

РАСЧЕТ ПУСКОВЫХ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА ТИПОВЫЕ БЫСТРОХОДНЫЕ МЕШАЛКИ

Сташевская О.В., Федотов В.В.

*Санкт-Петербургский государственный технологический институт
(технический университет), Санкт-Петербург*

Ключевые слова: крутящий момент, мощность перемешивания, гидродинамическая сила, лопастная мешалка, трехлопастная мешалка, турбинная открытая мешалка.

Аннотация. Получены формулы для пусковой мощности, пускового крутящего момента на валу и пусковых гидродинамических сил, действующих на лопасти трех типов стандартных мешалок (лопастных, трехлопастных и турбинных открытых). Все полученные формулы могут быть использованы в комплексном силовом расчете приводов аппаратов с мешалкой, включая вал и мешалку.

CALCULATION OF STARTING HYDRODYNAMIC LOADS FOR FAST ROTATING STANDARD MODEL IMPELLERS

Stashevskaja O.V., Fedotov V.V.

Saint-Petersburg State Institute of Technology (Technical University), Saint-Petersburg

Keywords: power consumption, torque, hydrodynamic force, two-blades impeller, three-blades impeller, six-blades impeller.

Abstract. Formulas for starting power consumption, starting torque and starting hydrodynamic forces acting on mixer`s blades for three types of standard model impellers (two – blades impeller, three – blades impeller, six – blades impeller) are obtained. All of them may be useful in complex strength calculations of mixer`s drive, including mixer`s shaft and mixer`s impeller.

Введение

Типовые быстроходные мешалки (лопастные, турбинные открытые, трехлопастные с наклонными лопастями) широко применяются в химической и смежных отраслях промышленности при проведении процессов гомогенизации всевозможных жидкофазных сред в гладкостенных реакторах с центральным или эксцентричным расположением валов мешалок, а также в реакторах, оборудованных различными внутренними устройствами (например, отражательными перегородками, змеевиками и т.п.) [1, 2]. При этом трехлопастные мешалки особенно эффективны при проведении процессов суспендирования, а турбинные открытые мешалки при проведении процессов эмульгирования.

В настоящей работе получены расчетные зависимости для максимальных значений мощности перемешивания, крутящего момента на валу мешалки и гидродинамических сил, действующих на лопасти мешалок в момент пуска реактора. Эти зависимости позволяют физически обоснованно учесть воздействие гидродинамической среды с целью последующего выбора и комплексного расчета привода механического перемешивающего устройства и его элементов на прочность.

Основные расчетные зависимости

Рассмотрим типовую *лопастную мешалку* (тип 07 по АТК 24.201.17 – 90) [3]. В диапазоне изменения диаметра мешалки 125-630 мм лопастная мешалка состоит из неразъемной ступицы с двумя приваренными к ней лопастями в виде прямоугольных пластин (см. рис. 1).

Во время пуска условия обтекания лопасти мешалки с радиусом $r_m = 0,5d_m$ и радиусом ступицы $r_c = 0,5d_c$ соответствуют ее движению в неподвижной гидродинамической среде.

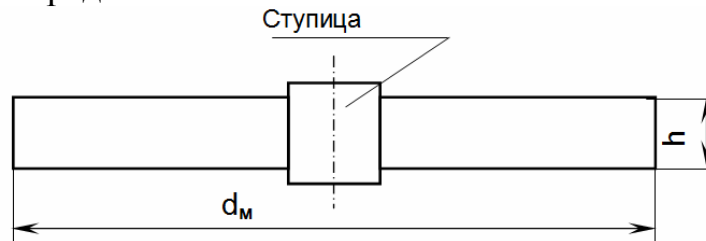


Рис. 1. Лопастная мешалка

При этом на малый элемент лопасти шириной dr и высотой h , находящийся на расстоянии r от начала координат в центре мешалки, со стороны жидкости в направлении нормали к лопасти действует элементарная гидродинамическая сила [5, 6]:

$$dF_n = \xi \frac{\rho V_n^2(r)}{2} h dr, \quad (1)$$

где ξ – коэффициент сопротивления лопасти; h – ширина лопасти; ρ – плотность жидкости; $V_n(r)$ – нормальная составляющая скорости набегающего потока жидкости.

Последняя, очевидно, равна:

$$V_n(r) = \omega r, \quad (2)$$

где ω – угловая скорость вращения мешалки.

