

К ВОПРОСУ МЕХАНИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПОЛЫХ ВАЛОВ САМОВСАСЫВАЮЩИХ МЕШАЛОК

В. Я. Стороженко, д-р техн. наук, профессор;

В. И. Барвин*, ст. преподаватель;

В. И. Шабрацкий*, канд. техн. наук, доцент,

Сумский государственный университет, г. Суми, Украина;

*Институт химических технологий ВНУ им. В. Даля, г. Рубежное, Украина

Рассмотрены вопросы аппаратного оформления газожидкостных реакторов объемного типа с механическими перемешивающими устройствами. На основе проведенных лабораторных испытаний моделей мешалок с применением пустотенных валов, предложена методика прочностного расчета.

Ключевые слова: мешалка, реактор, полый вал, крутящий момент, сульфирование.

Массообменные процессы в системе газ-жидкость проводятся, в основном, в традиционных газожидкостных реакторах объемного типа с подачей газового реагента через расположенный под перемешиваемым устройством барботер.

Как показывает практика работы таких аппаратов, эффективность процесса массообмена в них невысокое. В последнее время с этой задачей хорошо справляются объемные газожидкостные реакторы с самовсасывающими эжекционными мешалками [1,2]. Подача в них газового реагента в зону реакции осуществляется при помощи полого вала который состоит из цельнометаллического хвостовика и приваренной к нему полой трубы. В верхней части трубы выполнены отверстия (круглой, квадратной, прямоугольной или овальной формы) для входа газового реагента, а к нижней части прикрепляется мешалка. Для предотвращения смешения исходного газового реагента с отработанным газом используется разделительное устройство, которые размещено под крышкой аппарата, причем входные отверстия полого вала расположены в пространстве разделительного устройства.

Выполнение отверстий в стенке полой трубы вала может привести к недопустимому понижению прочности, жесткости и виброустойчивости вала, т. к. отверстия какой-либо формы уменьшают площадь поперечного сечения вала. При перемешивании реакционной массы нагрузка воспринимается перемычками между этими отверстиями, которые могут не обеспечить условие прочности в плоскости сечения, проходящего через их центры. Поэтому для обеспечения механической прочности полого вала в области отверстий, а с учетом того, что самовсасывающие эжекционные мешалки являются быстроходными, необходимо проводить расчеты полого вала на прочность и виброустойчивость.

В аппаратах с перемешиваемыми устройствами, как правило, применяются валы, работающие в системе жесткий вал, и скорость их вращения выбирается ниже первой критической. Учитывая то, что самовсасывающие эжекционные мешалки относятся к быстроходным перемешивающим устройствам, частоту вращения вала иногда целесообразно подбирать такой, которая соответствует режиму работы вала в закритической области, т. е. в режиме гибкого вала. При этом возникает вопрос обеспечения надежной работы таких валов. Очевидно, что применение полой конструкции вала значительно облегчает его массу и, как результат, влияет на величину критической скорости вала.

Применение таких аппаратов для перемешивания газожидкостных сред высокоскоростными мешалками требует установления областей устойчивого докритического и закритического режимов вращения системы пустотелый вал – самовсасывающая мешалка. При этом мы исходили из следующих допущений.

1. Перемешиваемая среда – смесь ньютоновских жидкостей с газом (воздухом) при среднем газосодержании не более 25%.

2. В процессе исследования рассматривался закритический режим работы пустотелого вала с самовсасывающей мешалкой – только для консольной схемы закрепления вала.

3. Во избежание аварийных ситуаций предусмотреть возможность применения ограничителя колебаний вала в виде концевой опоры с зазором такой величины, при которой в рабочих условиях ограничитель не влияет на схему закрепления.

4. Переход через первую критическую скорость мгновенный, что позволяет избежать длительного резонансного явления.

5. Переход через первую критическую скорость и работа вала должны осуществляться только при заполненном жидкостью аппарате – вращение системы полый вал – эжекционная мешалка в воздушной среде недопустима.

6. При испытаниях и эксплуатации обязательное наличие в аппарате устройства, позволяющего предотвращать образование центральной воронки.

Основные испытания по виброустойчивости полого вала с самовсасывающей мешалкой проводились на лабораторном стенде в аппарате с цилиндрической обечайкой из органического стекла и плоскими днищем и крышкой. Диаметр аппарата составляет $D=600$ мм, диаметр мешалки $d=150$ мм, длина полого вала $L=700$ мм. В аппарате аксиально мешалки установлен статор с 12 лопатками, расположенными тангенциально по диаметру, больше диаметра мешалки на 20 мм. Наличие прозрачного корпуса позволило визуально наблюдать за работой полого вала в пределах скоростей вращения $n = 100-1800$ об/мин.

