

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ МЕРИДИОНАЛЬНЫХ СКОРОСТЕЙ ЖИДКОСТИ В МЕЖЛОПАТОЧНЫХ КАНАЛАХ ГИДРОМУФТЫ

Ю. И. КАПУСТИН

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

Существующие методы гидравлического расчета рабочих колес гидромуфт предполагают, что работа совершаемая в круге циркуляции, эквивалентна работе средней струйки. Поэтому проектирование и расчет рабочих колес гидромуфты ведется по средней струйке. Место нахождения этой струйки определяется из предположения постоянства меридиональной скорости как в сечениях ортогональных линиям тока, так и вдоль линии тока.

Исследования направления скорости циркуляционного потока, проведенные автором, показали, что средняя меридиональная скорость в сечении, ортогональном линии тока, не остается постоянной вдоль линии тока. При этом коэффициент изменения средней меридиональной скорости почти для всех режимов скольжений может быть принят постоянным. Замеры меридиональных скоростей потока, проведенные С. Н. Козловым [1], показали, что и в сечениях ортогональных линиям тока постоянство скорости не имеет места. Анализируя эпюру распределения меридиональных скоростей в этих сечениях, можно установить следующее:

а) эпюра распределения скоростей по меридиональному сечению идентична почти для всех режимов скольжений,

б) радиус положения максимальных скоростей потока жидкости на входе и выходе из турбинного колеса не зависит от скольжения.

Это позволяет аппроксимировать эпюру распределения скоростей жидкости по меридиональному сечению эмпирической зависимостью. Аппроксимация может быть произведена следующим образом.

Как указывалось многими авторами [2], [3], поток в гидромуфте носит турбулентный характер. В случае турбулентного потока касательные напряжения в жидкости зависят от обстоятельств движения, которые различны для различных расстояний от стенки канала [4]. Вследствие этого аналитический расчет эпюры скоростей может быть решен только приближенно в результате использования различных допущений и гипотез. Подобные задачи были решены многими авторами (Л. Прандтль, Т. Карман, А. Н. Патрашев и др.).

Л. Прандтлем был получен логарифмический закон распределения скоростей по живому сечению потока. Эти формулы, дающие хорошее совпадение с опытными данными для основной части ядра потока, иногда не удовлетворяют граничным условиям. Практически более удобны приближенные формулы, выражающие закон распределения скоростей

потока в виде степенных функций. Т. Карман предложил записывать этот закон в виде

$$u = u_{\max} \left(1 - \frac{r}{r_0}\right)^{\frac{1}{m}}, \quad (1)$$

где u_{\max} — максимальная скорость потока в сечении,
 r_0 — радиус живого сечения,
 r — радиус элементарной струйки,
 m — коэффициент.

Эта формула была предложена для распределения скоростей при турбулентном характере потока в трубах круглого сечения, в которых максимальная скорость потока находится в центре сечения. Поток в гидромупфте имеет несколько другое распределение скоростей, если рассматривать только входное сечение потока в турбинное колесо. В вихревом центре, который можно сопоставить с центром трубы круглого сечения, скорость потока равна нулю. Для того, чтобы зависимость (1) удовлетворяла этому граничному условию, ее запишем в следующем виде:

$$w = \alpha w_{\text{ср}} \left(1 - \frac{y}{L}\right)^{\frac{1}{m}} \cdot \frac{y}{L}, \quad (2)$$

где y — координата расположения элементарной струйки на входе в турбинное колесо,
 L — длина входного сечения потока в радиальном направлении (рис. 1),

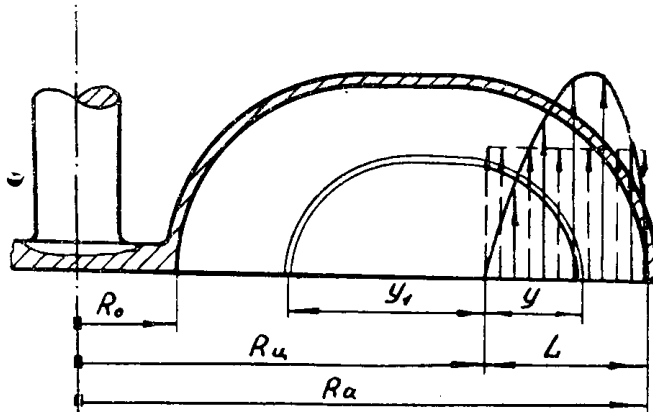


Рис. 1

$w_{\text{ср}}$ — средняя меридиональная скорость на входе в турбинное колесо,
 α и m — безразмерные коэффициенты.