Рассчитаем пусковой крутящий момент для лопастной мешалки относительно оси ее вращения по формулам:

$$\begin{aligned} T &= 2 \int_{r_c}^{r_m} dT(r) = 2 \int_{r_c}^{r_m} r dF_n(r) dr = \frac{1}{4} \xi \rho h \omega^2 r_m^4 \left[1 - \left(\frac{r_c}{r_m} \right)^4 \right] = \\ &= \frac{1}{64} \xi \rho h \omega^2 d_m^4 \left[1 - \left(\frac{d_c}{d_m} \right)^4 \right], \end{aligned} \quad (3)$$

С учетом характерных для типовой лопастной мешалки соотношений габаритных размеров [3]

$$\frac{h}{r_m} = \frac{1}{5} \quad (4)$$

формулы (3) могут быть записаны в упрощенном виде:

$$T = 5 \cdot 10^{-2} \xi \rho \omega^2 r_M^5 \left[1 - \left(\frac{r_c}{r_M} \right)^4 \right] = 1,56 \cdot 10^{-3} \xi \rho \omega^2 d_M^5 \left[1 - \left(\frac{d_c}{d_M} \right)^4 \right]. \quad (5)$$

Пусковая мощность с учетом зависимостей (5) может быть определена по формулам:

$$N = T\omega = 5 \cdot 10^{-2} \xi \rho \omega^3 r_M^5 \left[1 - \left(\frac{r_c}{r_M} \right)^4 \right] = 1,56 \cdot 10^{-3} \xi \rho \omega^3 d_M^5 \left[1 - \left(\frac{d_c}{d_M} \right)^4 \right]. \quad (6)$$

Вспользуемся формулами (1), (2) и определим равнодействующую силу F_p (см. рис. 2) от распределенной гидродинамической нагрузки $F_n(r)$, действующей на лопасть мешалки:

$$\begin{aligned} F_p &= \int_{r_c}^{r_M} dF_n(r) = \xi \frac{\rho}{2} h \omega^2 \int_{r_c}^{r_M} r^2 dr = \frac{1}{6} \xi \rho h r_M^3 \omega^2 \left[1 - \left(\frac{r_c}{r_M} \right)^3 \right] = \\ &= \frac{1}{48} \xi \rho h d_M^3 \omega^2 \left[1 - \left(\frac{d_c}{d_M} \right)^3 \right]. \end{aligned} \quad (7)$$

Изгибающий момент, приложенный к лопасти мешалки, возникающий вследствие воздействия распределенной гидродинамической нагрузки $F_n(r)$, может быть определен по формулам:

$$\begin{aligned} M &= \int_{r_c}^{r_M} r dF_n(r) = \xi \frac{\rho}{2} h \omega^2 \int_{r_c}^{r_M} r^3 dr = \frac{1}{8} \xi \rho h r_M^4 \omega^2 \left[1 - \left(\frac{r_c}{r_M} \right)^4 \right] = \\ &= \frac{1}{128} \xi \rho h d_M^4 \omega^2 \left[1 - \left(\frac{d_c}{d_M} \right)^4 \right]. \end{aligned} \quad (8)$$

Расстояние r_p от оси вращения мешалки до точки приложения равнодействующей силы F_p (см. рис. 2) определим с учетом формул (7) и (8):

$$r_p = \frac{M}{F_p} = \frac{\int_{r_c}^{r_M} r dF_n(r)}{\int_{r_c}^{r_M} dF_n(r)} = \frac{3}{4} r_M \frac{1 - \left(\frac{r_c}{r_M} \right)^4}{1 - \left(\frac{r_c}{r_M} \right)^3} = \frac{3}{8} d_M \frac{1 - \left(\frac{d_c}{d_M} \right)^4}{1 - \left(\frac{d_c}{d_M} \right)^3}. \quad (9)$$

В случае малости величины радиуса ступицы по сравнению с радиусом мешалки, т.е. при $\frac{r_c}{r_M} \ll 1$, формула может быть упрощена и записана в следующем

виде:

$$r_p = \frac{3}{4} r_m = 0,75 r_m. \quad (10)$$

Этот результат хорошо согласуется с экспериментально установленной зависимостью [1, 2]:

$$r_p = 0,8 r_m. \quad (11)$$

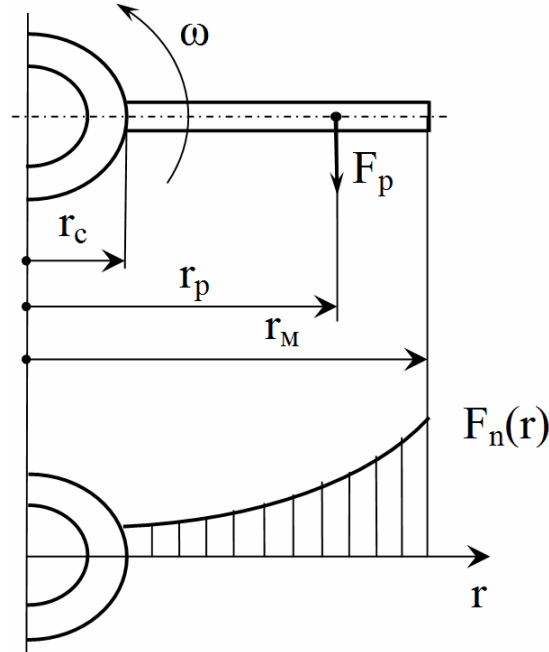


Рис. 2. Гидродинамическая нагрузка на лопасть мешалки

Полученные зависимости (7)–(10) для F_p и r_p соответственно позволяют предложить расчетную схему лопасти мешалки в виде консольной пластины с жесткой заделкой в месте расположения сварного шва, соединяющего лопасть со ступицей, с целью проведения впоследствии прочностного расчета мешалки.