Расчеты на виброустойчивость консольного полого вала с самовсасывающей мешалкой проводили аналогично по существующим рекомендациям [3,4,5], которые приняты для расчета соответствующих турбинных мешалок закрытого типа, работающих в закритической области. При расчетах исходили из того, что схема крепления вала мешалки не допускает наличия соединяемых участков в виде, например, жесткой муфты и не учитывает возможности влияния ограничителя колебаний в нижней части вала.

Вал перемешиваемого устройства в его верхней части имеет диаметр значительно меньший, чем диаметр полого вала. Это позволяет учитывать массу единичной длины цельной части вала приблизительно такой же, как и для трубы, что позволило упростить расчетную схему и сам расчет вала на виброустойчивость.

Характерные размеры реальной установки и расчетная схема вала изображены на рис. 1. Задача сводилась к проверке надежности работы вала из условия

$$1,3\omega_{01} \leq \omega \leq 0,7\omega_{02}, \quad (1)$$

где ω – фактическая скорость вращения вала, рад/с; ω_{01} – первая критическая скорость вращения вала, рад/с; ω_{02} – вторая критическая скорость вращения вала, рад/с.

Первую и вторую критические скорости вала определяли по формулам

$$\omega_{01} = \frac{\alpha_1^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{m}}, \quad (2)$$

$$\omega_{02} = \frac{\alpha_2^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{m}}, \quad (3)$$

Корни частных уравнений α_1 и α_2 определяли по соответствующим графикам [5], отвечающим расчетной схеме на рис. 1 для основного тона и первого обертона. Геометрические характеристики – длину вала L , мм, момент инерции поперечного кольцевого сечения вала I , мм⁴, принимали в соответствии с расчетной схемой, а модуль упругости E , МПа и массу единицы длины полого вала m , кг/Н, – для стали 12Х18Н10Т.

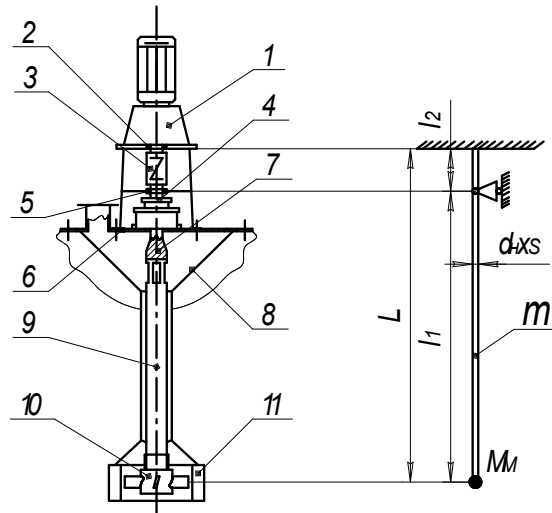


Рисунок 1 - Расчетная схема консольного полого вала:

1 – привод; 2 – подшипник выходного вала привода; 3 – жесткая муфта; 4 – уплотнение вала; 5 – подшипник промежуточной опоры; 6 – крышка аппарата; 7 – цельно-металлическая часть вала; 8 – разделительное устройство для газа; 9 – полый вал; 10 – самовсасывающая мешалка; 11 – статор для предотвращения образования воронки

Прогибы и углы поворотов в расчетных сечениях вала и их соответствие допускаемым значениям также выполнялись по формулам вышеуказанного нормативного документа [5].

Расчетный крутящий момент на валу с перемешивающим устройством определяли, с учетом расчетной мощности на перемешивание N и угловой скорости вращения ω , по формуле

$$M_{кр} = \frac{N_m}{\omega}, \quad (4)$$

Минимальный диаметр сплошного вала

$$d = 1,713 \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{\tau}}, \quad (5)$$

где τ – допускаемое напряжение на кручение для материала вала, Н/м².

Известно [3], что напряжение кручения в сечении сплошного вала, перпендикулярном его оси, имеет максимальное значение на наружной поверхности вала, которое уменьшается до $\tau = 0$ на оси вала, изменяясь при этом по прямолинейному закону. Таким образом, для сплошного вала максимальное напряжение кручения определяется как

$$\tau_{\max} = \frac{M_{кр} \cdot d}{2I_p} = \frac{M_{кр}}{W_p}, \quad (6)$$

где $M_{кр}$ - крутящий момент на валу, Н·м; I_p - полярный момент инерции сечения вала, мм⁴; d - диаметр вала, мм; W_p - полярный момент сопротивления сечения вала, мм³.

В нашем случае вал полый, кроме того, он ослаблен отверстиями для ввода газового компонента. Для определения полярного момента инерции ослабленного сечения относительно его центра (оси вала) использовалась расчетная схема сечения, приведенная на рис. 2, при количестве отверстий n , равном четырем.

