

УДК 66.063.8:532.73-3

ОСЕВАЯ СИЛА, ДЕЙСТВУЮЩАЯ НА ОСЕВУЮ МЕШАЛКУ В СМЕСИТЕЛЕ С ПЕРЕГОРОДКАМИ

© 2022 г. И. В. Доманский^{а, *}, А. И. Мильченко^б, Е. А. Максимова^б,
С. А. Кубышкин^б, В. А. Некрасов^а

^аСанкт-Петербургский государственный технологический институт (технический университет),
Санкт-Петербург, Россия

^бАО «ПОЛИМЕТАЛЛ ИНЖИНИРИНГ», Санкт-Петербург, Россия

*e-mail: domanskij.iv@gmail.com

Поступила в редакцию 31.03.2022 г.

После доработки 31.03.2022 г.

Принята к публикации 26.05.2022 г.

В работе на основе уравнения импульса для смесителя с отражательными перегородками и осевой мешалкой при турбулентном режиме перемешивания установлена зависимость критерия осевой гидродинамической силы от критерия мощности и геометрических параметров смесителя. Показано, что осевая сила лишь частично уравновешивает силу инерции циркулирующего потока жидкости. Экспериментально подтверждена справедливость уравнения для расчета осевой силы. Предложена формула для расчета насосного коэффициента полезного действия, позволяющая в ряде задач провести теоретически обоснованный выбор типоразмера осевой мешалки.

Ключевые слова: смеситель, осевая мешалка, отражательные перегородки, поток импульса, критерии: осевой силы, расхода жидкости через зону мешалки, циркуляционного расхода смесителя, мощности

DOI: 10.31857/S0040357122050049

ВВЕДЕНИЕ

Смеситель, представляющий собой цилиндрическую емкость с отражательными перегородками емкостью до 5000 м³ и с механическим перемешивающим устройством (МПУ), рис. 1, является основой крупнотоннажных производств в гидрометаллургии, химической, биотехнологической и других отраслях промышленности [1–6].

Круглогодичное, надежное и экономное функционирование таких аппаратов обеспечивается не только правильным выбором типоразмера МПУ, но и прочностью всех элементов конструкции. Выполнение этого условия требует знания действующих сил.

Равнодействующую сил, воздействующих на лопасти осевой мешалки, можно представить в виде суммы окружной силы, определяемой моментом на валу МПУ, и осевой силы F . Для осевых мешалок величина осевой силы соизмерима с окружной силой.

Знание F становится особенно важным при проектировании МПУ промышленных смесителей. Для таких аппаратов осевая сила становится определяющей при выборе подшипниковых узлов привода смесителя, а с учетом окружной силы

позволяет выполнить расчеты на прочность, жесткость и виброустойчивость всех узлов и деталей МПУ [7].

Знание F также важно и при анализе некоторых технологических задач.

Так, например, правильный выбор типоразмера мешалки в ряде случаев возможен при наличии η – насосного КПД осевой мешалки. Однако для расчета η необходимо знать, как показано ниже, величину осевой силы F .

Отметим, что в работах [9–14] показано, что размер каверны (области, в которой наблюдается сдвиговое течение вязкой неньютоновской жидкости) существенно зависит от величины F .

В технической гидромеханике широко применяются безразмерные переменные, или критерии подобия. При решении задачи расчета F используются следующие критерии: осевой силы N_F [3, 4, 9–14, 16], мощности N_p [2–6], расхода жидкости через зону мешалки N_{Q_M} [3–6, 17], циркуляционного расхода жидкости N_Q [17], потока импульса через зону мешалки N_{J_M} [15] (Формулы для их расчета см. в “условных обозначениях”).

Приведем результаты некоторых исследований, имеющиеся в литературе.

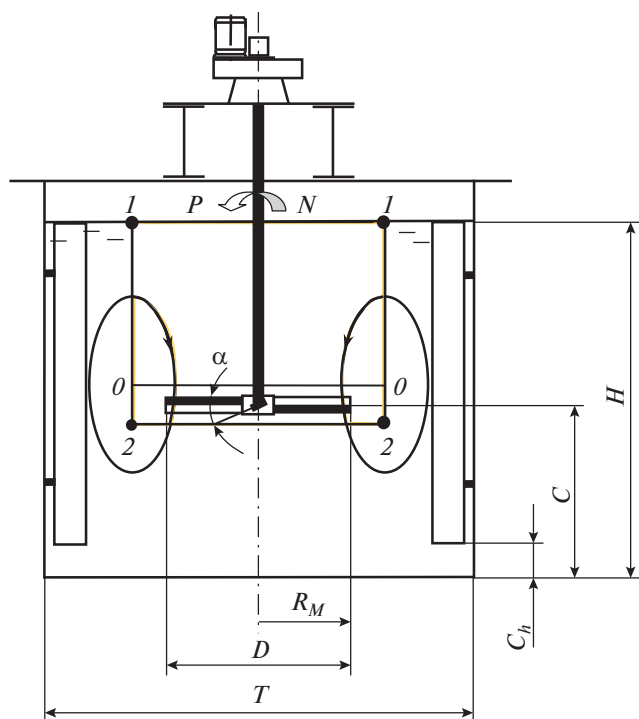


Рис. 1. Типовой смеситель большого объема с отражательными перегородками и осевой мешалкой с жестким виброустойчивым валом.

В работе [8] показано, что для осевой силы всегда выполняется условие

$$F < F_{\max}, \quad (1)$$

в котором осевая сила F_{\max} определена при выполнении условия равенства нулю касательных напряжений на поверхности лопасти. Для ее расчета в работе [8] предложено уравнение

$$F_{\max} = \frac{P}{2\pi N r_c} \operatorname{ctg}(\alpha). \quad (2)$$

Условие (1) с учетом N_F , N_P и уравнения (2) можно представить в виде

$$N_F \leq \frac{N_P D}{\pi 2r_c} \operatorname{ctg}(\alpha). \quad (3)$$

В [8] экспериментально показано, что при турбулентном режиме перемешивания жидкости в гладкостенном смесителе выражение (3) можно считать равенством, поскольку расхождение опытных и рассчитанных по (2) величин не превышает 15%.