При проведении практических расчетов на прочность, наряду с формулой (7) для расчета равнодействующей силы F_p , удобно также воспользоваться расчетными зависимостями, связывающими равнодействующую силу с пусковой мощностью мешалки N и пусковым крутящим моментом T на валу, которые могут быть получены путем сопоставления зависимостей (7) и формул для расчета крутящего момента на валу T (5) и мощности перемешивания N (6) для двухлопастной мешалки, полученных авторами ранее [4, 7-9]:

$$F_p = \frac{2}{3} \frac{T}{r_m} \frac{1 - \left(\frac{r_c}{r_m}\right)^3}{1 - \left(\frac{r_c}{r_m}\right)^4} = \frac{2}{3} \frac{N}{\omega r_m} \frac{1 - \left(\frac{r_c}{r_m}\right)^3}{1 - \left(\frac{r_c}{r_m}\right)^4} = \frac{4}{3} \frac{T}{d_m} \frac{1 - \left(\frac{d_c}{d_m}\right)^3}{1 - \left(\frac{d_c}{d_m}\right)^4} = \frac{4}{3} \frac{N}{\omega d_m} \frac{1 - \left(\frac{d_c}{d_m}\right)^3}{1 - \left(\frac{d_c}{d_m}\right)^4}. \quad (12)$$

В случае малости величины радиуса ступицы по сравнению с радиусом мешалки, т.е. при $\frac{r_c}{r_m} \ll 1$, формулы (12) могут быть упрощены и записаны в следующем виде:

$$F_p = \frac{2 T}{3 r_M} = \frac{2 N}{3 \omega r_M} = \frac{4 T}{3 d_M} = \frac{4 N}{3 \omega d_M}. \quad (13)$$

Перейдем к рассмотрению *турбинной открытой мешалки* (тип 03 по АТК 24.201.17–90) [3], состоящей из ступицы, кольцевого диска и шести лопастей (см. рис. 3).

