

THE SPEED OF MOVEMENT OF THE TREATED WATER IN MECHANICAL MIXERS WITH PARTITIONS AND THE RESEARCH TECHNIQUE

Mirzaev Abdialim

Candidate of technical sciences, associate professor, abdialim1953@mail.ru, +99890 213-86-84.

Jamankulov Shodiyor

Senior Lecturer, +99897 339-3355, Department of Water Supply, Sewerage and Protection of Water Resources, Samarkand State Architectural and Construction Institute.

Annotation

The article presents the results of experiments, a study on the effectiveness of the process of displacement and clarification of water. The shape, the study of the cross-section of the mixer, and the design of the mixer have a significant influence.

Keywords. Stirring, mixer, hydrodynamics, Camp, agitator.

Введение. В технологии очистки воды при моделировании и оптимизации работы механических смесителей исходят из анализа особенностей их гидродинамических характеристик. При этом движение потока воды в смесителе должно быть организовано таким образом, чтобы обеспечивать максимальную производительность аппарата и наилучшие условия процесса смешения реагентов с водой. Поэтому одной из важнейших задач диссертации является исследование гидромеханических характеристик работы механических смесителей и выдача рекомендаций по их расчету, проектированию и дальнейшему использованию.

Методы и материалы. Смешение массы обрабатываемой воды с коагулянтom осуществляется за счет ее вынужденного движения, создаваемого лопастями мешалки при ее вращении. При этом процесс характеризуется гидравлическими условиями, следовательно, при вращении лопастей мешалки развивается соответствующий напор (1). Действие механического смесителя в камере аналогично работе пропеллерного насоса, установленного в замкнутом пространстве. Механический смеситель подает расход вода (Q_c , м³/с) при напоре (Н, м) и затрате мощности (Р, кВт). Этим параметрам механического смесителя соответствует частота вращения вала смесителя (N, об/с). Как известно из теории гидравлических машин величиной, характеризующей постоянство значения коэффициента полезного действия машины при сохранении подобия ее геометрических размеров (механического смесителя и камеры), является $\left(\frac{Q_c}{N \cdot d_m^3}\right)$ безразмерная величина, где d_m - диаметр лопастей механического смесителя, м. Измерить непосредственно расход энергии смешения, затрачиваемой механически и смесителем, затруднительно. Оценка величины расхода (Q_c) может быть осуществлена косвенным путем. Измеряя тем или иным способом

время ($T_{0,c}$), затрачиваемое на перемешивание объема воды с коагулянт в камере смешения (V , m^3), можно принять расход воды, проходящий через смеситель в единицу времени (Q_c) равным или пропорциональным, $(\frac{V}{T_0}, m^3/c)$, следовательно, $(\frac{Q_c}{N \cdot d_m^3})$ пропорционально $(\frac{V}{N \cdot d_m^3 T_0})$.

При сохранении геометрического подобия модели механического смесителя и реальной камеры смешения $(\frac{V}{d_m^3})$ - постоянная величина, следовательно, гидродинамическое подобие потоков жидкостей в камере смешения должно характеризоваться постоянством безразмерной величины ($NT_0 = const$), известной под названием критерия Эйлера.

Единственным параметром, который может произвольно изменяться при работе механического смесителя является число оборотов. Этот параметр в данных условиях однозначно определяет расход воды, обеспечиваемый механическим смесителем, поэтому следует ожидать, что для геометрически подобных механических смесителей величиной, характеризующей подобие режимов их работы будет частота вращения. Для геометрически подобных механических смесителей следует ожидать, что при постоянном числе оборотов, время смешения будет у всех одинаковым, а мощности при этом будут изменяться, как это следует из теории гидромашин, пропорционально пятой степени отношения их диаметров. Из изложенного можно сделать вывод, что характеристикой механического смесителя является зависимость затрачиваемой мощности полного перемешивания обрабатываемой воды с коагулянт в камере от частоты вращения. Эти две зависимости долины характеризовать работу геометрически подобных механических смесителей и камер разных размеров, при разных условиях их работы.