В работе [19] для расчета N_F предложено уравнение

$$N_F = N_{J_M} \quad (4)$$

и проведена опытная проверка его справедливости. Проверка дала отрицательный результат для некоторых типов осевых мешалок. Аналогичные

результаты показали наши опытные данные (рис. 11). Это нетрудно понять, если сравнить (4) с уравнением (27) после подстановки в него равенства (18).

В работах [17, 18] для ряда типов осевых мешалок с применением лазерной техники приведены результаты измерений поля скоростей с помощью лазерной техники и получена эмпирическая зависимость критерия потока импульса N_{J_M} от критерия расхода жидкости N_{Q_M} через зону мешалки

$$N_{J_M} = 1.45 N_{Q_M}^2. \quad (5)$$

Уравнение (4) с учетом (5) позволяет найти N_F в виде

$$N_F = 1.45 N_{Q_M}^2, \quad (6)$$

т.е. связать критерий N_F с критерием расхода N_{Q_M} . Для расчета N_{Q_M} в работе [20] предложено уравнение

$$N_{Q_M} = \frac{1}{2\pi(0.31 + 0.065N_p)} \left(\frac{N_p Z}{\Gamma^D} \right)^{0.5}, \quad (7)$$

в котором параметр отражательных перегородок Z определяется посредством соотношения

$$Z = \frac{\pi \zeta k_B b}{2} \frac{\Gamma_n}{T(1 - b/T)}. \quad (8)$$

Уравнение для расчета потока импульса через произвольную поверхность S в проекции на ось z имеет вид [15]

$$J_z = \int_S \rho u_z u_n ds. \quad (9)$$

Если площадь S замкнутая, т.е. ограничивает некоторый объем жидкости V , то J_z – сила инерции в проекции на ось z .

При расчете потока импульса на выходе из зоны мешалки [17, 18], когда $u_n = u_z$, уравнение (9) принимает вид

$$J_M = \int_{r_1}^{r_2} u_r^2 2\pi r dr, \quad (10)$$

в котором $r_1 = 0$, $r_2 = D/2$.

Результаты измерения осевой силы F для смесителей с перегородками и осевыми мешалками отдельных типов приведены в работах [25–27, 34].

Цель работы. Найти уравнения для расчета критерия осевой силы N_F и тесно связанного с ним коэффициента полезного действия η мешалки, выполняющей функцию осевого насоса.

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Постановка задачи. Нахождение зависимости для расчета осевой силы, исходя из уравнения импульса, основой которого является второй за-

кон Ньютона. Решение данной задачи требует предварительных знаний о поле скоростей в смесителе.

Уравнение импульса для смесителя с осевой мешалкой. При применении осевых мешалок в аппарате с перегородками создается один циркуляционный контур. При этом в работах [21–24] экспериментально показано, что в зоне расположения осевой мешалки площади поперечных сечений нисходящего и восходящего потоков примерно равновелики, и поэтому площадь сечения потока Q можно вычислить по формуле

$$S_{\Gamma} = \pi R_{\Gamma}^2 = \frac{\pi T^2}{8}, \quad (11)$$

где R_{Γ} – радиус границы зон восходящего и нисходящего потоков.

Уравнение импульса в случае его применения к описанию поведения жидкости, находящейся в произвольном по величине объеме V с площадью поверхности S , имеет вид [15]

$$\frac{d\mathbf{L}}{dt} = \frac{\partial \mathbf{L}}{\partial t} + \mathbf{J} = \mathbf{F}_{\Sigma}. \quad (12)$$

В этом уравнении импульс \mathbf{L} и поток импульса \mathbf{J} рассчитываются соответственно по формулам [15]

$$\mathbf{L} = \int_V \mathbf{u} \rho dV, \quad (13)$$

$$\mathbf{J} = \int_S \mathbf{u} u_n \rho dS. \quad (14)$$

Поскольку при установившемся режиме перемешивания $\partial \mathbf{L} / \partial t = 0$, то уравнение (12) в проекции на вертикальную ось z имеет вид

$$J_z = F_{\Sigma z}, \quad (15)$$

где

$$J_z = \int_S \rho u_z u_n dS. \quad (16)$$

Осевая сила, воспринимаемая осевой мешалкой. Для нахождения осевой силы в случае циркуляции вниз (down-rimping) применим уравнение (15) к жидкости, заключенной в контрольном объеме V (рис. 2).

Объем V представляет собой круговой цилиндр. Основание этого цилиндра расположено в горизонтальной плоскости непосредственно под мешалкой, а площадь основания равна площади сечения нисходящего потока, т.е. $S_{22} = S_{\Gamma}$.

Боковая поверхность – совокупность точек, в каждой из которых осевая составляющая скорости циркулирующей жидкости $u_z = 0$. Эта поверхность с площадью S_{12} разделяет области восходящего и нисходящего течения в смесителе. Верхняя граница объема V с площадью $S_{11} = S_{\Gamma}$ – это свободная поверхность перемешиваемой жидкости.

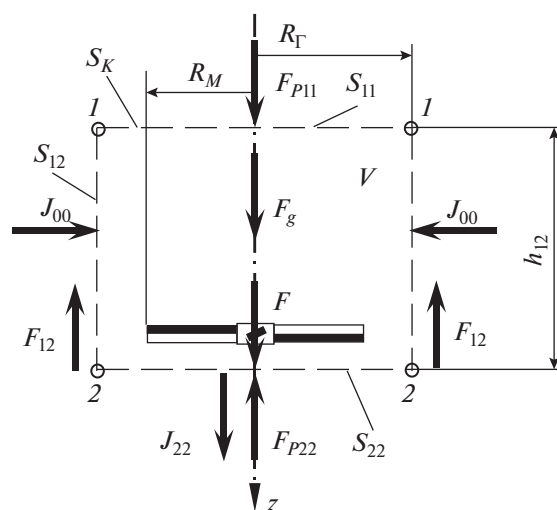


Рис. 2. Схема сил и потоков импульса в контрольном объеме V .