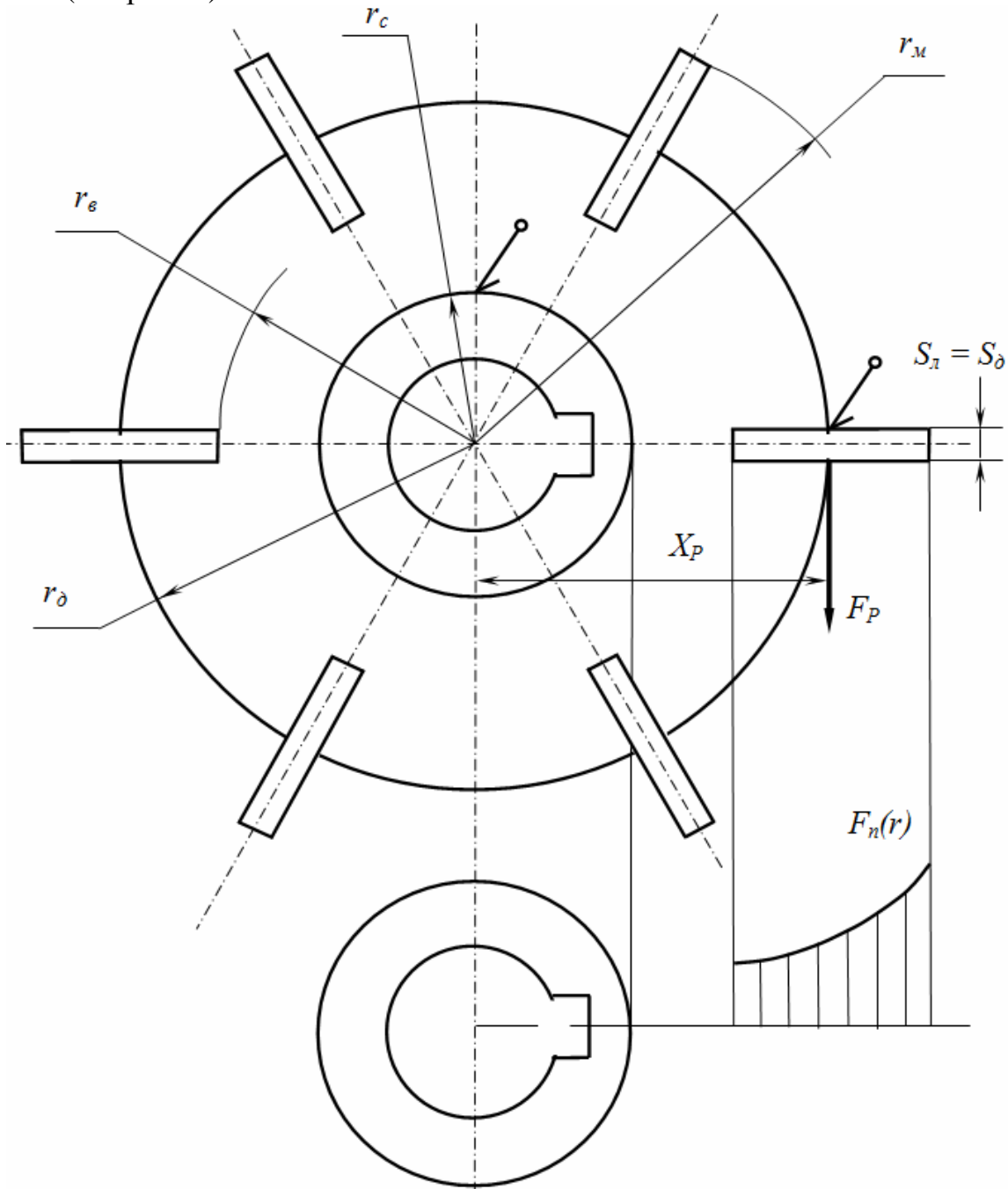


Рис. 3. Схема нагружения лопасти турбинной открытой мешалки равнодействующей гидродинамической силой

На малый элемент лопасти с площадью hdr , перпендикулярный плоскости кольцевого диска и находящийся на расстоянии r от начала координат в центре мешалки, в момент пуска со стороны обрабатываемой жидкофазной среды при турбулентном режиме обтекания, характерном для быстроходных мешалок, в направлении нормали к поверхности лопасти действует элементарная гидродинамическая сила:

$$dF_n = \xi \frac{\rho V_n^2(r)}{2} h dr, \quad V_n(r) = \omega r, \quad (14)$$

где ξ – коэффициент сопротивления лопасти; h – ширина лопасти, м; ρ – плотность жидкости, кг/м³; $V_n(r)$ – нормальная составляющая скорости набегающего потока жидкости, м/с; ω – угловая скорость вращения мешалки, рад/с.

Определим крутящий момент относительно оси вращения мешалки по формуле:

$$\begin{aligned} T &= 6 \int_{r_e}^{r_M} dT(r) = 6 \int_{r_e}^{r_M} r dF_n(r) dr = 0,75 \xi \rho h \omega^2 (r_M^4 - r_e^4) = \\ &= 4,69 \cdot 10^{-2} \xi \rho h \omega^2 (d_M^4 - d_e^4), \end{aligned} \quad (15)$$

где $r_M = 0,5 d_M$ – радиус мешалки, м; $r_e = 0,5 r_M$, м; $(r_M - r_e)$ – длина лопасти мешалки, м.

Пусковая мощность с учетом формулы (5) может быть записана в виде:

$$N = T\omega = 0,75 \xi \rho h \omega^3 (r_M^4 - r_e^4) = 4,69 \cdot 10^{-2} \xi \rho h \omega^3 (d_M^4 - d_e^4). \quad (16)$$

С учетом характерных для типовой турбинной открытой мешалки соотношений габаритных размеров:

$$\frac{h}{r_M} = 0,4, \quad \frac{r_e}{r_M} = \frac{d_e}{d_M} = 0,5. \quad (17)$$

формулы (15) и (16) могут быть записаны в следующем упрощенном виде:

$$T = 0,28 \xi \rho \omega^2 r_M^5 = 8,75 \cdot 10^{-3} \xi \rho \omega^2 d_M^5, \quad (18)$$

$$N = T\omega = 0,28 \xi \rho \omega^3 r_M^5 = 8,75 \cdot 10^{-3} \xi \rho \omega^3 d_M^5. \quad (19)$$

Воспользуемся формулами (14) и определим равнодействующую силу от распределенной гидродинамической нагрузки, действующей на лопасть мешалки (см. рис. 3):

$$\begin{aligned} F_p &= \int_{r_e}^{r_M} dF_n(r) = 0,5 \xi \rho h \omega^2 \int_{r_e}^{r_M} r^2 dr = \frac{1}{6} \xi \rho h \omega^2 r_M^3 \left[1 - \left(\frac{r_e}{r_M} \right)^3 \right] = \\ &= \frac{1}{48} \xi \rho h \omega^2 d_M^3 \left[1 - \left(\frac{d_e}{d_M} \right)^3 \right]. \end{aligned} \quad (20)$$