Общие соображения о работе механического смесителя в камере смешения показывают, что достаточно получить экспериментальным путем характеристики данной конструкции на модели, чтобы иметь, возможность привести их к условиям работы производственного аппарата. Одним из необходимых элементов математического моделирования процесса перемешивания коагулянта с обрабатываемой водой является описание гидродинамики осредненного направленного течения воды в механических смесителях. Визуальные наблюдения и результаты многочисленных измерений свидетельствуют о том, что общая картина течения и конкретные особенности поля скоростей существенно зависят от типа мешалки, соотношений размеров корпуса, наличия и типа внутренних устройств (перегородки). Формирование поля скоростей в потоке определяется: движущими силами, приложенными к воде извне и являющимися причиной вынужденного движения; уравнивающим эти силы гидравлическим сопротивлением на неподвижных поверхностях, ограничивающих поток; обменом энергии между соседними слоями жидкости.

Таким образом, система уравнений, описывающая поле скоростей в механических смесителях, должна включать уравнения, отражающие :

- взаимосвязь при движении лопастей мешалки в потоке воды;
- наличие гидравлического сопротивления на границе поток - камера механического смесителя и зависимость величины сопротивления от конструкции и размеров смесителя, а также от скорости потока;
- механизм обмена энергии или характер распределения скоростей в потоке.

Применение такого расчета поля скоростей позволяет в простой и единообразной форме описать гидродинамику осредненного течения в механических смесителях применительно к большому числу конструктивных вариантов. Установка в механических смесителях перегородки (или перегородок) приводит к равномерному смешению коагулянта с водой, одновременно с этим к уменьшению скорости окружного течения, увеличению радиальной и осевой составляющих скорости. Распределение скоростей в данном случае зависит главным образом от величины гидравлического сопротивления, оказываемого перегородками при их обтекании окружным потоком. Таким образом в механических смесителях с перегородками, меридиональная циркуляция становится важнейшим элементом гидродинамической обстановки (2).

Полученные результаты. На основании выше указанных теоретических предположений схемы течения профиль осевой скорости нисходящего потока можно описывать следующим уравнением

$$-\rho \cdot \frac{d}{dz} \gamma_r \cdot z \left(\frac{d\omega(z)}{dz} \right) = \Delta p \cdot z \quad (1)$$

Предположив, что турбулентная вязкость постоянна и не зависит от радиуса, общее решение уравнения (2.1) можно получить в виде

$$\omega(z) = C_1 \ln z + C_2 + \frac{\Delta p z^2}{4\rho \cdot \gamma_r} \quad (2)$$

Задавая условия

$$\frac{d\omega}{dz} = 0 \quad \text{при } z = 0 \quad (3)$$

и на границе нисходящей и восходящей ветвей циркуляционного контура

$$\omega = 0 \quad \text{при } r = r_c \quad (4)$$

найдем:

$$\omega_1(z) = \frac{\Delta p}{4\rho \cdot \gamma_r} (z^2 - z_c^2) \quad (5)$$

Выражая циркуляционный расход Q_c , через локальные значения скорости

$$Q_c = 2\pi \int_0^{z_c} |\omega_1(z)| z \cdot dz \quad (6)$$

имеем:

$$\Delta p = Q_{ц} \cdot \frac{8\rho \cdot \gamma_{\tau}}{\pi z_4^4} \quad (7)$$

Общее решение для внешней части восходящего потока, также имеет вид (2.2),

Используя условие

$$\omega_1 = \omega_2 = 0 \text{ и } \frac{d\omega_1}{dz} = \frac{d\omega_2}{dz} \text{ при } \tau = \tau_{ц}, \quad (8)$$

и учитывая, что из условия неразрывности потока

$$Q_{ц} = 2\pi \int_{z_4}^R |\omega_2(z)| z \cdot dz$$

найдем: (9)

$$\omega(z) = \frac{4Q_{ц}}{\pi R^2} \left(2 \frac{z^2}{R^2} - 1 \right) \quad 0 \leq z \leq R \quad (10)$$

$$z_ц = \frac{R}{\sqrt{2}} \quad (11) \text{ где:}$$

R - радиус механического смесителя, м; Q_ц, - циркуляционный расход, м³/с.

Экспериментально установлено, что циркуляционный расход в механических смесителях с перегородками (или перегородкой) связан с характеристиками мешалки уравнением

$$Q_{ц} \approx 2K_{ц} \cdot N \cdot D \text{ м}^3 \quad (12)$$

где: N - частота вращения мешалки, об/с; D - диаметр смесительного устройства, м; K_ц - коэффициент циркуляционного расхода зависит от типа мешалки, типа камеры механического смесителя; K_ц = 0,6 ÷ 1 для турбинных мешалок, а для пропеллерных K_ц = 0,34 ÷ 0,5.