Схема проекций на вертикальную ось z сил, действующих на жидкость в объеме V , и потоков импульса через поверхности выделенного объема представлена на рис. 2.

Суммарный поток импульса J_z в уравнении (15)

На поверхностях S_{11} и S_{12} составляющие скорости циркуляции $u_z = 0$, т.е. с учетом уравнения (16) можно утверждать, что потоки импульсов J_{12} и J_{11} через боковую S_{12} и свободную S_{11} поверхности в проекции на ось z равны нулю. В таком случае при вычислении суммарного потока импульса по формуле (16) необходимо учитывать лишь поток импульса J_{22} через площадь S_{22} , т.е. в уравнении (15) суммарный поток импульса

$$J_z = J_{22}. \quad (17)$$

Поскольку для расчета потока импульса J_M через зону мешалки $S_M = \pi D^2 / 4$ уже имеется [17, 18] эмпирическое уравнение (5), то последнее равенство целесообразно принять в виде

$$J_z = J_{22} = J_M + J_K, \quad (18)$$

где J_K – поток импульса через кольцевое сечение $S_K = S_{22} - S_M$.

Для расчета величины J_K необходимо иметь уравнение, описывающее поле осевых составляющих скоростей для кольцевой области $R_V > r > R_M$.

Воспользуемся для этого соотношением, недавно опубликованным в [20]

$$\frac{u_z}{w} = 3.3 \left(\frac{r}{R_V} \right)^3 - 1.17. \quad (19)$$

Это уравнение получено на основе обработки опытных данных работы [22], где приведены ре-

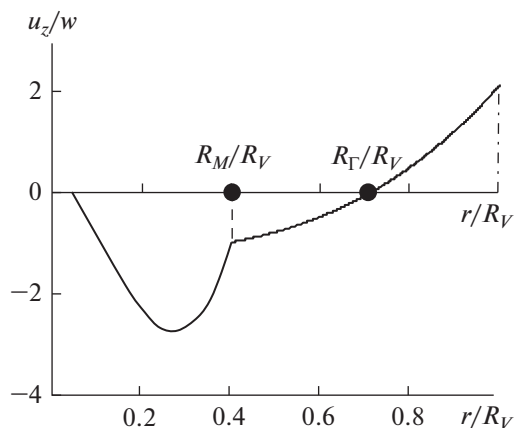


Рис. 3. Поле осевых скоростей на уровне расположения мешалки.

зультаты измерений осевых составляющих поля скоростей на уровне расположения мешалки. Опыты показали [22], что для осевых мешалок различных конструкций поля скоростей в безразмерных координатах практически совпадают. Количество лопастей в этом исследовании изменялось от 2 до 6 (5 значений), а угол их наклона составлял от 20° до 45° (6 значений). Поле осевых скоростей в безразмерном виде (в качестве масштаба скорости принята средняя расходная скорость в циркуляционном контуре $w = Q/S_{22}$) представлено на рис. 3.

Вычисления, выполненные согласно (10) при $r_1 = D/2$ и $r_2 = R_\Gamma$ с учетом эмпирической зависимости (19), приводят к следующему соотношению для расчета потока импульса через кольцевое сечение S_K

$$N_{J_K} = (2.05 - 3.6\Gamma) \Gamma_D^2 N_D^2, \quad (20)$$

$$N_Q = \frac{N_{Q_M}}{0.32 + 2\Gamma_D^2}. \quad (21)$$

Следует отметить, что коэффициент при $\Gamma_D^2 N_D^2$ в уравнении (20) – это результат аппроксимации полинома, который получается при интегрировании (19), в диапазоне Γ_D от 0.25 до 0.5.

Поле осевых скоростей, представленное на рис. 3 по опытным данным [22], позволяет вычислить также расход жидкости Q_M и поток импульса J_M для зоны мешалки при $r \leq R_M$. Полученная при этом связь между Q_M и J_M практически совпадает с (5), предложенным в [18].

Результирующая сила $F_{\Sigma z}$ уравнения (15)

Проекция на ось z составляющих силы $F_{\Sigma z}$, которые действуют на выделенный объем жидкости V , можно представить в виде уравнения

$$F_{\Sigma z} = F + F_g + F_{p11} - F_{p22} - F_{12}, \quad (22)$$

где слагаемые F_g , F_{p11} , F_{p22} , F_{12} представляют собой соответственно силу веса, силы давления, действующие на площади сечений 1–1 и 2–2, и силу трения.

Приведем соотношения, характеризующие три первых слагаемых уравнения (22)

$$F_g = \rho g h S_\Gamma; \quad F_{p11} = p_1 S_\Gamma; \quad (23)$$

$$F_{p22} = (p_2 - \Delta p_{CB}) S_\Gamma.$$

Здесь Δp_{CB} – средний перепад давлений в сечении 2–2 относительно давления в точке 2, вызванный вращательным движением жидкости под мешалкой.

В свою очередь, учитывая, что проекция скорости u_z на ось z на образующей линии 12 равна нулю, давления в точках 1 и 2 можно связать между собой соотношением

$$p_2 = p_1 + \rho g h - F_{12}/S_\Gamma. \quad (24)$$

Тогда после подстановки уравнений (23)–(24) в (22) получим

$$F_{\Sigma z} = F + F_{pc}, \quad (25)$$

где $F_{pc} = \Delta p_{CB} S_\Gamma$.

С учетом (25) уравнение импульсов (15) преобразуется к виду

$$J_{22} = F + F_{pc}. \quad (26)$$

Уравнение (26) показывает, что поток импульса в смесителе (сила инерции) уравновешивается как осевой силой, воспринимаемой мешалкой, так и силой давления, связанной с понижением давления под мешалкой, вызванного вращательным течением перемешиваемой жидкости.