Изгибающий момент относительно оси мешалки, приложенный к лопасти мешалки и возникающий вследствие воздействия распределенной гидродинамической нагрузки $F_n(r)$, определим по формуле:

$$M = \int_{r_{\epsilon}}^{r_M} r dF_n(r) = \frac{1}{2} \xi \rho h \omega^2 \int_{r_{\epsilon}}^{r_M} r^3 dr = \frac{1}{8} \xi \rho h \omega^2 r_M^4 \left[1 - \left(\frac{r_{\epsilon}}{r_M} \right)^4 \right] =$$

$$= \frac{1}{128} \xi \rho h \omega^2 d_M^4 \left[1 - \left(\frac{d_{\epsilon}}{d_M} \right)^4 \right]. \quad (21)$$

Расстояние x_p от оси вращения мешалки до точки приложения равнодействующей силы F_p определим с учетом зависимостей (20) и (21):

$$x_p = \frac{M}{F_p} = \frac{\int_{r_{\epsilon}}^{r_M} r dF_n(r)}{\int_{r_{\epsilon}}^{r_M} dF_n(r)} = \frac{3}{4} r_M \frac{1 - \left(\frac{r_{\epsilon}}{r_M} \right)^4}{1 - \left(\frac{r_{\epsilon}}{r_M} \right)^3} = \frac{3}{8} d_M \frac{1 - \left(\frac{d_{\epsilon}}{d_M} \right)^4}{1 - \left(\frac{d_{\epsilon}}{d_M} \right)^3}. \quad (22)$$

Так как для стандартной турбинной открытой мешалки характерно соотношение $\frac{r_{\epsilon}}{r_M} = \frac{d_{\epsilon}}{d_M} = 0,5$, то $x_p = 0,8 r_M$.

Этот результат полностью согласуется с экспериментально установленной зависимостью для лопастных мешалок [1,3].

При проведении прочностных расчетов мешалки гидродинамическую силу набегающего потока обрабатываемой жидкофазной среды, распределенную по длине лопасти, следует заменить сосредоточенной равнодействующей силой F_p , приложенной в точке с координатой x_p (см. рис. 3).

С учетом соотношений (17) для типовой турбинной мешалки формула (20) может быть записана в упрощенном виде:

$$F_p = 0,146 \xi \rho h \omega^2 r_M^3 = 1,82 \cdot 10^{-2} \xi \rho h \omega^2 d_M^3. \quad (23)$$

Полученные зависимости для F_p и x_p позволяют в дальнейшем провести комплексный прочностной расчет турбинной открытой мешалки.

Рассмотрим теперь **трехлопастную с наклонными лопастями мешалку** (тип 01 по АТК 24.201.17 – 90)[3], состоящую из ступицы и трех приваренных к ней наклонных лопастей в виде прямоугольных пластин (см. рис. 4).

Во время пуска условия обтекания лопасти мешалки с радиусом $r_M = 0,5d_M$ и радиусом ступицы $r_{\epsilon} = 0,5d_{\epsilon}$ соответствуют ее движению в неподвижной гидродинамической среде.

При этом на малый элемент лопасти hdr с углом наклона α к плоскости, перпендикулярной оси вращения мешалки, и находящейся на расстоянии r от начала координат в центре мешалки, со стороны жидкости в направлении нормали к лопасти действует элементарная гидродинамическая сила [1, 5, 6]:

$$dF_n(r) = \xi \frac{\rho V_n^2(r)}{2} h dr, \quad (24)$$

где ξ – коэффициент сопротивления лопасти; h – ширина лопасти; ρ – плотность жидкости; $V_n(r)$ – нормальная составляющая скорости набегающего потока жидкости.

Последняя, очевидно, равна (см. рис 5):

$$V_n(r) = \omega r \sin \alpha, \quad (25)$$

где ω – угловая скорость вращения мешалки.

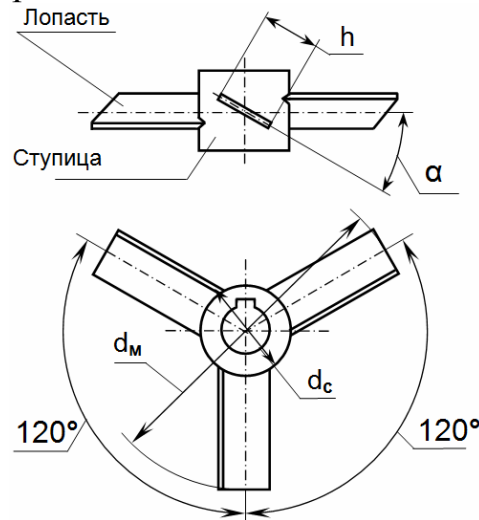


Рис. 4. Трехлопастная мешалка

Определим элементарный крутящий момент относительно оси вращения мешалки, возникающий за счет составляющей элементарной гидродинамической силы $dF_n(r)$, расположенной в плоскости, перпендикулярной оси вращения мешалки:

$$dT(r) = r dF_\tau(r) = r dF_n(r) \sin \alpha = \frac{1}{2} \xi \rho h \sin^3 \alpha \omega^2 r^3 dr. \quad (26)$$

