

Министерство образования и науки Российской Федерации
ГОУ ВПО «Тамбовский государственный технический университет»

С.В. КАРПУШКИН, М.Н. КРАСНЯНСКИЙ, А.Б. БОРИСЕНКО

РАСЧЁТЫ И ВЫБОР МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕМЕШИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ЕМКОСТНЫХ АППАРАТОВ

*Допущено учебно-методическим объединением по образованию
в области химической технологии и биотехнологии
в качестве учебного пособия для студентов
высших учебных заведений, обучающихся по специальности
«Машины и аппараты химических производств»*



Тамбов
Издательство ТГТУ
2009

УДК 66.063.8(075)
ББК Л111.3-5-02я73
К267

Рецензенты:

Научно-технический совет
ОАО «Тамбовский завод «Комсомолец» им. Н.С. Артёмова

Доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой «Машины и аппараты химических производств» Ивановского государственного химико-технологического университета

В.Н. Блиничев

Карпушкин, С.В.

К267 Расчёты и выбор механических перемешивающих устройств вертикальных емкостных аппаратов : учебное пособие / С.В. Карпушкин, М.Н. Краснянский, А.Б. Борисенко. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2009. – 168 с. – 100 экз. – ISBN 978-5-8265-0860-2.

Знакомит студентов с основными методиками и программным обеспечением расчёта параметров и определения оптимальной конструкции механического перемешивающего устройства вертикального емкостного аппарата.

Предназначено для студентов специальности 240801 «Машины и аппараты химических производств» дневной формы обучения и аспирантов, проводящих исследования в области оптимального конструирования емкостного оборудования.

УДК 66.063.8(075)

ББК Л111.3-5-02я73

ISBN 978-5-8265-0860-2

© ГОУ ВПО «Тамбовский государственный
технический университет» (ТГТУ), 2009

Учебное издание

КАРПУШКИН Сергей Викторович,
КРАСНЯНСКИЙ Михаил Николаевич,
БОРИСЕНКО Андрей Борисович

РАСЧЁТЫ И ВЫБОР МЕХАНИЧЕСКИХ
ПЕРЕМЕШИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ЕМКОСТНЫХ АППАРАТОВ

Учебное пособие

Редактор Т.М. Глинкина
Инженер по компьютерному макетированию Т.Ю. Зотова

Подписано в печать 13.11.2009
Формат 60 × 84/16. 9,76 усл. печ. л. Тираж 100 экз. Заказ № 498

Издательско-полиграфический центр ТГТУ
392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14

ВВЕДЕНИЕ

Перемешивание – один из наиболее распространённых процессов химической технологии. Аппараты с перемешивающими устройствами используются для проведения разнородных технологических процессов, таких как кристаллизация, абсорбция, экстрагирование, гомогенные и гетерогенные химические реакции и т.д. Исходя из физико-химической природы этих процессов, можно выделить несколько групп явлений, которые непосредственно связаны с условиями перемешивания:

1) распределение взвешенных частиц в объёме жидкости или предотвращение их оседания (перемешивание суспензий);

2) диспергирование капель жидкости или пузырьков газа (перемешивание несмешиваемых жидкостей, жидкости и газа);

3) смешение взаимно растворимых сред.

Таким образом, перемешивание можно рассматривать как способ интенсификации процессов распределения взвешенных или растворённых частиц, а также диспергирования капель и пузырьков в жидкости путём приведения её в вынужденное движение.

Традиционный вид оборудования для перемешивания [1, 2, 4, 5] – вертикальный цилиндрический аппарат с мешалкой, ось вращения которой совпадает с осью корпуса аппарата. Объём аппаратов с механическими мешалками составляет от 10 дм³ до 2000 м³. Основными элементами перемешивающих устройств таких аппаратов чаще всего являются:

– вертикально расположенный консольный или однопролётный вал, на котором размещены одна или несколько (до пяти) мешалок;

– уплотнение вала в месте его прохода через крышку аппарата;

– привод вала от электродвигателя через редуктор или клиноременную передачу;

– муфта, соединяющая вал привода с валом мешалки.



