c_{01}^2}{2} = \rho g h_2 + p_{вак} + \frac{\rho c_{02}^2}{2}.$$

Уровень отверстия примем за нулевой: $h_2 = 0$. Учтем, что $c_1 << c_2$. Тогда уравнение можно записать в следующем виде:

$$\rho g h_1 + p_{атм} = +p_{вак} + \frac{\rho c_{02}^2}{2}.$$

Тогда

$$c_{02} = \sqrt{2\left(gh_1 + \frac{p_{атм} - p_{вак}}{\rho}\right)} = \sqrt{2\left(9{,}8\frac{м}{с^2}\cdot 0{,}1м + \frac{(100000Па - 50000Па)}{1000\frac{кг}{м^3}}\right)} \approx 10{,}0\frac{м}{с}.$$

Расход рециркуляционной жидкости составляет 12 литров в минуту или

$$0{,}2\cdot 10^{-3}\frac{м^3}{с}\cdot 1000\frac{кг}{м^3} = 0{,}2\frac{кг}{с}.$$

Тогда

$$N = m_t\frac{c_0^2}{4} = 0{,}2\frac{кг}{с}\cdot\frac{10^2}{4}\frac{м^2}{с^2} = 5Вт > 0$$

Полученные зависимости позволяют оценить на каком расстоянии R от оси вращения рабочего колеса должна попадать на лопатку струя рециркуляционной жидкости, движущаяся со скоростью c, чтобы коэффициент полезного действия был максимальным (рис. 3).

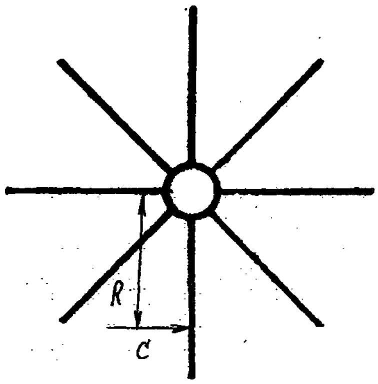


Рисунок 3. Расчетная схема радиального положения канала подвода жидкости

Максимум коэффициента полезного действия достигается при $\omega R = c_0 / 2$. Тогда

$$R = \frac{c_{02}}{2\omega} = \frac{c_{02}}{2\pi n} = \frac{10{,}0}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 25} = \frac{10{,}0}{157} = 0{,}064 м.$$

Вода, подводимая в серповидное пространство на стороне всасывания, снижает быстроту действия насоса из-за замещения объема воздуха. Целесообразно также подавать воду в ячейки на стороне нагнетания. Основание для этого является то, что при углах поворота $\varphi \le 50^\circ$ воздух сжимается незначительно (рис. 4). Действительно, давление сжимаемого воздуха в ячейке определяется формулой

$$p_1 = p_0 \left(\frac{2}{1 + \cos\varphi - \frac{e}{R}\sin^2\varphi} \right)^k,$$

где p_0 – давление всасывания, Па;

k – показатель политропы.

Давление в смежной ячейке для ротора с четырьмя лопатками

$$p_2 = p_0 \left(\frac{2}{1 + \cos(\varphi - \frac{\pi}{2}) - \frac{e}{R}\sin^2(\varphi - \frac{\pi}{2})} \right)^k.$$

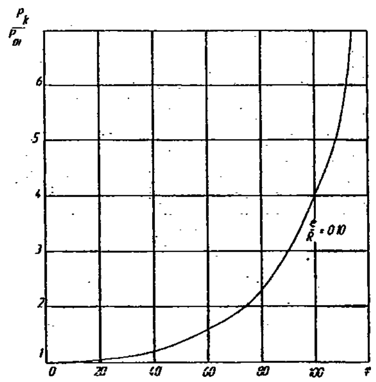
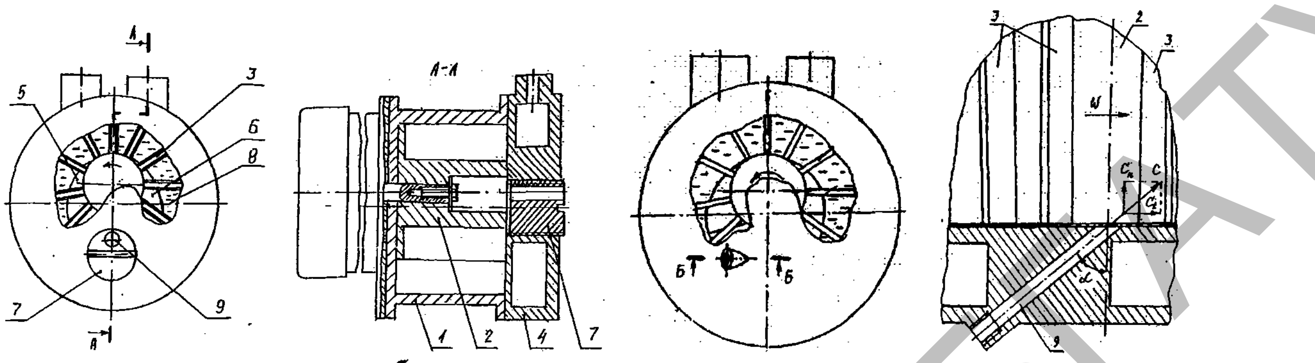


Рисунок 4. Изменение давления воздуха в ячейке по углу поворота ротора

Повышение коэффициента полезного действия машины возможно, если канал для подачи жидкости выполнен эксцентрично на резьбовой пробке (рис. 5а, в). Эксцентричное расположение канала для подвода жидкости на резьбовой пробке позволяет регулировать его местоположение канала в зависимости от требуемого режима работы. Кроме того, канал для подачи жидкости должен быть повернут в горизонтальной плоскости на сторону всасывания под углом $\alpha = 40...70^{\circ}$ для создания давления на лопатки ротора тангенциальной составляющей (c_t) скорости (c) жидкостной струи (рис. 5б, г).



а б в г

Рисунок 5. Способы активизации взаимодействия струи жидкости и лопатки

Заключение

На основании теоретических исследований определены наиболее существенные параметры узла подвода рециркуляционной жидкости: диаметр и наклон канала, радиальное и угловое положение отверстия. Экономия мощности от активного взаимодействия струи рециркуляционной жидкости и лопаток рабочего колеса обеспечивается. Канал подвода рециркуляционной жидкости целесообразно располагать в серповидном пространстве на стороне нагнетания на расстоянии 0,5–0,9 радиуса рабочего колеса.

Литература

1. Угинчус, А.А. Гидравлика и гидравлические машины. Харьков. : Изд-во Харьковского университета. 1970, с. 219–222

УДК 631.358: 519.711.3

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ВЫВЕШИВАНИЯ АДАПТЕРА КОРМОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Попов В.Б. (УО ГГТУ им. П.О. Сухого)

В статье рассматриваются проблемы копирования рельефа адаптером кормоуборочного комбайна. Показаны некоторые приемы формализованного описания механизма вывешивания адаптера. Вниманию предлагается способ решения проблемы качественного копирования опорной поверхности. Даются рекомендации по рациональному выбору параметров механизма вывешивания адаптера.

Введение

Снижение потерь кормов в процессе уборки самоходным кормоуборочным комбайном (СКК) связано в том числе и с обеспечением правильного функционирования механизма вывешивания адаптера (МВА). МВА предназначен для качественного копирования рельефа башмаками жатки или подборщика в заданном диапазоне вертикального перемещения адаптера относительно самоходного измельчителя.