Представим уравнение (26) в безразмерном виде, разделив его на $\rho N^2 D^4$

$$N_F = N_{J_{22}} - N_{F_{pc}}, \quad (27)$$

в котором

$$N_{F_{pc}} = \frac{F_{pc}}{\rho N^2 D^4}. \quad (28)$$

Уравнение (27) можно представить в виде

$$N_F = \kappa N_{J_{22}}. \quad (29)$$

В уравнении (29) коэффициент κ характеризует долю потока импульса (силы инерции), которая уравновешивается осевой силой F . Очевидно, что $0 < \kappa \leq 1$. С учетом ранее установленных зависимостей N_{Q_M} (N_p , Γ_D), $N_Q(N_{J_{22}}$, Γ_D) можно предположить, что и коэффициент κ зависит от тех же переменных. Выражение для расчета κ в виде

$$\kappa = f(\Gamma_D, N_p) \quad (30)$$

будет далее установлено экспериментально.

Коэффициент полезного действия осевой мешалки

Осевую мешалку можно представить, как осевую насос вызывающий циркуляционное течение жидкости. Для нахождения *полезного напора мешалки* H_M применим уравнение (15) к контрольному объему жидкости V , заключенному между поверхностями $0-0$ и $2-2$ (рис. 1). Поскольку расходы жидкости через сечения $0-0$ и $2-2$ равны, то допустимо принять $J_{00z} = -J_{22z}$. Тогда суммарный поток импульса $J_z = 0$. Равнодействующая сил (25) F_z включает в себя осевую силу F и силы давления $P_0 = p_{00cp}S_\Gamma$ и $P_2 = p_{22cp}S_\Gamma$. Статический напор такого насоса – это $H_M = (p_{00cp} - p_{22cp})/(\rho g)$. После подстановки этих уравнений в (15) найдем

$$\rho g H_M = F/S_\Gamma. \quad (31)$$

КПД осевой мешалки ($\eta = \rho g Q H_M / P$) с учетом (1), (2), (4) примет вид

$$\eta = \frac{8\Gamma_D^2 N_F N_Q}{\pi N_p}. \quad (32)$$

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

Задачи экспериментального исследования:

1. проверка баланса сил в уравнении (25);
2. проверка неравенства (1);
3. нахождение зависимости для расчета κ – уравнение (30).

Экспериментальная установка. При проведении исследования был применен смеситель, внутренний диаметр которого составлял $T = 390$ мм. Высота слоя жидкости $H = T$. Корпус смесителя оснащен четырьмя вертикальными отражательными перегородками шириной $0.1T$ и высотой H . Перегородки устанавливались на расстоянии от днища 0, 39, 78 и 117 мм, то есть относительный клиренс для перегородок C_b/H составлял 0, 0.1, 0.2 и 0.3.

Для перемешивания жидкости в опытах применялись лопастные мешалки, диаметр которых при угле наклона лопастей к горизонту $\alpha = 24^\circ$ составлял $D = 108, 130, 163, 173$ и 193 мм; при $\alpha = 30^\circ$ $D = 160$ мм; при $\alpha = 45^\circ$ $D = 160$ мм и при $\alpha = 40^\circ$ $D = 100$ мм. Последняя из перечисленных мешалок нагнетала жидкость вверх по оси аппарата, остальные – вниз. Лопастей всех мешалок представляли собой прямоугольные пластины шириной $0.2D$. Вал мешалки жестко соединялся с валом универсального современного привода ИКА STARVISC 200-2.5, который позволял изменять и измерять в широких пределах частоту вращения мешалки, а также крутящий момент, что позволяло рассчитать мощность $P = 2\pi N M$.

Привод был установлен на стойке, несвязанной со смесителем. Изменение высоты располо-

жения привода позволяло изменять клиренс C расположения мешалки в смесителе. Относительное значение клиренса C/H в опытах составляло 0.2, 0.33 и 0.5. Емкость смесителя была установлена на платформе электронных весов типа ГОСМЕТР ВПС-60-10, что позволяло измерить осевую силу с погрешностью 50 мН. В качестве перемешиваемой жидкости применялась вода при температуре 20°C . Опыты проводились при частотах, обеспечивающих турбулентный режим перемешивания. Число Рейнольдса составляло $Re = (0.5-2.2) \times 10^5$.

Выполненные измерения позволяют найти $N_p, N_{Q_M}, N_Q, N_{J_M}, N_{J_K}, \Gamma_D$ по формулам, приведенным в “условных обозначениях”, а $N_{J_{22}}$ по формуле (26).

Для измерения поля давлений в сечении $2-2$ (рис. 1) в опытах применялась трубка статического давления, соединенная с пьезометром. Трубка располагалась радиально в сечении $2-2$ и имела возможность перемещаться вдоль радиуса. Поскольку в сечении $2-2$ радиальная составляющая скорости практически отсутствует, то разность уровней жидкости в аппарате и пьезометре – это статический напор в точке расположения устья трубки.

Приведем результаты экспериментальных исследований.

1. Проверка баланса сил $J_{22} = F + F_{pc}$

На рис. 4 приведено опытное поле давлений, измеренное при перемешивании воды мешалкой $D = 0.163$ м с углом наклона лопастей к горизонту $\alpha = 24^\circ$, клиренсе $C = 130$ мм и частоте вращения мешалки $N = 6.5$ с⁻¹. Опытное значение осевой силы было равно $F_{Op} = 7.25$ Н, а крутящий момент на валу привода $M_{Op} = 0.24$ Н м.

В результате вычислений получено $J_{22} = 11.8$ Н. Расчет силы давления F_{pc} проводился по уравнению

$$F_{pc} = 2\pi \int_0^{R_\Gamma} \Delta p r dr,$$

с учетом аппроксимации опытной зависимости $\Delta p(r)$ полиномом 3-ей степени – $F_{pc} = 3.8$ Н. Относительное расхождение баланса сил составило $(J_{22} - F - F_{pc})/J_{22} = 0.065$, что соответствует погрешности измерения. Серия подобных опытов подтвердила, что в уравнении (26) учтены все значимые силы.