а)

б)

в)



г)

д)

Механические мешалки:

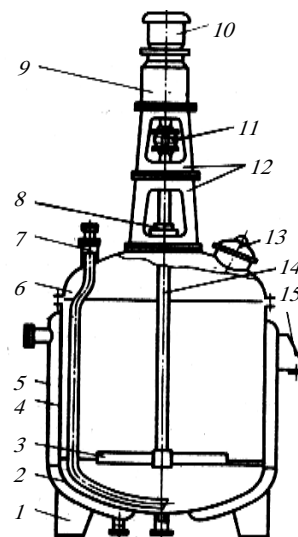
а – лопастная; б – трёхлопастная; в – открытая турбинная;

г – рамная; д – якорная

Конструктивным элементом, непосредственно предназначенным для приведения жидкости в вынужденное движение, служит мешалка. Практика показывает, что большинство задач перемешивания может быть успешно решено путём использования ограниченного числа конструкций мешалок: лопастные, турбинные, трёхлопастные (пропеллерные), рамные, якорные. При этом для отдельных типов мешалок существуют наиболее характерные области применения и диапазоны геометрических соотношений.

По величине отношения диаметров аппарата и мешалки G_D перемешивающие устройства подразделяются на две категории:

1) мешалки с вертикальными лопастями (якорные, рамные), которые принято использовать для перемешивания жидкостей повышенной вязкости при значениях $G_D = 1,05 \dots 1,5$;



Аппарат с механической мешалкой:

1 – опорная стойка; 2 – днище;
3 – мешалка; 4 – обечайка;
5 – рубашка; 6 – крышка;
7 – труба передавливания;
8 – уплотнение; 9 – редуктор;
10 – электродвигатель;
11 – соединительная муфта;
12 – стойка привода; 13 – люк;
14 – вал; 15 – опорная лапа

2) мешалки с горизонтальными лопастями (лопастные, турбинные и другие), используемые при значениях $G_D > 1,5$.

Согласно [2], конструкция перемешивающего устройства должна отвечать следующим условиям:

– установка на вал нескольких мешалок допускается при невозможности обеспечить требуемый режим перемешивания одной мешалкой и если отношение высоты заполнения аппарата перемешиваемой средой H к его диаметру D превышает 1,3;

– при размещении на валу нескольких мешалок их конструкция и размеры должны быть одинаковыми, расстояние между соседними мешалками не должно быть меньше их диаметра d_m ;

– высота установки нижней мешалки над днищем аппарата при $G_D > 1,5$ должна быть в пределах $(0,4 \dots 1)d_m$, но не выше $H/2$, а при $D/d_m \leq 1,5$ – в пределах $(0,5 \dots 5)(D - d_m)$, но не выше $D/4$.

Основой для разработки методики расчёта конструктивных параметров механических перемешивающих устройств является теория перемешивания в жидких средах, разработанная сотрудниками С.-Петербургского филиала НИИХИММАШ. Наиболее полно эта теория приведена в работе [1], где изложены представления о физическом механизме перемешивания жидких сред, методика инженерного расчёта гидродинамики перемешивания, тепло- и массообмена, турбулентной диффузии и другие. На основе [1] создан руководящий нормативный документ [2], который регламентирует метод расчёта механических перемешивающих устройств промышленных аппаратов. В [2] изложены рекомендации по выбору конструкции перемешивающего устройства, методика расчёта мощности, затрачиваемой на перемешивание при турбулентном и ламинарном режимах, а также представлены алгоритмы расчёта продолжительности гомогенизации среды при перемешивании взаимно растворимых жидкостей, распределения концентрации компонентов по высоте и радиусу рабочего объёма аппарата для процессов перемешивания суспензий, несмешиваемых жидкостей, жидкости и газа, подаваемого в аппарат через барботёр, а также для процесса растворения частиц твёрдой фазы. Последняя редакция руководящего документа [2] дополнена методом расчёта процесса перемешивания высококонцентрированных суспензий, приведённым в работе [7].

Целью расчёта параметров механического перемешивающего устройства является ответ на вопрос: способно ли устройство обеспечить требуемые условия реализации указанных процессов в рассматриваемом аппарате при выполнении ограничений на геометрические размеры мешалки, глубину центральной воронки и потребляемую мощность. При отрицательном ответе на этот вопрос возникает задача выбора оптимальной конструкции перемешивающего устройства. Эта задача актуальна для любых производств (не только химических), где вертикальные емкостные аппараты в разные периоды эксплуатации могут входить в состав различных технологических систем и использоваться для осуществления разных процессов.

Гидродинамический расчёт перемешивающего устройства обычно дополняется механическими расчётами [3], в результате которых определяется необходимый диаметр его вала.

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ КОНСТРУКЦИИ МЕХАНИЧЕСКОГО ПЕРЕМЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ВЕРТИКАЛЬНОГО ЕМКОСТНОГО АППАРАТА

К числу основных параметров конструкции механического перемешивающего устройства (МПУ) вертикального емкостного аппарата относятся:

– тип мешалки, расчётной характеристикой которого является коэффициент её гидравлического сопротивления (ζ);

– число идентичных мешалок на валу перемешивающего устройства (z_m);

– диаметр мешалок (d_m);

– частота вращения вала перемешивающего устройства (n);

– диаметр вала перемешивающего устройства (d).

