

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЛОПАСТНЫХ МЕШАЛОК С УЧЕТОМ ПУСКОВЫХ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

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

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

Ключевые слова: лопастная мешалка, лопасть мешалки, распределенная гидродинамическая сила, равнодействующая гидродинамическая сила.

Аннотация. В настоящей работе приведена методика прочностного расчета лопастной мешалки, находящейся под воздействием пусковых гидродинамических нагрузок. Методика базируется на полученных зависимостях для определения равнодействующей от распределенной гидродинамической силы, действующей на лопасти мешалки в момент пуска.

CALCULATION OF THE STRENGTH OF THE BLADE AGITATORS TAKING INTO ACCOUNT THE STARTING HYDRODYNAMIC LOADS

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

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

Keywords: paddle agitator, distributed hydrodynamic force, resultant hydrodynamic force.

Abstract. In this paper, the method of strength calculation of a paddle agitator under the influence of starting hydrodynamic loads is given. The method is based on the obtained dependences to determine the resultant of the distributed hydrodynamic force acting on the agitator blades at the time of start-up.

Введение

Лопастные 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.) [1,2,6].

Целью настоящей работы является получение методики прочностного расчета лопастной мешалки испытывающей воздействие пусковых гидродинамических нагрузок.

Полученные расчетные зависимости являются важной составляющей частью комплексного расчета привода механического перемешивающего устройства на прочность.

Основные расчетные зависимости

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

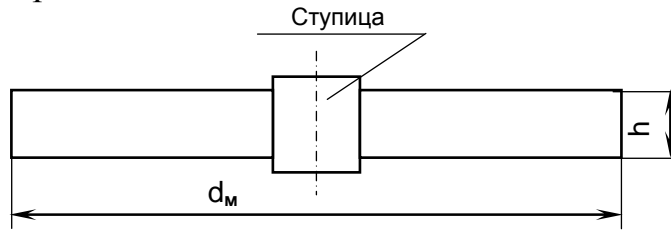


Рис. 1.

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 [4,5]:

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

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.

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

$$F_p = \int_{r_c}^{r_m} dF_n(r) = \xi \frac{\rho}{2} h \omega^2 \int_{r_c}^{r_m} r^2 dr = \frac{1}{6} \xi \rho h r_m^3 \omega^2 \left[1 - \left(\frac{r_c}{r_m} \right)^3 \right] =$$

$$\frac{1}{48} \xi \rho h d_m^3 \omega^2 \left[1 - \left(\frac{d_c}{d_m} \right)^3 \right]. \quad (3)$$

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

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

$$\frac{1}{128} \xi \rho h d_m^4 \omega^2 \left[1 - \left(\frac{d_c}{d_m} \right)^4 \right]. \quad (4)$$

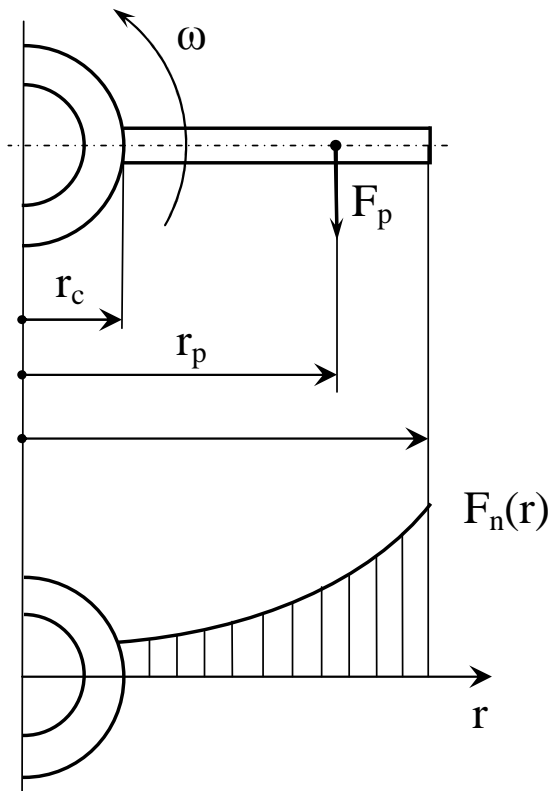


Рис. 2.

Расстояние x_p от оси вращения мешалки до точки приложения равнодействующей силы F_p определим с учетом формул (3) и (4):

$$x_p = \frac{M}{F_p} = \frac{\int_{r_c}^{r_m} r dF_n(r)}{\int_{r_c}^{r_m} dF_n(r)} = \frac{3}{4} r_m \frac{1 - \left(\frac{r_c}{r_m}\right)^4}{1 - \left(\frac{r_c}{r_m}\right)^3} = \frac{3}{8} d_m \frac{1 - \left(\frac{d_c}{d_m}\right)^4}{1 - \left(\frac{d_c}{d_m}\right)^3}. \quad (5)$$

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:

$$x_p = \frac{3}{4} r_m = 0,75 r_m. \quad (6)$$

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

$$x_p = 0,8 r_m. \quad (7)$$

Полученные зависимости (3) и (5) для F_p и x_p соответственно позволяют предложить расчетную схему лопасти 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 (рис. 3).

