

РАСЧЕТ ПУСКОВЫХ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА ТУРБИННЫЕ ОТКРЫТЫЕ МЕШАЛКИ И ИХ ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ

Сташевская О.В., Марцулевич Н.А., Федотов В.В.

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

Ключевые слова: турбинная открытая мешалка, лопасть мешалки, распределенная гидродинамическая сила, равнодействующая гидродинамическая сила, пусковая мощность, пусковой крутящий момент.

Аннотация. В настоящей работе приведена методика прочностного расчета турбинной открытой мешалки, находящейся под воздействием пусковых гидродинамических нагрузок. Методика базируется на полученных зависимостях для определения равнодействующей от распределенной гидродинамической силы, воздействующей на лопасти мешалки в момент пуска. Одновременно получены расчетные зависимости для пусковой мощности и пускового крутящего момента на валу мешалки.

CALCULATION OF STARTING HYDRODYNAMIC LOADS FOR SIX – BLADES IMPELLERS AND THEIR STRENGTH CALCULATION

Stashevskaja O.V., Martculevich N.A., Fedotov V.V.

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

Keywords: six – blades impeller, impeller's blade, distributed hydrodynamic force, equal hydrodynamic force, strength calculation, starting torque, starting power consumption.

Abstract. The procedure of impeller strength calculation based on formulas for starting power consumption, starting torque and equal hydrodynamic force acting on impeller's blades is presented. All the formulas are original.

Введение

Турбинные открытые мешалки относятся к числу быстроходных и 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.). Особенно эффективны такие мешалки при проведении процессов эмульгирования [1,2].

Целью настоящей работы является получение расчетных зависимостей для максимальных значений мощности перемешивания, крутящего момента на валу мешалки в момент пуска реактора и равнодействующей гидродинамической силы, приложенной к лопасти мешалки, а также получение методики прочностного расчета турбинных открытых мешалок, находящихся под воздействием пусковых гидродинамических нагрузок.

Основные расчетные зависимости

Рассмотрим турбинную открытую мешалку, состоящую из ступицы, кольцевого диска и шести лопастей (см. рис. 1).

