

## ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ РАСХОДА ЖИДКОСТИ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ГИДРОСИСТЕМ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Ю. Я. КОМИСАРЕНКО, П. Я. КРАУИНЬШ

(Представлена научным семинаром кафедр станков и резания металлов  
и технологии машиностроения)

При проведении экспериментальных исследований гидросистем наиболее часто приходится сталкиваться с измерением давления рабочей жидкости и ее расхода.

Для измерения давления разработаны и серийно выпускаются самые разнообразные приборы, пригодные как для статических, так и для динамических испытаний.

Этого нельзя сказать в отношении расходомеров, пригодных для исследования гидросистем металлорежущих станков, поэтому создание расходомера, удовлетворяющего современному уровню развития гидропривода, является весьма актуальной задачей.

В настоящее время при проведении статических испытаний, т. е. при изучении установившихся неколебательных процессов, о расходе судят по весу или объему жидкости, наполняющей мерный бак за известный промежуток времени. Для динамических исследований находят применение малоинерционные гидродвигатели. Достаточно точное исследование нелинейных процессов, протекающих в гидросистемах, требует применения прибора, который обладал бы достаточным быстродействием, малым сопротивлением потоку протекаемой жидкости, постоянством проточной характеристики независимо от скорости изменения расхода в системе, достаточно большим диапазоном измерения, способностью выдерживать пиковые давления в гидросистеме. Характеристики прибора не должны меняться в зависимости от давления измеряемого потока жидкости.

Ряд конструкций расходомеров приведен в [8], [5], [6], [7].

Весьма точными и в то же время достаточно простыми являются приборы, в которых скорость потока преобразуется во вращение аксиальной крыльчаткой. Скорость вращения этой крыльчатки может измеряться фотоэлектрическими, индуктивными или емкостными преобразователями.

Авторами разработан и испытан прибор для измерения расхода с аксиальной крыльчаткой и фотоэлектрическим преобразователем.

Блок-схема электронной части прибора приведена на рис. 1 а. Световой поток, идущий от источника света *S* через конденсатор 1 к фотоэлементу 3, прерывается лопастями крыльчатки 2. Сигнал в виде переменного напряжения усиливается усилителем 4.

Статическое измерение расхода может быть произведено или путем регистрации количества импульсов за определенный промежуток времени, или сравнением на электронном осциллографе частоты