Альтернативное математическое описание течения жидкости основывается на том, что при установившемся режиме должны выполняться условия равновесия всех приложенных к системе сил и моментов.

При этом условие равновесия моментов можно выражать следующим образом

$$J_{кр} = J_{сопр} = J_{копр} + J_{вн} \text{ ИЛИ}$$

$$J_{кр} = J_{ст} + J_{дн} + J_{вн}$$

Здесь,

$$J_{вн} = \sum_{z_{вн}} J_i = \zeta_i f_i \rho \frac{V^2(z_i)}{2} \quad (13)$$

где: ζ - коэффициент сопротивления при поперечном обтекании i -го внутреннего устройства; f_i - площадь проекции i -го устройства на меридиональную плоскость, м²; τ_i - радиус установки i -го устройства, м; V(τ_i) - окружная скорость воды на радиусе τ_i , м/с; J_{кр} - крутящий момент, Нм; J_{сопр} - момент сопротивления, Нм; J_{вн}- момент сопротивления корпуса, Нм; J_{вн} - момент сопротивления внутреннего устройства, Нм; J_{ст}, J_{дн} - момент сопротивления на стенках и днище камеры механического смесителя, Нм.

Крутящий момент на лопастях мешалки возникает как результат различия скоростей

движения лопастей и жидкости, определяется по усилиям, действующим на лопасти смесительного устройства.

В нашем случае, т.е. при вращении мешалки, к элементарному участку длины лопасти приложена сила

$$dF = \xi_l \frac{\rho U^2(z)}{2} h_l dz \quad (14)$$

создающая крутящий момент

$$dJ_{кр} = \xi_l \frac{\rho U^2(z)}{2} h_l z dz \quad (15)$$

где: r - радиус, м; h_l - высота лопастей мешалки, м;

ρ - плотность воды, кг/м³; $U(r)$ - скорость обтекания участка лопасти на радиусе r , м/с; ξ_l - коэффициент гидравлического сопротивления лопасти.

Выразим скорость обтекания $U(r)$ как разность скоростей лопасти и окружного потока на радиусе (r)

$$U(r) = \omega_0 r - V(r) \quad (16)$$

и введем обозначения:

$$\bar{z} = \frac{z}{z_0}; \quad \bar{V}(\bar{z}) = \frac{V(z)}{\omega_0 z_0} \quad (17)$$

где: ω_0 - угловая скорость мешалки рад/с, $V(r)$ – окружная скорость воды на радиусе r м/с; z_0 - радиус мешалки, м.

Если выражения (16) и (17) подставим в (15), то получим

$$J_{кр} = Z_m \xi_m \rho \frac{\omega_0^2 z_0^5}{2} \int_{\bar{z}_{вн}}^1 [\bar{z} - \bar{V}(\bar{z})]^2 \bar{z} d\bar{z} \quad (18)$$

где: $\xi_m = \xi_l \cdot Z_l \cdot h_l \cdot \frac{1}{z_0}$ - коэффициент сопротивления мешалки, для пропеллерной мешалки 0,56; лопастной 0,88; турбинной 8,4; Z_m - число мешалок на валу; $r_{вн}$ - радиус

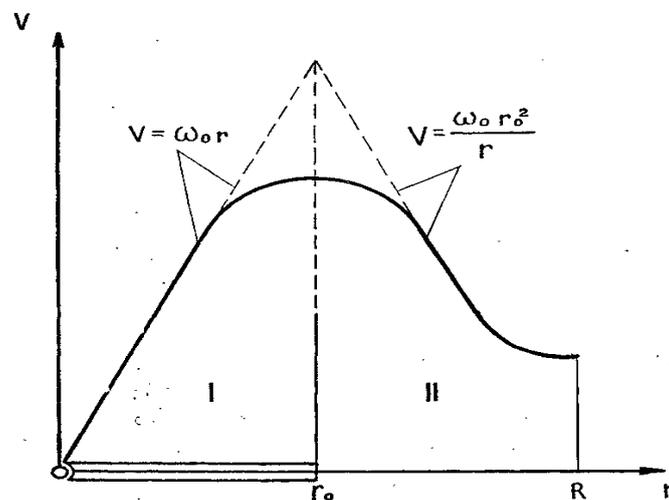


Рис.1. Схема модели профиля скорости движения обрабатываемой воды в механических смесителях с перегородками.