2. Проверка неравенства $F < F_{max}$

Результаты измерений позволили найти мощность, а также отношение $f = F_{Op}/F_{max}$ при $r_C = 0.39D$ и F_{max} , рассчитанной согласно (2), рис. 5. Величина F_{max} в ряде случаев существенно превышает опытные значения.

3. Уравнение для расчета κ

Опытные значения κ_{Op} вычислим по формуле

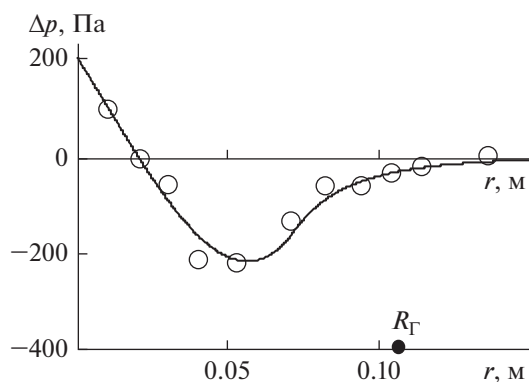


Рис. 4. Распределение давлений Δp по радиусу.

$$\kappa_{\text{оп}} = N_{F_{\text{оп}}} / N_{J_{22}}. \quad (33)$$

С учетом того, что диапазон изменения переменных уравнения (30) для осевых мешалок не велик ($\Gamma_D = 0.25-0.5$, $N_p = 0.31-1.5$) в качестве формы связи переменных в уравнении (30) был принят степенной одночлен.

В результате обработки опытных данных с применением метода наименьших квадратов получено уравнение для расчета коэффициента κ в виде

$$\kappa = 1.82\Gamma_D^{1.5}N_p^{-0.14}. \quad (34)$$

На рис. 6 представлено сопоставление опытных значений $\kappa_{\text{оп}}$, полученных согласно (33), с вычисленными по (34).

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Отметим, что для расчета осевой силы F следует последовательно рассчитать N_{Q_M} – (6), N_Q – (21), N_{J_M} – (10), N_{J_K} – (20), κ – (34), N_F – (29).

Поскольку все эти уравнения записаны в явном виде, то путем последовательных подстановок с учетом Z нетрудно получить одно уравнение для расчета критерия осевой силы в виде

$$N_F = \Pi_1 \Pi_2 Z, \quad (35)$$

где

$$\Pi_1 = 1.87\Gamma_D^{0.5} \left[1.45 + \frac{(2.05 - 3.6\Gamma_D)\Gamma_D^2}{(0.32 + 2\Gamma_D^2)^2} \right], \quad (36)$$

$$\Pi_2 = \frac{N_p^{0.86}}{4\pi^2(0.315 + 0.065N_p)^2}. \quad (37)$$

Следует отметить, что в формуле (36) Π_1 зависит только от Γ_D . Эту зависимость с высокой точностью в диапазоне $0.25 < \Gamma_D < 0.5$ можно аппроксимировать уравнением прямой

$$\Pi_1 = 1.35(1 - \Gamma_D). \quad (38)$$

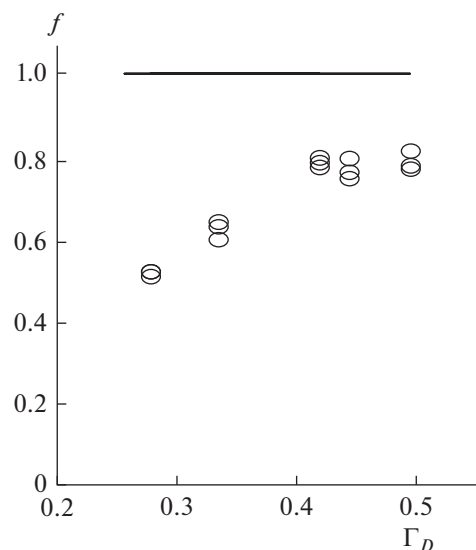


Рис. 5. Зависимость отношения $f = F/F_{\text{max}}$ от симплекса Γ_D при $C = 0.33$, $C_b = 0$ и $\alpha = 24^\circ$.

Вид этой зависимости представлен на рис. 7.

В результате такого упрощения расчетное уравнение (35) принимает окончательную форму, которая в явном виде отражает влияние N_p , Γ_D и Z на N_F .

$$N_F = \frac{0.36(1 + \Gamma_D)}{(1 + 0.21N_p)} N_p^{0.86} Z. \quad (39)$$

Общая корреляция опытных и расчетных данных приведена на рис. 8.

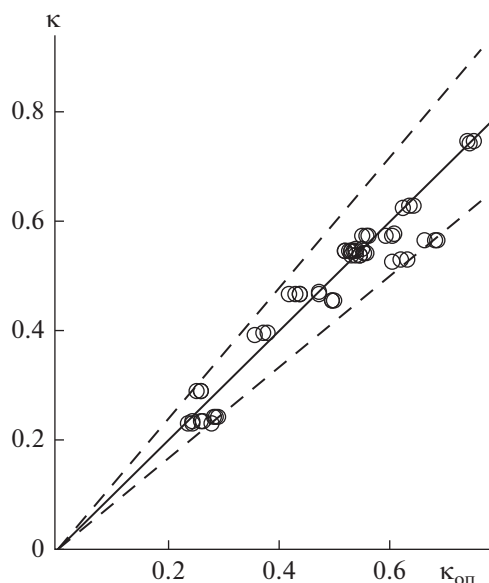


Рис. 6. Общая корреляция опытных и рассчитанных по (34) данных. Пунктирные линии – коридор отклонений $\pm 0\%$.

Данные представленные на рис. 8 свидетельствуют о том, что уравнение (39) с погрешностью, не превышающей 12%, (рис. 8) описывает опытные данные, полученные при перемешивании воды стандартными трехлопастными мешалками.

Уравнение (39) прямо не отражает влияние клиренса C и отражательных перегородок C_b на N_F (рис. 9 и 10). Очевидно, что степень влияния этих параметров в достаточной мере учитывается косвенно, через критерий мощности N_p .