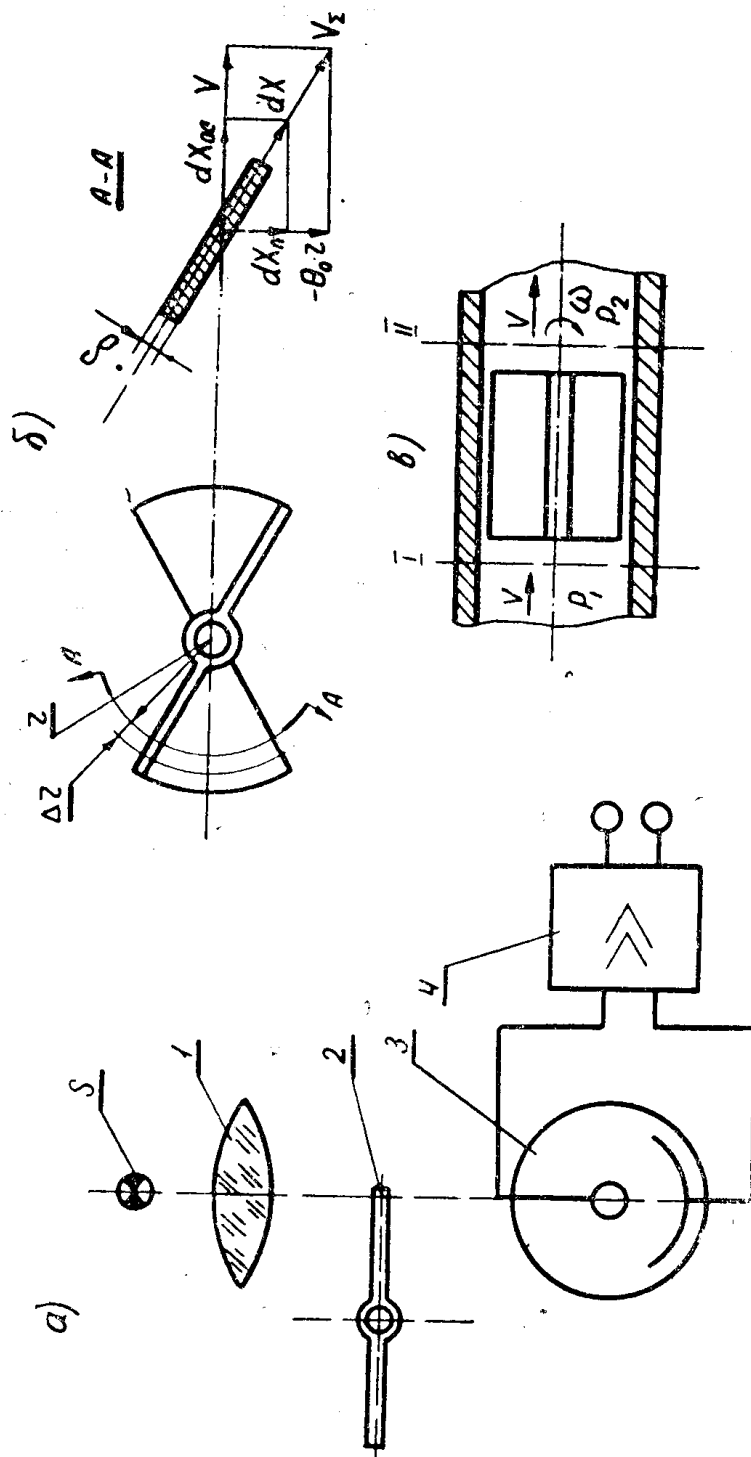


Рис. 1 Схема работы расходомера.

поступающих из усилителя 4 импульсов с эталонной частотой, вырабатываемой генератором; кроме того, частоту следования импульсов можно измерить при помощи частотомера (например ИЧ-6).

При исследовании динамических процессов сигнал с выхода усилителя 4 подают на шлейф шлейфового осциллографа.

Изготовленный и испытанный опытный образец прибора имел следующие данные: диаметр крыльчатки  $D = 20$  мм, число лопастей  $z = 2$ , длина крыльчатки  $l = 10$  мм, допустимое давление  $P_0 = 150$  кг/см<sup>2</sup>, диаметр оси крыльчатки  $d_1 = 1$  мм, наружный диаметр упорного подшипника  $d = 3$  мм, шаг винтовой спирали крыльчатки  $T = 60$  мм, вес крыльчатки  $G = 1,450$  г, диаметральный зазор  $\Delta D = 0,5$  мм. Крыльчатка вращается в подшипниках скольжения, изготовленных из фторопласта.

Расходомер устойчиво работает при изменениях расхода от 3 л/мин. до 90 л/мин.

Зависимость между скоростью вращения крыльчатки  $\Theta$  и расходом  $Q$  имеет вид:  $\Theta = Q_n + \alpha Q$ , что подтверждается также в [5].

Качество работы прибора во многом зависит от правильного выбора геометрических размеров крыльчатки.

Наружный диаметр вертушки подбирается, исходя из максимальной допустимой скорости движения масла.

$$V = 3 \div 5 \text{ м/сек.} \quad [7]$$

Диаметр оси крыльчатки и диаметр подпятника выбирается из технологических соображений. Диаметральный зазор между крыльчаткой и трубой рекомендуется выбирать в пределах  $2 \div 5\%$  [7]. Длина крыльчатки выбирается, исходя из необходимого коэффициента перекрытия:

$$p = \frac{lz}{T}. \quad (1)$$

Для нормальной работы крыльчатки необходимо, чтобы  $0,3 < p < 1,2$ .

$$\text{Тогда} \quad l = 0,3 \div 1,2 \frac{T}{z}.$$

При измерении стационарных расходов имеет место оптимальное значение отношения диаметра крыльчатки к ее шагу  $\zeta = \frac{D}{T}$ , которое

можно определить, рассмотрев работу вертушки в потоке жидкости.

Для упрощения математических выкладок сделаны следующие допущения:

- 1) поле скоростей жидкости в трубе равномерно;
- 2) величина закручивания потока  $\omega$  мала по сравнению со скоростью вращения вертушки  $\Theta$ .

Если бы отсутствовали силы трения в опорах крыльчатки, а также силы сопротивления вращению крыльчатки в жидкости, то имела бы место следующая зависимость между скоростью течения жидкости  $V$  и скоростью вращения крыльчатки  $\Theta$ :

$$\Theta_0 = \frac{2\pi V}{T}. \quad (2)$$

В реальных условиях работы крыльчатка вращается с меньшей скоростью  $\Theta < \Theta_0$ , в силу чего поток, проходя через крыльчатку, приобретает некоторую угловую скорость вращения

$$\omega = \Theta_0 - \Theta. \quad (3)$$

А так как осевая скорость потока  $V$  остается неизменной, то кинетическая энергия потока увеличивается, что приводит в соответствии с законом Бернулли к перепаду давления между сечениями I—I и II—II (рис. 1б)

$$\Delta p_k = \frac{1}{16} \rho D^2 \omega^2, \quad (4)$$

где  $\Delta p_k$  — составляющая перепада давления на крыльчатке, вызванная увеличением кинетической энергии потока;  
 $\rho$  — плотность жидкости.