Рассмотрение методики выбора оптимальных значений этих параметров начнём с элементов теории перемешивания в жидких средах, положенных в её основу:

– соотношений, характеризующих пригодность МПУ фиксированной конструкции (значений ζ , z_m , d_m , n) для создания в рассматриваемом аппарате необходимой гидродинамической обстановки;

– характеристик качества перемешивания различных сред, позволяющих сравнивать эффективность и необходимую интенсивность перемешивания конкретной среды устройствами разных конструкций.

1.1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЁТА ВЕРТИКАЛЬНЫХ ЕМКОСТНЫХ АППАРАТОВ

В большинстве случаев промышленные аппараты с механическими мешалками реализуют турбулентный режим перемешивания, когда режимы обтекания лопастей мешалки и течения основной массы жидкости являются турбулентными. При этом значение центробежного критерия Рейнольдса

$$Re_{ц} = \frac{n d_M^2}{\nu}$$

превышает 1000. Здесь ν – кинематическая вязкость перемешиваемой среды, m^2/c .

1.1.1. Поле скоростей при турбулентном перемешивании

При турбулентном режиме перемешивание жидкостей представляет собой результат двух одновременно протекающих процессов:

1) конвективного переноса достаточно крупных элементов объёма перемешиваемой среды с направленным потоком;

2) накладывающихся на конвективный перенос пульсационных движений различного масштаба.

Турбулентные пульсации и их интенсивность непосредственно связаны с характеристиками осредненного течения перемешиваемой среды. В связи с этим одним из необходимых элементов математического моделирования процесса перемешивания является описание гидродинамики осредненного течения жидкости в аппарате.

Формирование поля скоростей в потоке жидкости определяется следующими факторами:

- движущими силами, приложенными к жидкости извне;
- уравновешивающим эти силы гидравлическим сопротивлением на неподвижных поверхностях, ограничивающих поток;
- обменом энергией между соседними слоями жидкости [1].

Инженерная методика расчёта поля скоростей [1, 2] является полуэмпирической, т.е. предполагает использование коэффициентов гидравлического сопротивления и аппроксимирующих зависимостей, найденных на основании результатов измерений.

Результаты экспериментов, приведённые в [1], свидетельствуют о том, что радиальная и осевая составляющие скорости потока перемешиваемой жидкости, как правило, во много раз меньше окружной, значения которой почти не изменяются по высоте аппарата и практически не зависят от высоты расположения мешалки. Профиль окружной скорости жидкости, перемешиваемой механическими мешалками в вертикальном емкостном аппарате, представлен на рис. 1.3.

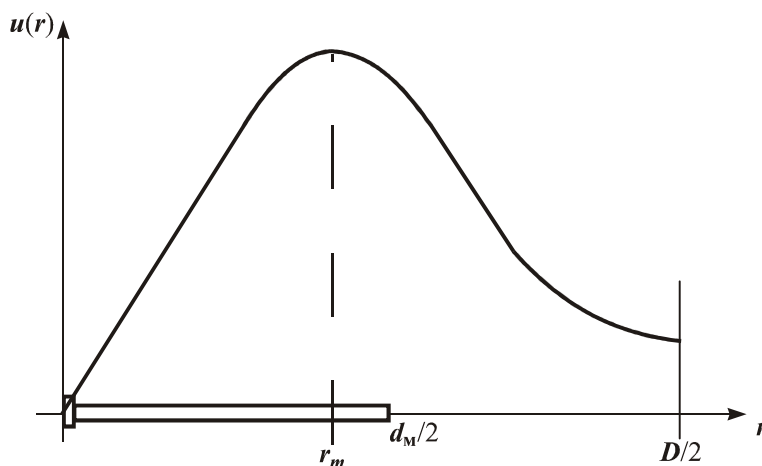


Рис. 1.3. Профиль окружной скорости перемешиваемой среды:

u – окружная скорость жидкости; r – текущий радиус; r_m – радиус максимума окружной скорости; D – внутренний диаметр аппарата

Установка в аппарате неподвижных внутренних устройств (отражательных перегородок, труб, отражателей, змеевиков) приводит к уменьшению скорости окружного течения, увеличению радиальной и осевой составляющих скорости. Распределение скоростей в этом случае зависит, в основном, от величины суммарного гидравлического сопротивления $R_{вн}$ внутренних устройств окружному потоку. В аппаратах с внутренними устройствами, обладающими высоким гидравлическим сопротивлением, все пространственные составляющие скорости оказываются близкими по величине и важнейшим элементом гидродинамической обстановки становится меридианальная циркуляция.