На рис. 11 приведено сопоставление экспериментальных значений N_F и результатов расчета по уравнениям (39) и (6) для мешалки с углом наклона лопастей $\alpha = 24^\circ$. Из анализа рис. 11 следует, что уравнение (6) удовлетворительно описывает опытные данные лишь при значениях симплекса $\Gamma_D > 0.4$.

Приведем сопоставление опубликованных опытных данных и результатов расчета по (39) для осевых мешалок, конструкции которых отличаются от приведенной в данном исследовании.

Все далее приведенные опыты проводились в смесителях с четырьмя стандартными отражательными перегородками при перемешивании воды.

В работе [25] для смесителя $T = 0.3$ м с пропеллерной мешалкой диаметром 100 мм (шаговое отношение равно единице) опытным путем получено $N_p = 0.35$. Приведенное в работе соотношение $N_F^{1.5}/N_p = 0.25$ позволяет найти $N_F = 0.2$. Расчет по (39) – $N_F = 0.24$. Погрешность расчета составила 17%.

Данные, приведенные в работе [26] для смесителя диаметром $T = 0.222$ м с шестилопастной мешалкой типа Prochem Maxflo T (PMT) диаметром $D = 0.078$ м, позволяют найти, что при $Re = 10^4$ критерии мощности и силы равны $N_p = 1.1$ и $N_F = 0.71$. Расчет по (39) дает значение 0.64, т.е. погрешность расчета составила 11%.

В работе [27] для смесителя диаметром 290 мм со стандартной 4-х лопастной мешалкой получено $N_p = 1.34$ и $N_F = 0.47$. Расчет по (39) дает $N_F = 0.53$, т.е. погрешность расчета составляет 12%.

Хорошая сходимость приведенных опытных данных с расчетными по (39) подтверждает универсальность профиля осевых скоростей и уравнений для расчета расходов, принятых при выводе уравнения (39). Отметим, что условие (3) выполняется для всех приведенных смесителей.

На рис. 12 приведены зависимости насосного η от угла наклона лопастей α и симплекса Γ_D . При этом расчетные значения η по (32) определялись с учетом опытных значений критерия мощности N_p .

Представленные на рис. 12 данные свидетельствуют о несовершенстве осевых мешалок при выполнении ими функций осевого насоса. КПД

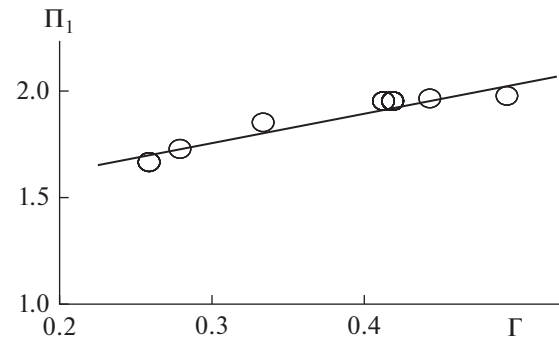


Рис. 7. Зависимость сомножителя Π_1 от Γ_D . Точки – расчет по (36), линия – расчет по (38).

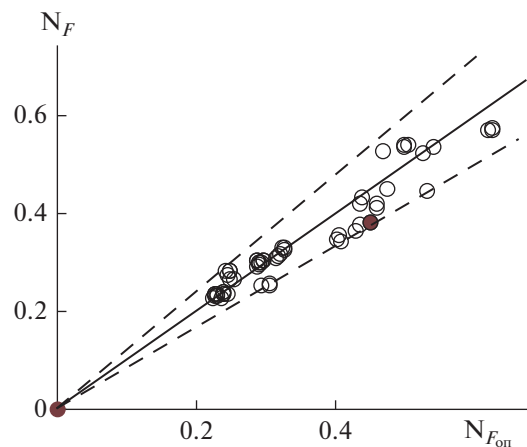


Рис. 8. Общая корреляция опытных и рассчитанных по (39) данных. Пунктирные линии – отклонения $\pm 20\%$.

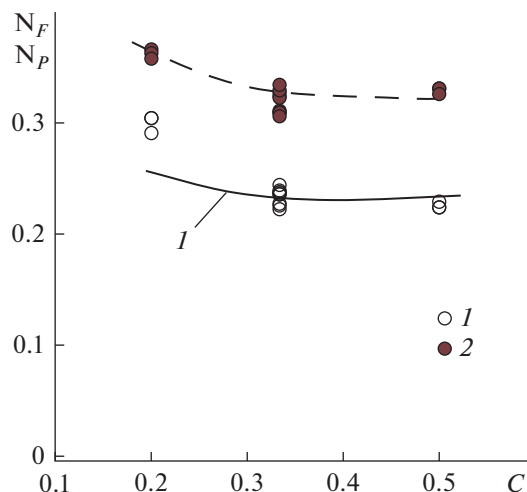


Рис. 9. Зависимости N_F и N_p от C при $\alpha = 24^\circ$, $C_b = 0$ и $\Gamma_D = 0.41$. Линия 1 – расчет по (39).

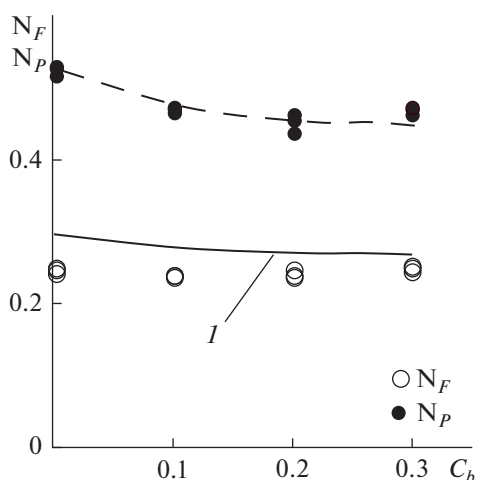


Рис. 10. Зависимости N_F и N_P от C_b при $\alpha = 30^\circ$, $C = 0.33$ и $\Gamma_D = 0.41$. Линия I – расчет по (39).