Вследствие лобового сопротивления лопасти крыльчатки появляются момент сопротивления вращению крыльчатки и осевая сила, прижимающая крыльчатку к подпятнику.

Для определения этих сил выделим на лопасти участок  $dr$ , находящийся на расстоянии  $r$  от оси его вращения, и рассмотрим план скоростей для этого участка (рис. 1в). На данный элемент действует сила:

$$dX = \frac{1}{2} C_x F_1 \rho V_z^2 = \frac{1}{2} C_x dr S \rho (V^2 + \Theta_0^2 r^2), \quad (5)$$

где  $C_x$  — коэффициент лобового сопротивления,  
 $F_1$  — миделево сечение участка лопасти,  
 $V_z$  — скорость обтекания данного участка,

$$V_z = \sqrt{V^2 + (\Theta_0 r)^2}.$$

Данное усилие раскладывается на составляющие  $dX_{oc}$  и  $dX_n$  соответственно параллельно и перпендикулярно оси вращения крыльчатки:

$$dX_{oc} = dX \sin \beta = dX \frac{T}{2\pi r \sqrt{1 + \frac{T^2}{4\pi^2 r^2}}}, \quad (6)$$

$$dX_n = dX \cos \beta = dX \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{T^2}{4\pi^2 r^2}}}, \quad (7)$$

где  $\beta$  — угол подъема лопасти крыльчатки на радиусе  $r$ ; причем

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{T}{2\pi r}.$$

Сила  $dX_{oc}$ , прижимающая крыльчатку к подпятнику, вызывает момент сопротивления:

$$dM_{mp_2} = dX_{oc} df.$$

Сила  $dX_n$  вызывает также момент сопротивления вращению крыльчатки;

$$dM_{mp_3} = 2dX_n r.$$

Полные моменты этих сил определяются:

$$M_{mp_2} = f d \int_{d/2}^{D/2} dX_{oc}; \quad M_{mp_3} = \int_{d/2}^{D/2} r dX_n.$$

Учитывая, что  $d$  мало по сравнению  $D$ , интегрируем в пределах от 0 до  $D/2$ ; выражение, стоящее под корнем, разложим в ряд Тейлора

и возьмем первые два члена. При разложении учитывалось, что  $\frac{T^2}{4\pi^2 r^2} > 1$ . Произведя интегрирование и сделав необходимые преобразования, получим:

$$M_{mp} = \frac{1}{2} C_x f d \delta \rho \left\{ \frac{\Theta_0^2 \zeta^2 T^3}{8\pi^2} - \frac{\Theta_0^2 T^3 \zeta}{2\pi^2} + \pi^2 V^2 T + \Theta_0^2 T^3 \ln \left( T + \frac{\pi D}{2} \right) \right\}. \quad (8)$$

$$M_{mp} = 2C_x \delta \rho \left\{ \frac{\Theta_0^2 T^4 \zeta^2}{32\pi^2} - \frac{\Theta_0^2 T^3 \zeta}{8\pi^3} + \frac{\Theta_0^2 T^4}{4\pi^4} \ln \left( T + \frac{\pi D}{2} \right) + \frac{\Theta_0^2 \zeta^4 T^4}{64} - \right. \\ \left. - \frac{\Theta_0^2 T^4 \zeta^3}{24\pi} + \frac{\Theta_0^2 T^4 \zeta^2}{8\pi^2} + \frac{\Theta_0^2 T^4 \zeta}{2\pi^3} + \frac{\Theta_0^2 T^4}{\pi^4} \ln \left( T + \frac{\pi D}{2} \right) \right\}. \quad (9)$$