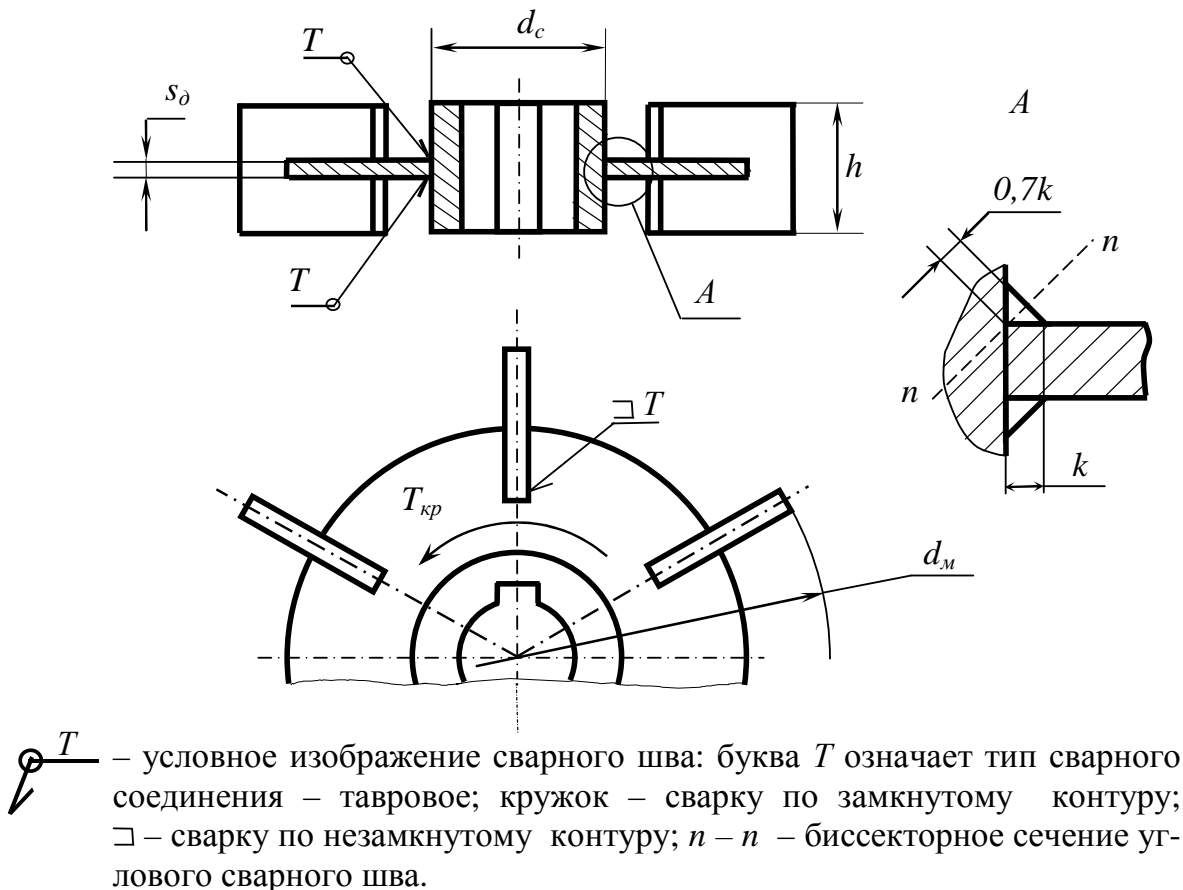


Рис. 1. Схема к расчету угловых швов турбинной открытой мешалки

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:

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

где ξ – коэффициент сопротивления лопасти; h – ширина лопасти, м;

ρ – плотность жидкости, $кг/м^3$; $V_n(r)$ – нормальная составляющая скорости набегающего потока жидкости, м/с; ω – угловая скорость вращения мешалки, рад/с.

Определим крутящий момент относительно оси вращения мешалки по формуле:

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

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 (2) может быть записана в виде:

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

С учетом характерных для типовой турбинной открытой мешалки (по АТК 24.201.17-90) соотношений габаритных размеров [3]:

$$\frac{h}{r_M} = 0,4, \quad \frac{r_\epsilon}{r_M} = \frac{d_\epsilon}{d_M} = 0,5 \quad (4)$$

формулы (2) и (3) могут быть записаны в следующем упрощенном виде:

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

$$N = T\omega = 0,28\xi\rho\omega^3 r_M^5 = 8,75 \cdot 10^{-3} \xi\rho\omega^3 d_M^5. \quad (6)$$

Воспользуемся формулами (1) и определим равнодействующую силу от распределенной гидродинамической нагрузки, действующей на лопасть мешалки (см. рис. 2):

$$\begin{aligned} F_p &= \int_{r_\epsilon}^{r_M} dF_n(r) = 0,5\xi\rho h\omega^2 \int_{r_\epsilon}^{r_M} r^2 dr = \frac{1}{6} \xi\rho h\omega^2 r_M^3 \left[1 - \left(\frac{r_\epsilon}{r_M}\right)^3 \right] = \\ &= \frac{1}{48} \xi\rho h\omega^2 d_M^3 \left[1 - \left(\frac{d_\epsilon}{d_M}\right)^3 \right]. \end{aligned} \quad (7)$$

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

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

Расстояние x_p от оси вращения мешалки до точки приложения равнодействующей силы F_p определим с учетом зависимостей (7) и (8):

$$x_p = \frac{M}{F_p} = \frac{\int_{r_\epsilon}^{r_M} r dF_n(r)}{\int_{r_\epsilon}^{r_M} dF_n(r)} = \frac{3}{4} r_M \frac{1 - \left(\frac{r_\epsilon}{r_M}\right)^4}{1 - \left(\frac{r_\epsilon}{r_M}\right)^3} = \frac{3}{8} d_M \frac{1 - \left(\frac{d_\epsilon}{d_M}\right)^4}{1 - \left(\frac{d_\epsilon}{d_M}\right)^3}. \quad (9)$$

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].