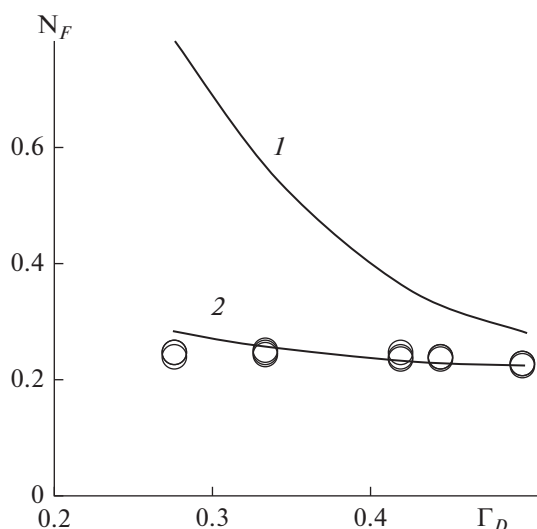


Рис. 11. Зависимость критерия силы N_F от симплекса Γ_D при $\alpha = 24^\circ$; $C = 0.33$; $C_b = 1$; линия I и 2 – результаты расчетов по уравнениям (6) и (39); точки – опытные данные.

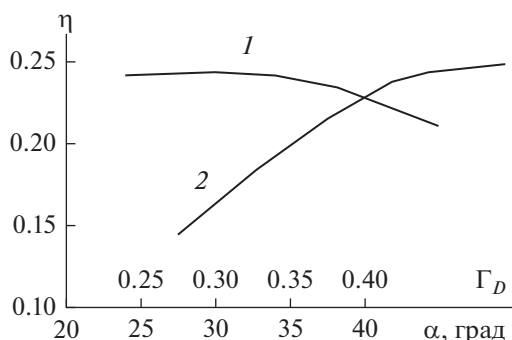


Рис. 12. Зависимость КПД (η) осевой мешалки от Γ_D – линия 2 (при $\alpha = 24^\circ$, $C = 0.33$) и от α – линия 1 (при $\Gamma_D = 0.41$, $C = 0.33$).

такого насоса не превышает 0.3. Частично это связано с созданием мешалкой скоростного напора, который не преобразуется в статический и не участвует в поддержании циркуляционного движения жидкости.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Получено уравнение (39), позволяющее вычислить гидродинамическую осевую силу F , действующую на осевую мешалку выбранного типа-размера, если для нее известен критерий мощности N_P .

При выполнении практических расчетов следует принять меньшую из величин F и F_{\max} , вычисленных на основе (39) и по формуле (2).

Знание критерия осевой силы позволяет по (32) определить η – насосный КПД.

ОБОЗНАЧЕНИЯ

C	клиренс мешалки, м
D	диаметр мешалки, м
H	высота заполнения аппарата, м
J	поток импульса, Н
J_z	поток импульса в проекции на ось z , Н
J_{22}	поток импульса через сечение 2–2, Н
J_M	поток импульса через зону мешалки, Н
J_K	поток импульса через кольцевое сечение, Н
N	частота вращения, s^{-1}
$N_F = \frac{F}{\rho N^2 D^4}$	критерий осевой мешалки
$N_P = \frac{P}{\rho N^3 D^5}$	критерий мощности мешалки
$N_Q = \frac{Q}{ND^3}$	критерий циркуляционного расхода
$N_{Q_M} = \frac{Q_M}{ND^3}$	критерий расхода жидкости через зону мешалки
$N_{J_M} = \frac{J_M}{\rho N^2 D^4}$	критерий потока импульса через зону мешалки
$N_{F_{pc}}$	критерий силы давления
$N_{J_{22}}$	критерий потока импульса через сечение 2–2
$\Gamma_C = C/T$, $\Gamma_D = D/T$	симплексы геометрического подобия
$\Gamma_H = H/D$	
P	мощность перемешивания, Вт