Коэффициенты α и m найдем следующим образом. Как показали опыты С. Н. Козлова, положение максимальной меридиональной скорости на входе в турбинное колесо не зависит от скольжения, и она расположена на расстоянии, равном приблизительно $0,7 L$, от центра вихревой зоны (рис. 2). Следовательно, при $y = 0,7 L$ имеем

$$\frac{dw}{dy} = 0.$$

Исходя из этого условия, найдем значение коэффициента m . Взяв первую производную по y от выражения (2), приравняв ее нулю и производя очевидные упрощения, получим

$$m = \frac{L}{L-y}.$$

Для муфты, испытанной С. Н. Козловым, коэффициент равен

$$\frac{1}{m} = \frac{L - 0,7L}{L} = 0,3.$$

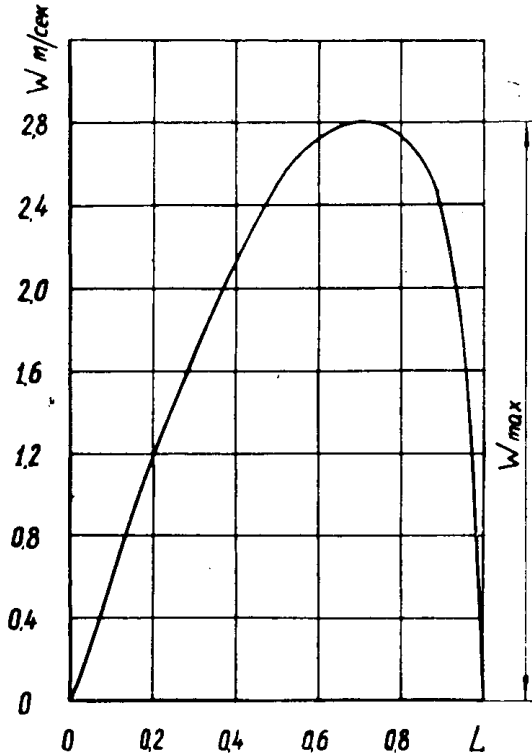


Рис. 2

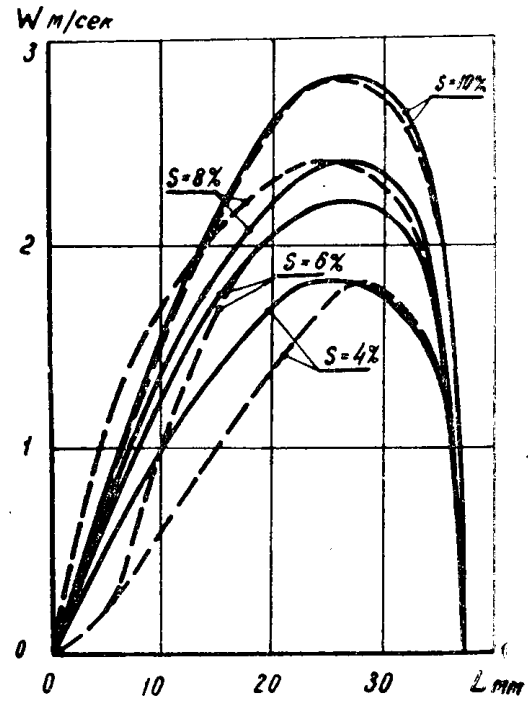


Рис. 3

Коэффициент α найдем из условия

$$2\pi \int_0^L \omega_{cp} (R_u + y) dy = 2\pi \int_0^L \alpha \omega_{cp} \left(1 - \frac{y}{L}\right)^{\frac{1}{m}} \cdot \frac{y}{L} (R_u + y) dy.$$

Производя упрощения и разрешая относительно α , получим

$$\alpha = \frac{\int_0^L (R_u + y) dy}{\int_0^L \left(1 - \frac{y}{L}\right)^{\frac{1}{m}} \cdot \frac{y}{L} (R_u + y) dy}.$$

Для муфты С. Н. Козлова $\alpha = 2,86$, а распределение меридиональных скоростей на входе в турбинное колесо может быть аппроксимировано следующей зависимостью:

$$\omega = 2,86 \omega_{cp} \left(1 - \frac{y}{L}\right)^{0,3} \cdot \frac{y}{L}, \quad (3)$$

при этом максимальная скорость потока равна

$$\omega_{\max} = 1,39\omega_{\text{ср.}}$$

На рис. 3 приведены эпюры распределения меридиональных скоростей для различных скольжений на входе в турбинное колесо, полученные по зависимости (3) (сплошные линии) и по данным С. Н. Козлова (пунктирные линии).

Зная зависимость распределения скоростей потока на входе в турбинное колесо, нетрудно получить распределение меридиональных скоростей в выходном сечении турбинного колеса.

Введем обозначения (рис. 1):

y_1 — координата элементарной струйки на выходе из турбинного колеса,

κ' — коэффициент, учитывающий изменение площади входного потока по отношению к площади выходного потока, ограниченного элементарной струйкой и вихревым центром в турбинном колесе.

Площадь потока на входе в турбинное колесо может быть представлена в виде

$$F_1 = 2\pi R_{\text{ц}} \cdot y + \pi y^2 - y\delta n, \quad (4)$$

на выходе

$$F_2 = 2\pi R_{\text{ц}} \cdot y_1^2 - \pi y_1 - y_1\delta n. \quad (5)$$

Здесь n — количество лопаток в турбинном колесе,
 δ — толщина лопаток.