Гидродинамический расчёт аппаратов с механическими мешалками включает расчёт затрат мощности на перемешивание и определение параметров, характеризующих эффективность перемешивания конкретной среды. Методика расчёта [2] различна в зависимости от соотношения значений $R_{вн}$ и значения произведения $0,1DH$: при $R_{вн} \leq 0,1DH$, когда осевая и радиальная составляющие скорости потока существенно меньше окружной, в качестве гидродинамической основы расчёта используется параметр профиля окружной скорости перемешиваемой среды ψ_1 , а при $R_{вн} > 0,1DH$ расчёт основан на использовании относительного осреднённого значения окружной скорости потока $u_{ср}$.

Для расчёта необходимы следующие исходные данные:

1. Конструктивные параметры аппарата:

- внутренний диаметр D ;
- высота заполнения аппарата рабочей средой без перемешивания H .

2. Параметры перемешивающего устройства (табл. 1.1):

- тип мешалки (коэффициент её сопротивления ζ);
- коэффициент расхода мешалки k_2 ;
- число мешалок на валу z_m ;
- диаметр мешалки d_m ;
- частота вращения вала мешалки n .

1.1. Основные характеристики наиболее распространённых мешалок

Тип мешалки	Рекомендуемые значения $G_D = D/d_m$	Коэффициент сопротивления ζ	Коэффициент расхода k_2
Лопастная	1,5 – 2,5	0,88	0,0013
Трёхлопастная (пропеллерная)	3 – 6	0,56	0,0028
Турбинная (открытая и закрытая)	3 – 6	8,4	0,0013
Якорная	1,15 – 1,5	1,28	0,0013
Рамная	1,1 – 1,3	1,28	0,033
Фрезерная	3 – 6	1,5	0,002

3. Параметры установленных в аппарате внутренних устройств:

- число внутренних устройств z_b ;
- коэффициенты их гидравлического сопротивления $\zeta_i, i = 1, \dots, z_b$;
- геометрические размеры каждого внутреннего устройства;
- радиусы расположения их вертикальных осей в аппарате $r_i, i = 1, \dots, z_b$.

4. Физические характеристики перемешиваемой среды:

- плотность ρ ;
- кинематическая ν или динамическая μ вязкость;
- средний диаметр взвешенных частиц;
- массовая или объёмная концентрация компонентов среды.

1.1.2. Расчёт затрат мощности при турбулентном перемешивании

Связь между условиями перемешивания и затратами мощности имеет вид [1, 2]:

$$N = K_N \rho n^3 d_m^5, \quad (1.1)$$

где $K_N = C K_1 \zeta z_m$ – критерий мощности; K_1 – коэффициент мощности (устанавливает связь её значения с характеристиками окружного течения жидкости в аппарате); $C = \begin{cases} 3,87, & R_{\text{вн}} \leq 0,1DH; \\ 4, & R_{\text{вн}} > 0,1DH. \end{cases}$

Вид зависимостей для вычисления коэффициента мощности K_1 зависит от критерия гидродинамического подобия $G_D = D/d_m$ (отношения диаметров аппарата и мешалки), типа мешалки и суммарного гидравлического сопротивления внутренних устройств аппарата $R_{\text{вн}}$:

– при $G_D > 1,5$ для мешалок с горизонтальными лопастями (лопастных, турбинных и т.п.)

$$K_1 = \begin{cases} 0,1\psi_1^2 + 0,222\psi_1\psi_2 + 0,125\psi_2^2, & R_{\text{вн}} \leq 0,1DH; \\ 0,25 - 0,67u_{\text{ср}} + 0,5u_{\text{ср}}^2, & R_{\text{вн}} > 0,1DH; \end{cases}$$

– при $G_D \leq 1,5$ для мешалок с вертикальными лопастями (рамных, якорных)

$$K_1 = \begin{cases} (\psi_1 + \psi_2)^2, & R_{\text{вн}} \leq 0,1DH; \\ (1 - u_{\text{ср}})^2, & R_{\text{вн}} > 0,1DH. \end{cases}$$

Взаимосвязь между параметрами профиля окружной скорости жидкости в аппарате ψ_1 и ψ_2 выражается соотношением $\psi_2 = -s_1 - s_2\psi_1$, где s_1, s_2 – параметры, зависящие от типа мешалки и значения G_D :