Q	циркуляционный расход жидкости, $\text{м}^3/\text{с}$
Q_M	расход жидкости через зону мешалки, $\text{м}^3/\text{с}$
R_Γ	радиус границы раздела восходящего и нисходящего потоков жидкости, м
R_M	радиус мешалки, м
R_V	радиус сосуда, м
T	диаметр сосуда, м
b	ширина отражательных перегородок, м
h	высота отражательной перегородки, м
k_b	число перегородок
r	текущий радиус, м
r_C	радиус точки приложения равнодействующей силы сопротивления лопасти, м
u_z	осевая составляющая скорости жидкости, $\text{м}/\text{с}$
$w = Q/S_\Gamma$	средняя расходная скорость в циркуляционном контуре, $\text{м}/\text{с}$
α	угол наклона лопастей к горизонту, град
ζ	коэффициент сопротивления мешалки
ρ	плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Nienow A.W.* Stirring and stirred-tank reactors // *Chem. Ing. Technik*. 2014. V. 86. № 12. P. 2063.
2. *Ekato*. The Book. Freiburg: Ekato holding Hmbh, 2012.
3. *Tanguy P.A., Fradette L., Ascanio G., Yatomi R.* Laminar mixing processes in stirred vessels. In: *Advances in industrial mixing*, edited by S.M., Kresta, A.W., Etchells III, D.S., Dickey, V.A., Atiemo-Obeng, Wiley, New Jersey, 2016.
4. *Amanula A.A., Buckland B.C., Nienow A.W.* Mixing in the Fermentation and Cell Culture Industries. In: *Handbook of industrial mixing*, edited by E.L. Paul, V.A. Atiemo-Obeng, S.M. Kresta, Wiley-Interscience, New Jersey, 2004.
5. *Strek F.* Michani a michaci zarizeni. Prelozili a dopolnili I. Fort, J. Kratky, J. Vlcek. Praha, 1977.
6. *Брагинский Л.Н., Бегачев В.И., Барабаш В.М.* Перемешивание в жидких средах: Физические основы и инженерные методы расчета. Л.: Химия, 1984.
7. *Мильченко А.И.* Прикладная механика. Часть 1, 2. М.: Академия, 2013.
8. *Доманский И.В., Мильченко А.И., Саргаева Ю.В., Кубышкин С.А., Воробьев-Десятовский Н.В.* Опыт проектирования и надежной эксплуатации прецессионных мешалок рудных пульп для аппаратов большого объема // *Теорет. основы хим. технологии*. 2017. Т. 51. № 6. С. 687.
9. *Elson T.R., Cheesman D.J., Nienow A.W.* X-ray studies of cavern sizes and mixing performance with fluids possessing yield stress // *Chem. Eng. Sci.* 1986. V. 41. № 10. P. 2555.
10. *Amanula A.A., Hjorth S.A., Nienow A.W.* A new mathematical model to predict cavern diameters in highly shear thinning, power law liquids using axial flow impellers // *Chem. Eng. Sci.* 1998. V. 53. № 3. P. 455.
11. *Adams L.W., Barigou M.* CFD analysis of caverns and pseudo-caverns developed during mixing of non-newtonian fluids // *Chem. Eng. Res. Des.* 2007. 85. № 5. P. 598.
12. *Bhole M., Ford C., Bennington C.* Characterization of axial flow impellers in pulp fibre suspensions // *Chem. Eng. Res. Des.* 2009. V. 87. № 4. P. 648.
13. *Xiao Qi, Yang N., Zhu J., Guo L.* Modeling of cavern formation in yieldstress fluids in stirred tanks // *AIChE J.* 2014. V. 60. № 8. P. 3057.
14. *Wang S., Wu J., Bong E.Y.* Reduced IMRs in mixing tank via agitation improvement // *Chem. Eng. Res. Des.* 2013. V. 91. № 6. P. 1009.
15. *Седов Л.И.* Механика сплошной среды / Т. 1, 5 изд. испр., М.: Наука, 1994.
16. *Окулов В.Л., Соренсен Ж.Н., Г.А.М. ван Куик.* Развитие теорий оптимального ротора. К 100-летию вихревой теории гребного винта проф. Н.Е. Жуковского // *Труды ЦАГИ им. проф. Н.Е. Жуковского*. Вып. 2713. М., 2013. С. 72.
17. *Brown D.A.R.* Mixer performance characteristics: impeller and process efficiency // In: *Mixing XXII*. 2010. Victoria, BC Canada.
18. *Machado M.B., Nunhez J.R., Nobes D., Kresta S.M.* Impeller Characterization and Selection: Balancing Efficient Hydrodynamics with Process Mixing Requirements // *AIChE Journal*. 2012. V. 58. № 8. P. 2573.
19. *Fort I., Seichter P., Pesl L.* Axial Thrust of axial flow Impellers // *Chem. Eng. Res. Des.* 2013. V. 91. № 5. P. 789.
20. *Доманский И.В., Мильченко А.И., Некрасов В.А., Воробьев-Десятовский Н.В.* Производительность осевых мешалок в смесителях с отражательными перегородками // *Теорет. основы хим. технологии*. 2020. Т. 54. № 1. С. 97.
21. *Павлушенко И.С., Костин Н.М., Ячкула Б.Н.* Изучение процесса перемешивания. Сообщение 1 и 2 // *Труды ЛТИ им. Ленсовета*. Вып. XLI. Л.: Госхимиздат, 1957. С. 118.
22. *Wu J., Zhu Y., Pullum L.* The Effect of Impeller Pumping and Fluid Rheology on Solids Suspension in a Stirred Vessel // *Can. J. Chem. Eng.* 2001. V. 79. P. 177.
23. *Pianko-Oprych P., Nienow A.W., Barigou M.* Positron emission particle tracking (PEPT) compared to particle image velocimetry (PIV) for studying the flow generated by a pitched-blade turbine in single phase and multiphase systems // *Chem. Eng. Sci.* 2009. V. 64. P. 4955.
24. *Kumaresan T., Joshi J.B.* Effect of impeller design on the flow pattern and mixing in stirred tanks // *Chem. Eng. J.* 2006. V. 115. P. 173.

25. *Seichter P., Pesl L.* Thrust Effect of Axial Impellers // Chemahazin. 2012 XXII, 2, 8-1113.
26. *Story A., Jaworski Z.* Influence of rheological properties of stirred liquids on the axial and tangential forces in a vessel with a PMT impeller // Chem. Eng. Res. Des. 2018. V. 138. P. 398.
27. *Story A., Jaworski Z.* A new model of cavern diameter based on a validated CFD study on stirring of highly shear-thinning fluid // Chem. Pap. 2017. V. 71. № 7. P. 1255.
28. *Fort I., Kysela B., Jirout T.* Flow characteristics of axial high speed impellers // Chem. Proc. Eng. 2010. V. 31. P. 661.
29. *Павлушенко И.С., Демьянова Е.М.* О движении потока жидкости при перемешивании // Журн. прикл. химии. 1966. Т. 39. № 7. С. 1492–1499.
30. *Hruby M., Zaloudik P.* Axial Thrust of Mixers // Chemicky prumysl. 1965. V. 15/40. № 8. P. 469.
31. *Ranade V.V., Joshi J.B.* Flow generated by pitched blade turbines I: Measurements using laser Doppler anemometer // Chem. Eng. Com. 1989. V. 81. № 1. P. 197.
32. *Aubin J., Mavros P., Fletcher D.F., Bertrand J., Xuereb C.* Effect of axial agitator configuration (Up-pumping, down-pumping, reverse rotation) on flow patterns generated in stirred vessels // Trans. IChemE. 2001. V. 79. Part A845.
33. *Павлушенко И.С., Костин Н.М., Ячкула Б.Н.* Изучение процесса перемешивания. Сообщение 1 и 2 // Труды Ленинградского Технологического института имени Ленсовета. Вып. XLI. Л.: Госхимиздат, 1957. С. 118.
34. *Wu J., Pullum L.* Performance Analysis of Axial-Flow Mixing Impellers // AIChE Journal. 2000. V. 46. P. 489.
35. *Fort I., Medek J.* Hydraulic and energetic efficiency of impellers with inclined blades // 6th European Conference on Mixing. Pavia, Italy, 1988.