Полная величина крутящего момента на валу мешалки может быть определена в результате интегрирования зависимости (26) по всей длине лопасти. С учетом наличия трех лопастей окончательно имеем:

$$\begin{aligned} T &= 3 \int_{r_c}^{r_M} dT(r) = \frac{3}{2} \xi \rho h \sin^3 \alpha \omega^2 \int_{r_c}^{r_M} r^3 dr = \frac{3}{8} \xi \rho h r_M^4 \omega^2 \sin^3 \alpha \left[1 - \left(\frac{r_c}{r_M} \right)^4 \right] = \\ &= \frac{3}{128} \xi \rho h d_M^4 \omega^2 \sin^3 \alpha \left[1 - \left(\frac{d_c}{d_M} \right)^4 \right]. \end{aligned} \quad (27)$$

На основании формулы (27) возможна оценка мощности перемешивания в момент пуска:

$$N = T\omega = \frac{3}{8} \xi \rho h r_M^4 \omega^3 \sin^3 \alpha \left[1 - \left(\frac{r_c}{r_M} \right)^4 \right] = \frac{3}{128} \xi \rho h d_M^4 \omega^3 \sin^3 \alpha \left[1 - \left(\frac{d_c}{d_M} \right)^4 \right]. \quad (28)$$

Суммарную осевую гидродинамическую силу F_a , действующую на мешалку, определим, проинтегрировав осевую составляющую элементарной гидродинамической силы по длине лопасти (см. рис. 5):

$$dF_a(r) = dF_n(r) \cos \alpha. \quad (29)$$

С учетом наличия трех лопастей у мешалки получим:

$$F_a = 3 \int_{r_c}^{r_M} dF_a(r) = \frac{3}{2} \xi \rho h \sin^2 \alpha \cos \alpha \omega^2 \int_{r_c}^{r_M} r^2 dr = \frac{1}{2} \xi \rho h r_M^3 \omega^2 \sin^2 \alpha \cos \alpha \left[1 - \left(\frac{r_c}{r_M} \right)^3 \right] = \frac{1}{16} \xi \rho h d_M^3 \omega^2 \sin^2 \alpha \cos \alpha \left[1 - \left(\frac{d_c}{d_M} \right)^3 \right]. \quad (30)$$

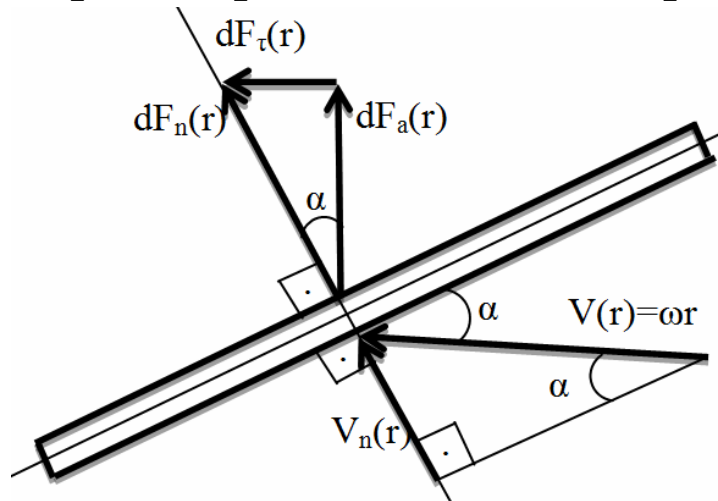


Рис. 5. Схема сил, действующих на лопасть мешалки

Для типовой трехлопастной с наклонными лопастями мешалки с учетом $\alpha = 30^\circ$ формулы (27),(28) и (30) могут быть записаны в следующем виде:

$$T = 4,69 \cdot 10^{-2} \cdot \xi \rho h r_M^4 \omega^2 \left[1 - \left(\frac{r_c}{r_M} \right)^4 \right] = 2,93 \cdot 10^{-3} \xi \rho h d_M^4 \omega^2 \left[1 - \left(\frac{d_c}{d_M} \right)^4 \right], \quad (31)$$

$$N = 4,69 \cdot 10^{-2} \cdot \xi \rho h r_M^4 \omega^3 \left[1 - \left(\frac{r_c}{r_M} \right)^4 \right] = 2,93 \cdot 10^{-3} \cdot \xi \rho h d_M^4 \omega^3 \left[1 - \left(\frac{d_c}{d_M} \right)^4 \right], \quad (32)$$

$$F_a = 1,09 \cdot 10^{-1} \cdot \xi \rho h r_M^3 \omega^2 \left[1 - \left(\frac{r_c}{r_M} \right)^3 \right] = 1,36 \cdot 10^{-2} \cdot \xi \rho h d_M^3 \omega^2 \left[1 - \left(\frac{d_c}{d_M} \right)^3 \right]. \quad (33)$$