Момент сопротивления вращению вертушки  $M_{mp_1}$ ,  $M_{mp_2}$  и  $M_k$  вызывает также перепад давления на вертушке:

$$\Delta P_0 = \frac{2\pi}{FT} (M_{mp_1} + M_{mp_2} + M_k), \quad (10)$$

где

$$F = \frac{\pi D^2}{4},$$

$$M_k = \Delta p_k \frac{\pi D^2}{4} f \frac{d}{2},$$

где  $M_k$  момент сопротивления, вызванный перепадом давления  $\Delta p_k$ . Полный момент сопротивления вращению вертушки тогда будет:

$$M_{mp} = Ff \frac{d}{2} (\Delta p_0 + \Delta p_k). \quad (11)$$

Решая систему уравнений (10) и (11), имеем:

$$M_{mp} \left( 1 - \frac{d}{2} \frac{2\pi f}{T} \right) = \frac{d}{2} Ff \left[ \Delta p_k + \frac{2\pi}{FT} (M_{mp_1} + M_{mp_2}) \right]. \quad (12)$$

Закручивание потока при прохождении его через крыльчатку ведет к появлению на последней крутящего момента, который может быть определен из закона сохранения количества движения [9]:

$$M_{\partial s} \cdot \Delta \tau = \Delta (I \omega), \quad (13)$$

где  $I$  — момент инерции столба жидкости;

$m$  — масса жидкости, прошедшая через крыльчатку за промежуток времени  $\Delta \tau$ .

$$m = \frac{\pi D^2}{4} V \Delta \tau \rho. \quad (14)$$

Выражение (13) с учетом (14) и (2) может быть преобразовано:

$$M_{\partial s} = \frac{\rho}{64} D^4 \Theta_0 T \omega. \quad (15)$$

Учитывая, что в статике  $M_{\partial s} = M_{mp}$ , подставим в выражение (12) уравнение (15).

$$\frac{\rho}{64} D^4 \Theta_0 T \omega \left( 1 - \frac{df\pi}{T} \right) = \frac{d}{2} Ff \left[ \Delta p_k + \frac{2\pi}{FT} (M_{mp_1} + M_{mp_2}) \right]. \quad (16)$$

Подставив вместо  $M_{mp_2}$ ;  $M_{mp_3}$ ;  $\Delta p_k$  их значения из уравнений (8), (9), (4), придем к выражению, связывающему относительную ошибку  $\frac{\omega}{\theta_0}$  вращения аксиальной крыльчатки с ее геометрическими размерами:

$$\frac{\rho}{64} D^4 T \omega \left( 1 - \frac{df\pi}{T} \right) = df\pi \left\{ \frac{\omega^2}{128} \rho \zeta^4 T^4 + \frac{C_x \delta \rho}{2T} \left[ \frac{fd\theta_0^2 \zeta^2 T^3}{8\pi} - \right. \right.$$