I - вихревая зона; II - зона потенциального течения

внутренних кромок лопастей, м; $Z_{л}$ - число лопастей мешалок; $\bar{z}_{вн} = z_{вн}/z_0$

Момент сил гидравлического сопротивления на цилиндрической стенке определяется
 $J_{ст} = 2\pi H_B R^2 \tau$ (19)

где: H - высота заполнения камеры, м; τ - касательное напряжение, Па.

$$\tau = K_r \rho \frac{v^2(z)}{2} \quad (20)$$

где: K_r - коэффициент гидравлического сопротивления камеры, не зависит от типа мешалок и является функцией только критерия Рейнольдса и определяется по формуле

$$K_r = \lambda_r Re^{-0.25} \quad \text{при турбулентном режиме}$$

($Re = 1,5 \cdot 10^3 \div 2 \cdot 10^6$) где $\lambda_r = 0,095 \div 0,1$.

Чтобы избежать неопределенности, связанной с выбором того или иного локального значения скорости, используем, по аналогии со случаями течения в трубах, среднюю скорость потока:

$$V_{ср} = \frac{1}{R} \int_0^R v(z) dz \quad (21)$$

Тогда в соответствии с (2.20) и (2.21)

$$J_{ст} = \pi K_r \rho H_B R^2 V_{ср}^2 \quad (22)$$

Момент сопротивления днища камеры ($J_{дн}$), должен определяться интегрированием выражения (23) и выразиться через среднюю скорость

$$dJ_{дн} = \pi r K_r v^2(z) z^2 dz \quad (23)$$

получим

$$J_{дн} = \frac{\pi}{4} \rho K_r R^3 V_{ср}^2 \quad (24)$$

Суммарный момент сопротивления камеры

$$J_{корп} = J_{ст} + J_{дн} = V_{ср}^2 \pi K_r R^2 \rho \left(H_B + \frac{R}{4} \right) \quad (25)$$

если введем обозначения $V_{ср} = \bar{V}_{ср} \cdot \omega_0 z_0$; $\bar{R} = \Gamma_D = R/z_0$ и $C = 4H_B/R + 1$
через симплексы геометрического подобия получаем

$$J_{корп} = \frac{\pi}{4} C \cdot K_r \rho \omega_0^2 z_0^3 \bar{R}^3 \bar{V}_{ср}^2 \quad (26)$$

Заключение. Как следует из рассмотренных общих сведений о работе механических смесителей необходимо решить две задачи:

1. Экспериментально подтвердить соотношение об условиях гидродинамического подобия работы механических смесителей;
2. Получить характеристики механических смесителей различной конструкции и различной формы для возможности их сравнительной оценки.

Для решения первой задачи прежде всего необходимо выбрать масштаб сравниваемых моделей. На время смешения масштаб модели не должен оказывать заметного

влияния. Влияние масштаба на потребляемую мощность значительно. Масштаб сравниваемых моделей был принят 1:2, поэтому ожидаемые изменения мощности при переходе от малых моделей к большим будут в тридцать два раза больше. Как видно из сказанного, при разработке методики экспериментов пришлось учитывать два обстоятельства:

- а) необходимо было принять способ измерения времени смешения коагулянта с водой;
- б) достаточно точно измерять чистую мощность, затрачиваемую на перемешивание коагулянта с водой и частоту вращения вала механического смесителя. При оценке времени смешения был принят следующий метод - плоскости вращения лопастей механического смесителя у вала посредством стеклянной трубки вводился краситель и засекалось время, в течение которого смесительная камера оказывалась полностью окрашенной, этот отрезок времени принимался в качестве времени одного цикла смешения обрабатываемой воды с коагулянт. При использовании поваренной соли оценка времени смешения производилась при помощи кондуктометра.

В качестве двигателя механического смесителя применялся двигатель постоянного тока, что позволяло регулировать число оборотов в широком диапазоне их изменения. Использование механических тахометров на малых нагрузках двигателя для измерения числа оборотов механического смесителя оказалось невозможным, поэтому был установлен на валу двигателя безмоментный фотоэлектрический тахометр. Время полного перемешивания измерялось электрическим секундомером.

Литература:

1. Николадзе Г.И. Технология очистки природных вод: Учеб. Для вузов. – М.: Высш. Шк. – 1987. – 479 с.: ил.
2. Мирзаев А. Исследование гидродинамических характеристик механических смесителей в технологии улучшения качества воды. Монография. ISBN 978-620-2-91978-4. Стр. 193. Самарканд – 2020.