Сопоставляя формулы для мощности перемешивания N (28), крутящего момента на валу T (27) и осевой гидродинамической силы F_a (30), получим полезные для практики расчетные зависимости, связывающие осевую нагрузку с мощностью и крутящим моментом:

$$F_a = \frac{4 N c t g \alpha}{3 \omega r_M} \cdot \frac{1 - \left(\frac{r_c}{r_M}\right)^3}{1 - \left(\frac{r_c}{r_M}\right)^4} = \frac{8 N c t g \alpha}{3 \omega d_M} \cdot \frac{1 - \left(\frac{d_c}{d_M}\right)^3}{1 - \left(\frac{d_c}{d_M}\right)^4}, \quad (34)$$

$$F_a = \frac{4 T c t g \alpha}{3 r_M} \cdot \frac{1 - \left(\frac{r_c}{r_M}\right)^3}{1 - \left(\frac{r_c}{r_M}\right)^4} = \frac{8 T c t g \alpha}{3 d_M} \cdot \frac{1 - \left(\frac{d_c}{d_M}\right)^3}{1 - \left(\frac{d_c}{d_M}\right)^4}. \quad (35)$$

Воспользуемся формулами (24), (25) и определим равнодействующую силу от распределенной гидродинамической нагрузки, действующей на лопасть мешалки:

$$\begin{aligned} F_p &= \int_{r_c}^{r_M} dF_n(r) = \xi \frac{\rho}{2} h \sin^2 \alpha \omega^2 \int_{r_c}^{r_M} r^2 dr = \frac{1}{6} \xi \rho h r_M^3 \omega^2 \sin^2 \alpha \left[1 - \left(\frac{r_c}{r_M}\right)^3 \right] = \\ &= \frac{1}{48} \xi \rho h d_M^3 \omega^2 \sin^2 \alpha \left[1 - \left(\frac{d_c}{d_M}\right)^3 \right]. \end{aligned} \quad (36)$$

Изгибающий момент, приложенный к лопасти мешалки, возникающий вследствие воздействия распределенной гидродинамической нагрузки $F_n(r)$, может быть определен по формуле:

$$\begin{aligned} M &= \int_{r_c}^{r_M} r dF_n(r) = \xi \frac{\rho}{2} h \sin^2 \alpha \omega^2 \int_{r_c}^{r_M} r^3 dr = \frac{1}{8} \xi \rho h r_M^4 \omega^2 \sin^2 \alpha \left[1 - \left(\frac{r_c}{r_M}\right)^4 \right] = \\ &= \frac{1}{128} \xi \rho h d_M^4 \omega^2 \sin^2 \alpha \left[1 - \left(\frac{d_c}{d_M}\right)^4 \right]. \end{aligned} \quad (37)$$

Расстояние x_p от оси вращения мешалки до точки приложения равнодействующей силы F_p определим с учетом формул (36) и (37):

$$x_p = \frac{M}{F_p} = \frac{\int_{r_c}^{r_M} r dF_n(r)}{\int_{r_c}^{r_M} dF_n(r)} = \frac{3}{4} r_M \frac{1 - \left(\frac{r_c}{r_M}\right)^4}{1 - \left(\frac{r_c}{r_M}\right)^3} = \frac{3}{8} d_M \frac{1 - \left(\frac{d_c}{d_M}\right)^4}{1 - \left(\frac{d_c}{d_M}\right)^3}. \quad (38)$$

В случае малости величины радиуса ступицы по сравнению с радиусом мешалки, т.е. при $\frac{r_c}{r_M} \ll 1$, формула (38) может быть упрощена и записана в следующем виде:

$$x_p = \frac{3}{4} r_M = 0,75 r_M. \quad (39)$$

Этот результат хорошо согласуется с экспериментально установленной зависимостью [1, 2]: $x_p = 0,8 r_M$.

Полученные зависимости для F_p и x_p соответственно позволяют предложить расчетную схему лопасти трехлопастной мешалки в виде консольной пластины с жесткой заделкой в месте расположения сварного шва, соединяющего лопасть со ступицей, длиной $r_M - r_c$, шириной h и толщиной s_l (см. рис. 6).