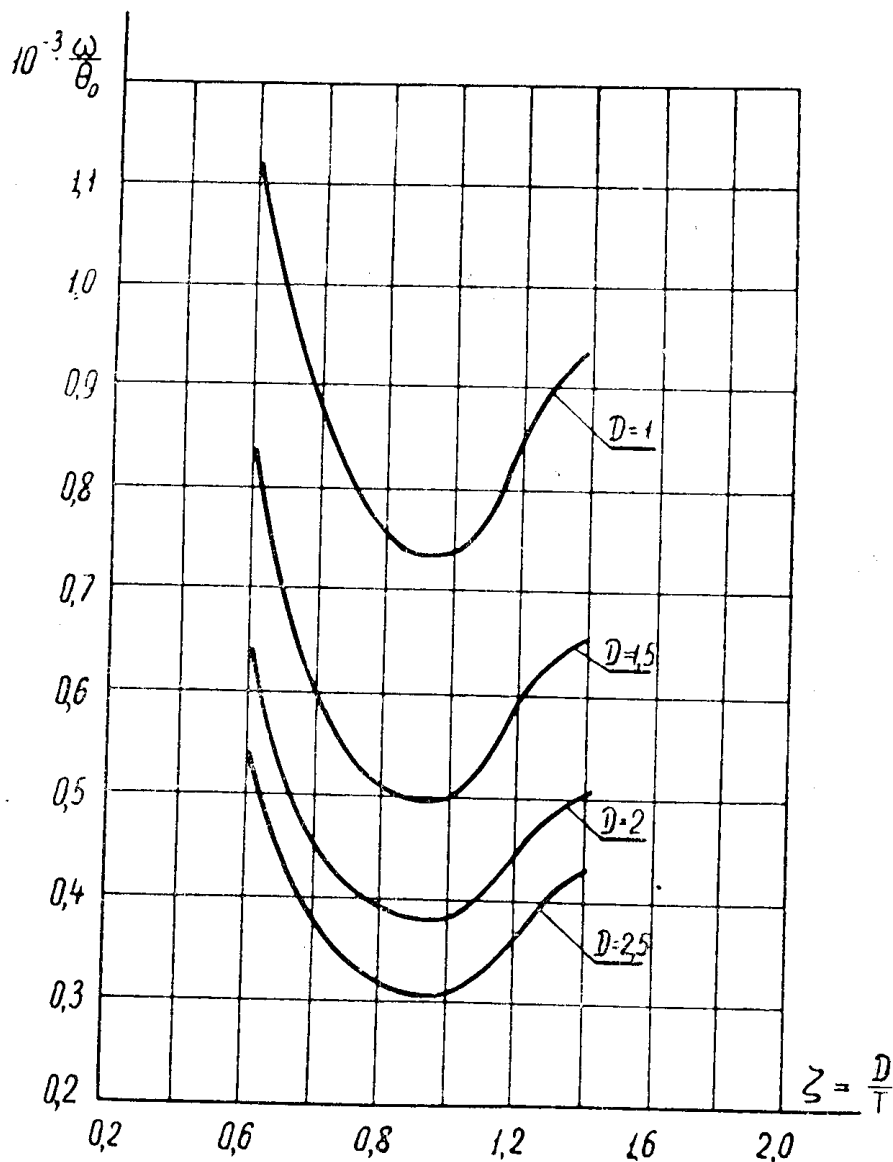


Рис. 2 Кривые для расчета оптимального значения  $\frac{D}{T}$

$$\begin{aligned} & - \frac{fd\theta_0^2 T^3 \zeta}{2\pi^2} + \frac{5fd\theta_0^2 T^3}{4\pi^3} \ln \left( T + \frac{\pi D}{2} \right) + \frac{\theta_0^2 T^4 \zeta^2}{8\pi^2} - \frac{\theta_0^2 T^4 \zeta}{2\pi^3} + \\ & + \frac{2\theta_0^2 T^4}{\pi^4} \ln \left( T + \frac{\pi D}{2} \right) + \frac{\theta_0^2 \zeta^4 T^4}{16} - \frac{\theta_0^2 T^4 \zeta^3}{6\pi} + \frac{\theta_0^2 T^4 \zeta^2}{2\pi^2} + \frac{2\theta_0^2 T^4 \zeta}{\pi^3} \Bigg\}. \quad (17) \end{aligned}$$

Учитывая, что  $d \approx 0,2D$ ;  $f = 0,05$ , приведя подобные и отбросив члены второго порядка малости, разрешим (17) относительно  $\frac{\omega}{\theta_0}$ :

$$\frac{\omega}{\theta_0} = 0,64 \pi \frac{C_{x\delta}}{D} \left[ 0,0629 \zeta^2 - \frac{2}{6\pi} \zeta + \frac{3}{2\pi^3} \zeta^{-1} + \frac{2}{\pi^4} \zeta^{-2} \ln \left( T + \frac{\pi D}{2} \right) + \frac{0,62}{\pi^2} \right]. \quad (18)$$

Пользуясь выражениями (17) или (18), для выбранного диаметра крыльчатки  $D$  можно выбрать оптимальное значение шага крыльчатки. Эта задача может быть разрешена также с помощью рис. 2, на котором изображена зависимость (18).

Таким образом, аксиальный крыльчатый расходомер с фотоэлектрическим преобразователем является достаточно точным и в то же время простым прибором, пригодным для исследования металлорежущих станков.

Прибор пригоден как для статических, так и для динамических испытаний.

Испытания изготовленного прибора показали, что его тарировочная кривая  $f = f(Q)$  аппроксимируется уравнением  $f = Q_n + \alpha Q$ , максимальная относительная ошибка не превышает 1%. Определение геометрических размеров можно провести по приведенной в статье методике.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Энциклопедический справочник «Машиностроение» т. 1, кн. 1. Машгиз, 1947.
2. И. С. Градштейн, И. М. Рыжик. Таблицы интегралов сумм, рядов и произведений. Физмашгиз, 1963.
3. Дж. Дж. Траксел. Справочная книга по технике автоматического регулирования. Перевод с английского. Госэнергоиздат, 1962.
4. Решение Четвертого совещания по автоматизации процессов машиностроения 9—13 июня 1964 г. Москва, 1964.
5. Л. Л. Бошняк, Л. Н. Бызов. Измерение малых расходов жидкостей. Машгиз, 1961.
6. Г. П. Катус. Массовые расходомеры. «Энергия», 1965.
7. Т. М. Башта. Машиностроительная гидравлика. Машгиз, 1963.
8. П. П. Кремлевский. Расходомеры. Машгиз, 1963.
9. А. А. Учингус. Гидравлика и гидравлические машины. Изд. Харьковского университета, 1960.