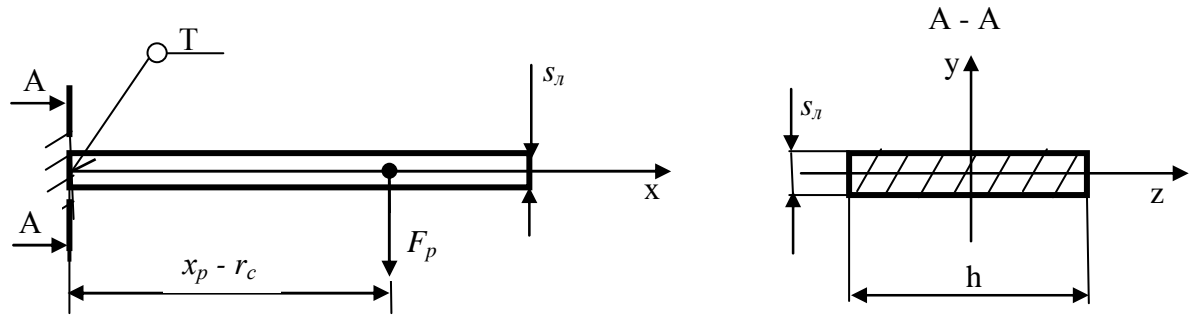


Рис. 3.

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

$$T = 2 \int_{r_c}^{r_M} dT(r) = 2 \int_{r_c}^{r_M} r dF_n(r) dr = \frac{1}{4} \xi \rho h \omega^2 r_M^4 \left[1 - \left(\frac{r_c}{r_M} \right)^4 \right] = \frac{1}{64} \xi \rho h \omega^2 d_M^4 \left[1 - \left(\frac{d_c}{d_M} \right)^4 \right], \quad (8)$$

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

$$\frac{h}{r_M} = \frac{1}{5} \quad (9)$$

формулы (8) могут быть записаны в упрощенном виде:

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

Пусковая мощность с учетом зависимостей (10) может быть определена по формулам:

$$N = T\omega = 5 \cdot 10^{-2} \xi \rho \omega^3 r_M^5 \left[1 - \left(\frac{r_c}{r_M} \right)^4 \right] = 1,56 \cdot 10^{-3} \xi \rho \omega^3 d_M^5 \left[1 - \left(\frac{d_c}{d_M} \right)^4 \right]. \quad (11)$$

При проведении практических расчетов на прочность наряду с формулой (3) для расчета равнодействующей силы F_p удобно также воспользоваться расчетными зависимостями, связывающими равнодействующую силу с пусковой мощностью мешалки N и крутящим моментом T на валу, которые могут быть получены путем сопоставления зависимостей (3) и формул для расчета крутящего момента на валу T (10) и мощности перемешивания N (11) для двухлопастной мешалки, полученных авторами ранее [7,8]:

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

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:

$$F_P = \frac{2}{3} \frac{T}{r_m} = \frac{2}{3} \frac{N}{\omega r_m} = \frac{4}{3} \frac{T}{d_m} = \frac{4}{3} \frac{N}{\omega d_m}. \quad (13)$$

Проверка на прочность мешалки в месте приварки лопастей к ступице выполняется по условию прочности на изгиб [3]:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_z} \leq \varphi[\sigma]^*, \quad (14)$$

где $M_{\max} = F_P (x_P - r_c)$; $W_z = \frac{hs^2}{6}$ – осевой момент сопротивления поперечного сечения сварного шва относительно главной центральной оси инерции z ; $[\sigma]^* = \varphi[\sigma]$; σ_{\max} – максимальное напряжение в конструкционном материале сварного шва, $[\sigma]^*$ – допускаемое напряжение конструкционного материала сварного шва, $[\sigma]$ – допускаемое напряжение для конструкционного материала мешалки при заданной расчетной температуре, $\varphi = 0,8$ – коэффициент прочности двустороннего сварного шва для случая таврового соединения при сварке вручную.

Заключение

В настоящей работе приведена методика прочностного расчета лопастной мешалки, находящейся 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.

Полученные 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 расчета в настоящий момент внедряется в учебный процесс при подготовке химиков-технологов по дисциплине «Прикладная механика».

Список литературы

1. 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.
2. Брагинский Л.Н. Перемешивание в жидких средах / Л.Н. Брагинский, В.И. Бегачев, В.М. Барабаш. – Л.: Изд-во «Химия», 1984. – 336с.

3. Механические перемешивающие устройства. Руководящий нормативный документ. Метод расчета. – Л.: Изд-во РТП ЛенНИИхиммаш, 1986. – 253с.
4. Марцулевич Н.А., Федотов В.В. О взаимодействии между средой и мешалкой в аппаратах с механическими перемешивающими устройствами //Материалы научно- практической конференции, посвященной 184 годовщине образования Санкт-Петербургского государственного технологического института (технического университета). – СПб.: Изд-во СПбГТИ(ТУ), 2012. – С. 147-148.
5. 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.
6. 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.
7. 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 // Материалы международной научно-технической конференции. Курск, 2015. С. 353-356.
8. 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., 2015. С. 89-90.

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.