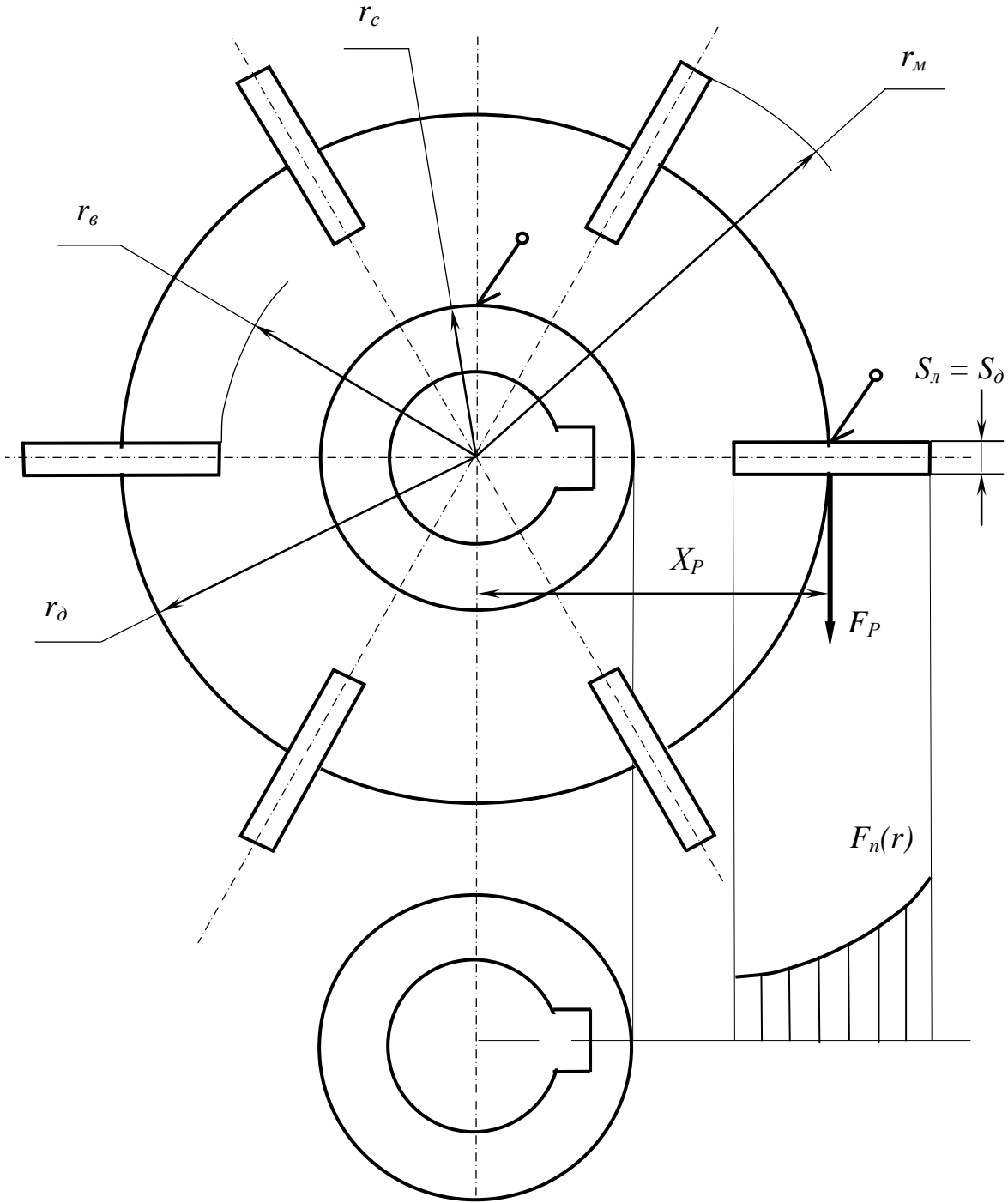


Рис. 2. Схема нагружения лопасти турбинной открытой мешалки равнодействующей гидродинамической силой

При проведении прочностных расчетов мешалки гидродинамическую силу набегающего потока обрабатываемой жидкофазной среды, распределенную по длине лопасти, заменим сосредоточенной равнодействующей силой F_p , которую приложим в точке с координатой x_p (см. рис. 2).

С учетом соотношений (4) для типовой турбинной мешалки формула (7) может быть записана в упрощенном виде:

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

Лопастей турбинной открытой мешалки и кольцевой диск, а также ступица мешалки и кольцевой диск соединены между собой при помощи угловых швов тавровых сварных соединений.

Подобные сварные соединения принято рассчитывать на деформацию среза [3,4].

Полученные расчетные зависимости (2), (3), (5), (6) и (7), (10) позволяют предложить методику проведения проверочного прочностного расчета турбинных открытых мешалок.

Начнем с проверочного прочностного расчета на срез двухсторонних угловых сварных швов таврового соединения лопасти и кольцевого диска. Запишем условие прочности на срез двухстороннего углового шва таврового сварного соединения лопасти мешалки и кольцевого диска (см. рис. 2):

$$\tau_{cp}^l = \frac{F_{cp}}{A_{ш}^l} \leq [\tau]^*,$$

где τ_{cp}^l – касательные напряжения в конструкционном материале сварных швов,

Pa ; $F_{cp} = F_p$ – сила среза, действующая на сварной шов, H ;

$[\tau]^* = \varphi[\sigma]$ – допускаемое касательное напряжение для конструкционного материала шва, Pa ; $\varphi = 0,65$ – коэффициент прочности сварного шва для таврового соединения двухсторонним швом при ручной сварке [3,4];

$[\sigma]$ – допускаемое нормальное напряжение для конструкционного материала мешалки, Pa ;

$A_{ш}^l = 4(r_{\partial} - r_{\epsilon}) \cdot 0,7\kappa$ – суммарная площадь биссекторного сечения двухстороннего сварного шва, m^2 ; $\kappa = 0,85s_{\partial}$ – катет сварного шва, m ;

s_{∂} – толщина кольцевого диска, m ; $r_{\partial} = 0,75r_m$ – внешний радиус кольцевого диска, m ; $r_{\epsilon} = 0,5r_m$, m .