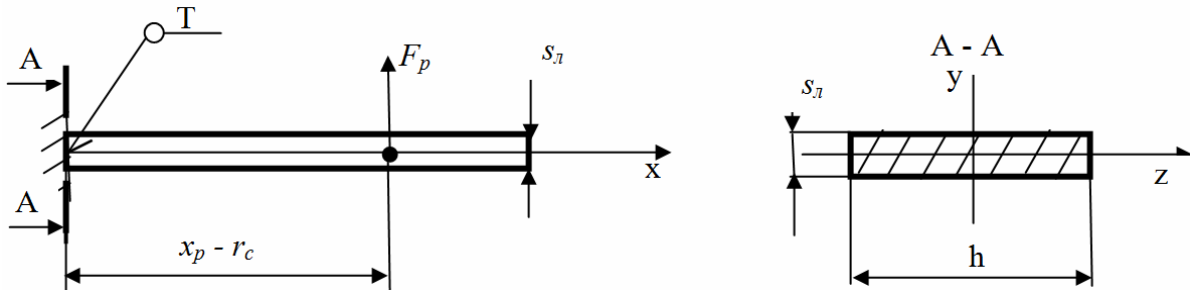


Рис. 6. Расчетная схема лопасти мешалки

При проведении практических расчетов на прочность наряду с формулой (36) для расчета равнодействующей силы F_p удобно также воспользоваться расчетными зависимостями, связывающими равнодействующую силу с пусковой мощностью мешалки и пусковым крутящим моментом на валу, которые могут быть получены путем сопоставления зависимостей (36) и формул (27) и (28) для расчета крутящего момента на валу T и мощности перемешивания N , полученных авторами ранее [4, 7-9]:

$$F_p = \frac{4}{9} \frac{N}{\omega r_M \sin \alpha} \frac{1 - \left(\frac{r_c}{r_M}\right)^3}{1 - \left(\frac{r_c}{r_M}\right)^4} = \frac{8}{9} \frac{N}{\omega d_M \sin \alpha} \frac{1 - \left(\frac{d_c}{d_M}\right)^3}{1 - \left(\frac{d_c}{d_M}\right)^4}, \quad (40)$$

Заключение

В настоящей работе получены расчетные зависимости для пусковой мощности, пускового крутящего момента и пусковых гидродинамических

нагрузок на лопасти типовых (лопастной, трехлопастной и турбинной открытой) быстроходных мешалок.

Полученные расчетные зависимости позволяют физически обоснованно учесть воздействие гидродинамической среды на мешалки в момент пуска с целью последующего выбора и комплексного расчета приводов механических перемешивающих устройств, в том числе валов механических перемешивающих устройств аппарата и мешалок на прочность.

Полученные расчетные зависимости являются оригинальными, имеют теоретическую и практическую значимость и внедряются в учебный процесс при подготовке инженеров – химиков-технологов по учебной дисциплине «Прикладная механика» в Санкт-Петербургском государственном технологическом институте (техническом университете).

Список литературы

1. Брагинский Л.Н., Бегачев В.И., Барабаш В.М. Перемешивание в жидких средах. – Ленинград: Изд-во «Химия», 1984. – 336 с.
2. Механические перемешивающие устройства. Руководящий нормативный документ. Метод расчета. – Ленинград: Изд-во РТП ЛенНИИхиммаш, 1986. – 253 с.
3. Луцко А.Н., Телепнев М.Д., Барановский В.М., Яковенко В.А., Борисов В.З., Марцулевич Н.А. Прикладная механика. Пособие по проектированию. – Изд. 4-ое, перераб. и доп. – СПб.: Изд-во СПбГТИ(ТУ), 2012. – 274 с.
4. Заплетохин В.А. Конструирование соединений деталей в приборостроении. Справочник. – Ленинград: Изд-во «Машиностроение», ленинградское отделение, 1985. – 223 с.
5. Марцулевич Н.А., Федотов В.В. О взаимодействии между средой и мешалкой в аппаратах с механическими перемешивающими устройствами // *Материалы научно-практической конференции, посвященной 184-й годовщине образования Санкт-Петербургского государственного технологического института (технического университета)*. – СПб.: Изд-во СПбГТИ(ТУ), 2012. – С. 147-148.
6. Сташевская О.В., Марцулевич Н.А., Федотов В.В. О гидродинамическом взаимодействии мешалки и перемешиваемой среды. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. – 256 с.
7. Сташевская О.В., Марцулевич Н.А., Федотов В.В. Силовое воздействие рабочей среды на элементы перемешивающего устройства при прецессионном движении валов // *Известия Санкт-Петербургского государственного технологического института (технического университета)*. – 2016. – №37(63). – С. 51-54.
8. Сташевская О.В., Марцулевич Н.А., Федотов В.В. О взаимосвязи между мощностью перемешивания, крутящим моментом и осевой гидродинамической силой, воздействующих на трехлопастную с наклонными лопастями мешалку в момент пуска // *«Молодой инженер – основа научно-технического прогресса»: Сборник научных трудов Международной научно-технической конференции*. – Курск: ЮЗГУ, 2015. – С. 353-356.
9. Сташевская О.В., Марцулевич Н.А., Федотов В.В. Расчет пусковых мощности и крутящего момента на валу типовой быстроходной мешалки // *Труды XIX Международного Форума по проблемам науки, техники и образования*. – М.: Академия наук о земле, 2015. – С. 89-90.

Сведения об авторах:

Сташевская Ольга Владимировна – старший преподаватель кафедры механики;
Федотов Владимир Васильевич – к.т.н., доцент кафедры механики.