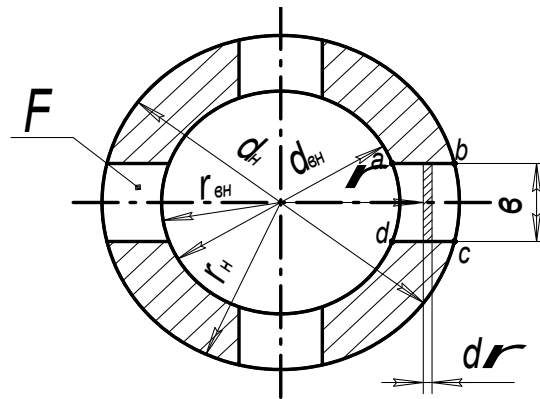


Рисунок 2 – Расчетная схема сечения полого вала

Приняв в допустимом приближении, что сечение прорезей (отверстий) в полом вала имеет форму прямоугольника $abcd$, выделим в нем бесконечно малую полоску шириной $d\rho$, тогда полярный момент указанного прямоугольника составит

$$I_{p(abcd)} = \int_F \rho^2 dF = \int_F \rho^2 b d\rho = b \int_{r_b}^{r_n} \rho^2 d\rho = b \left[\frac{\rho^3}{3} \right]_{r_e}^{r_n} = b \frac{r_n^3 - r_e^3}{3} = b \frac{d_n^3 - d_e^3}{24}. \quad (7)$$

Так как полярный момент инерции кольца в сечении полого вала без прорезей

$$I_{p(\text{кольца})} = \frac{\pi (d_n^4 - d_e^4)}{32}, \quad (8)$$

то расчетное значение полярного момента инерции I (заштрихованная часть сечения) при $n=4$ составит

$$I_{p(\text{расч})} = I_{p(\text{кольца})} - 4I_{p(abcd)} = \frac{\pi (d_n^4 - d_e^4)}{32} - b \frac{d_n^3 - d_e^3}{6}. \quad (9)$$

Следовательно, в случае использования полого вала максимальные напряжения кручения в указанном сечении определяются по формуле

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\text{кр}} \cdot d_n}{2I_{p(\text{расч})}}. \quad (10)$$

Крутящий момент мешалки на валу определяли в процессе эксперимента в зависимости от мощности, затрачиваемой на перемешивание. Прочность полого вала, ослабленного отверстиями, проверяли по условию

$$\frac{\tau_{\max}}{[\tau]} \leq 1, \quad (11)$$

здесь допускаемое напряжение на кручение принимали

$$[\tau] = 0,6[\sigma], \quad (12)$$

где $[\sigma]$ - допускаемое напряжение на растяжение для конструкционного материала трубы, из которой изготовлен полый вал.

Простые расчеты показывают, что полый вал, изготовленный из трубы $d_n \cdot S = 89 \cdot 4,5$ мм, при ширине прорези $b = 25$ мм и количестве прорезей $n = 4$, эквивалентен полому валу без прорезей, имеющему толщину стенки трубы ориентировочно равной 2,35-2,4 мм. Данная конструкция вала была испытана на опытно-промышленной установке в аппарате-сульфураторе на стадии сульфирования при получении алкилбензосульфокислоты. Полученные результаты были использованы при проектировании промышленных сульфураторов в производстве сульфанола-НПЗ для Горловского химического завода, взамен роторно-пленочных.

SUMMARY

MECHANICAL CALCULATION OF HOLLOW BILLOWS OF SELFSUCTION MIXERS

Storogenko V. Y., Barvin, V. J. Shabracky V. J.*,
Sumy State University, Sumy, Ukraine;
Institute of Chemical Engineering, Rubeznoye, Ukraine

The article is devoted to the hollow shafts of mixing devices design and mechanical calculations, which are used in the volumetric gas-liquid reactors. The proposed method of hollow shafts mechanical calculation can be used in the industrial reactors with self-priming mixers design.

Key words: mixer, reactor, hollow shaft, torque, sulfonation.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А. С. № 771089 (СССР) Способ получения алкил-арилсульфонокислот или кислых алкилсульфатов и устройство для его осуществления / В. Я. Стороженко, В. И. Шабрацкий, В. И. Барвин и др. - Оpubл. в Б.И., 1980.
2. А.С. №1606168 (СССР) Устройство для перемешивания жидких сред / Шабрацкий В. И., Барвин В.И., Барвин А.И., и др. - Оpubл. в Б.И. №42, 1988.
3. Биргер И. А. Сопротивление материалов: учебное пособие / И. А. Биргер, Р. Р. Мавлюков. - М.: Наука. Гл. ред. физ. мат. лит., 1986. - 560 с.
4. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств: Примеры и задачи: учебное пособие для студентов втузов/ М.Ф. Михалев и др.; под общ. ред. Михалева М. Ф. - Л.: Машиностроение, Ленинградское отд-ние, 1984. - 301 с.
5. РТМ 26-01-72-82. Валы вертикальных аппаратов с перемешивающими устройствами. Методы расчета.

Поступила в редакцию 19 апреля 2012 г.