Исходя из уравнения сплошности, для потока, ограниченного элементарной струйкой и вихревой зоной можно, записать:

$$F_2 = \kappa' F_1. \quad (6)$$

Коэффициент κ' при переменном y также будет изменяться вследствие того, что изменение меридиональной скорости в элементарной струйке зависит от разности ее на входе и выходе в турбинном колесе. Для упрощения расчетов примем закономерность изменения коэффициента κ' от y по линейному закону, который запишем в следующем виде:

$$\kappa' = 1 + \frac{y}{L} (\kappa - 1), \quad (7)$$

где κ — коэффициент, характеризующий суммарное изменение входной площади потока по отношению к площади выхода, или, иначе говоря, коэффициент изменения средней меридиональной скорости.

Внося зависимости (4), (5) и (7) в (6) получим

$$2 \left(R_{\text{ц}} - \frac{n\delta}{2\pi} \right) y_1 - y_1^2 = \left(1 + \frac{y}{L} \kappa - \frac{y}{L} \right) \left(2R_{\text{ц}} \cdot y + y^2 - \frac{\delta n y}{\pi} \right)$$

или

$$y_1^2 - 2 \left(R_{\text{ц}} - \frac{n\delta}{2\pi} \right) y_1 + \left(1 + \frac{y}{L} \kappa - \frac{y}{L} \right) \left(2 \cdot R_{\text{ц}} \cdot y + y^2 - \frac{\delta n y}{\pi} \right) = 0.$$

Определяя из этого уравнения y_1 и производя очевидные преобразования, получим

$$y_1 = R_{\text{ц}} \left[1 - \frac{n\delta}{2\pi R_{\text{ц}}} - \sqrt{\left(1 - \frac{n\delta}{2\pi R_{\text{ц}}} \right)^2 - \left(1 + \frac{y}{L} \kappa - \frac{y}{L} \right) \times} \right. \\ \left. \times \left(2 \frac{y}{R_{\text{ц}}} + \frac{y^2}{R_{\text{ц}}^2} - \frac{\delta n y}{\pi R_{\text{ц}}^2} \right) \right].$$

Задаваясь радиусом входа элементарной струйки, можно найти ее радиус выхода и определить величину меридиональной скорости на выходе турбинного колеса по зависимости (2), заменяя в ней

$$\omega_{\text{ср}} \text{ на } \frac{\omega_{\text{ср}}}{\kappa}$$

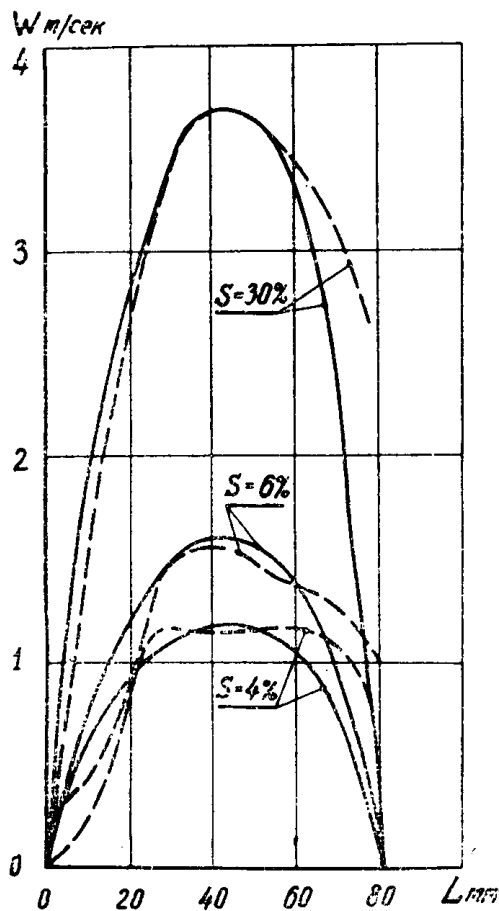


Рис. 4

На рис. 4 показаны расчетные (сплошные линии) и экспериментальные (пунктирные линии) эпюры распределения меридиональных скоростей потока жидкости на выходе из турбинного колеса.

Как видно из рис. 3 и 4, расчетные кривые имеют незначительные отклонения от экспериментальных кривых распределения меридиональных скоростей потока на входе в турбинное колесо для всех режимов скольжений и несколько большие отклонения для выходного потока, особенно в области малых скольжений.

Таким образом, предлагаемые зависимости довольно хорошо отражают закон распределения меридиональных скоростей по сечению гидромуфты, а поэтому могут быть использованы для корректировки положения эквивалентной струйки и при других расчетах.

ЛИТЕРАТУРА

1. С. Н. Козлов. Измерение потока между рабочими колесами гидродинамических муфт. Труды ВИГМ, выпуск XXXIII, М., 1963.
2. М. Н. Этингер. Теория и расчет турбомуфт. Оборонгиз, 1947.
3. Д. Я. Алексапольский. Гидродинамические передачи. Машгиз, 1963.
4. Р. Р. Чугаев. Гидравлика. Госэнергоиздат, 1963.