Сварной двухсторонний шов, соединяющий ступицу мешалки с кольцевым диском, рассчитаем аналогичным образом на прочность при деформации среза:

$$\tau_{cp}^{\partial} = \frac{F_{cp}^{\partial}}{A_{ш}^{\partial}} \leq [\tau]^*, \quad F_{cp}^{\partial} = \frac{T}{r_c},$$

где τ_{cp}^{∂} – касательные напряжения в конструкционном материале сварных швов,

Pa ; F_{cp}^{∂} – сила среза, действующая на сварные швы, H ;

$A_{ш}^{\partial} = 2\pi d_c \cdot 0,7\kappa = 4\pi r_c \cdot 0,7\kappa = 2,8r_c \cdot \kappa$ – суммарная площадь биссекторного сечения угловых швов, m^2 ; r_c – радиус ступицы, m ; κ – катет сварного шва (см. рис.1), m ; $[\tau]^* = \varphi[\sigma]$ – допускаемое касательное напряжение для конструкционного материала швов, Pa ; $\varphi = 0,65$ – коэффициент прочности сварного шва для таврового соединения двухсторонним швом при ручной сварке.

Полученные выше зависимости для пусковой мощности (3), (6) и пускового крутящего момента на валу мешалки (2), (5) позволяют на стадии проектирования аппарата с быстроходной турбинной открытой мешалкой рационально подобрать

привод и провести проверочный прочностной расчет вала аппарата с мешалкой на прочность при кручении.

Заключение

В настоящей работе приведена методика прочностного расчета турбинных открытых мешалок, находящихся под воздействием пусковых гидродинамических нагрузок. Проанализированы особенности нагружения лопастей мешалки распределенной гидродинамической нагрузкой. Приведены формулы для определения равнодействующей распределенной по длине лопасти гидродинамической силы, а также координаты точки ее приложения на лопасти мешалки.

Методика базируется на полученных зависимостях для определения равнодействующей от распределенной гидродинамической силы, воздействующей на лопасти мешалки в момент пуска.

Одновременно получены расчетные зависимости для пусковой мощности и пускового крутящего момента на валу мешалки.

Все приводимые в данной работе расчетные зависимости являются оригинальными, имеют теоретическую и практическую значимость. Эти зависимости могут быть использованы в комплексных прочностных расчетах приводов аппаратов, используемых в химической и смежных отраслях промышленности. Предложенная в данной работе методика прочностного расчета открытой турбинной мешалки в настоящее время внедряется в учебный процесс при подготовке химиков-технологов по учебной дисциплине «Прикладная механика».

Список литературы

1. Брагинский Л.Н. Перемешивание в жидких средах / Л.Н. Брагинский, В.И. Бегачев, В.М. Барабаш. – Ленинград: Изд-во «Химия», 1984. – 336с.
2. Механические перемешивающие устройства. Руководящий нормативный документ. Метод расчета. – Л.: Изд-во РТП ЛенНИИХиммаш, 1986. – 253с.
3. Луцко А.Н. Прикладная механика. Пособие по проектированию / А.Н. Луцко, М.Д. Телепнев, В.М. Барановский, В.А. Яковенко, В.З. Борисов, Н.А. Марцулевич. – Изд. 4-ое, перераб. и доп. – СПб.: Изд-во СПбГТИ(ТУ), 2012. – 274с.
4. Заплетохин В.А. Конструирование соединений деталей в приборостроении. Справочник. – Л.: Изд-во «Машиностроение», ленинградское отделение, 1985. – 223с.

Сведения об авторах:

Сташевская Ольга Владимировна – старший преподаватель кафедры механики СПбГТИ(ТУ) г.Санкт-Петербург;

Марцулевич Николай Александрович – д.т.н., профессор, заведующий кафедрой механики, декан механического факультета, СПбГТИ(ТУ) г.Санкт-Петербург;

Федотов Владимир Васильевич – к.т.н., доцент кафедры механики, СПбГТИ(ТУ) г.Санкт-Петербург.