– при $G_D > 1,5$ для мешалок с горизонтальными лопастями $s_1 = 0,5, s_2 = 1,25$;

– при $G_D \leq 1,5$ для мешалок с вертикальными лопастями

$$s_1 = \frac{7G_D - 6}{21G_D - 20}, \quad s_2 = \frac{28G_D - 27}{21G_D - 20}.$$

Одним из основных принципов расчёта аппарата с механическим перемешивающим устройством является условие равновесия всех приложенных к системе сил и моментов при установившемся режиме [1]. При вращательном движении жидкости относительно оси аппарата условие равновесия выражается в форме равенства крутящего момента, возникающего при вращении лопастей мешалки, сумме моментов сил сопротивления, возникающих на стенках корпуса аппарата и установленных в нём внутренних устройствах:

$$M_{\text{кр}} = M_{\text{ап}} + M_{\text{вн}}, \quad (1.2)$$

где $M_{\text{кр}} = z_m \zeta K_1$ – крутящий момент; $M_{\text{ап}} = \frac{\pi \lambda_k \gamma}{2,2 \text{Re}_{\text{ц}}^{0,25}} G_D^{2,75} u_{\text{ср}}^{1,75}$ – момент сил сопротивления вращению, воз-

никающих на стенках корпуса аппарата, при этом $\gamma = l \frac{H}{D} + p$ – параметр высоты заполнения аппарата,

$$l = \begin{cases} 8, & R_{\text{вн}} \leq 0,1DH; \\ 4, & R_{\text{вн}} > 0,1DH, \end{cases} \quad p = \begin{cases} 1, & \text{если поверхность среды свободна;} \\ 2, & \text{если аппарат заполнен полностью,} \end{cases}$$

$\lambda_k = \begin{cases} 0,095, & G_D > 2; \\ G_D / (20,35 G_D - 19,1), & G_D \leq 2 \end{cases}$ – коэффициент сопротивления корпуса аппарата; $M_{\text{вн}} = \sum_{i=1}^{z_b} M_{\text{вн}i}$ – сумма мо-

ментов сил сопротивления, возникающих на внутренних устройствах, при этом $M_{\text{вн}i} = \left(\frac{2}{d_m}\right)^3 \zeta_i f_i u^2(r_i) r_i$ – мо-

мент сопротивления i -го внутреннего устройства, f_i – площадь проекции i -го внутреннего устройства на меридианальную плоскость; $u(r_i)$ – относительная окружная скорость перемешиваемой среды на расстоянии r_i от вертикальной оси аппарата: $u(r_i) = u_{\text{ср}}$, если $R_{\text{вн}} > 0,1DH$, $u(r_i) = (1 + \psi_1 + \psi_2) \frac{d_m}{2r_i}$, если $R_{\text{вн}} \leq 0,1DH$ и

$G_D > 1,5$, для мешалок с горизонтальными лопастями, $u(r_i) = \frac{1 + \psi_1 + \psi_2}{2}$, если $R_{\text{вн}} \leq 0,1DH$ и $G_D \leq 1,5$, для мешалок с вертикальными лопастями.

Значение $R_{\text{вн}}$ определяется по формуле:

$$R_{\text{вн}} = \sum_{i=1}^{z_{\text{в}}} \zeta_i f_i, \quad (1.3)$$

где значения ζ_i и f_i определяются типом внутреннего устройства. Наиболее популярные внутренние устройства представлены на рис. 1.4.

Значения f_i и ζ_i для этих внутренних устройств:

– для одиночной трубы $f_{\text{т}} = h_{\text{т}} d_{\text{т}}$,

$\frac{h_{\text{т}}/d}{\tau}$	1	2	5	10	40	>4
$\zeta_{\text{т}}$	0,6 3	0,6 8	0,7 4	0,8 2	0,9 8	1,2 0

– для одиночной пластины $f_{\text{п}} = h_{\text{п}} s_{\text{п}} \sin \alpha$,

$\frac{h_{\text{п}}/s}{\text{п}}$	1	2	4	10	18	>18
$\zeta_{\text{п}}$	1,1	1,1 5	1,1 9	0,8 2	1,2 9	2

– для отражательной перегородки $f_{\text{оп}} = h_{\text{оп}} b_{\text{оп}}$, $\zeta_{\text{оп}} = 2$;

– для пальцевого отражателя (см. рис. 1.4, *г*) $f_{\text{от}} = h_{\text{от}} d_{\text{от}} + 2b_{\text{от}} s_{\text{от}}$, $\zeta_{\text{от}} = 1,5$, причём диаметр трубы $d_{\text{от}} = (0,025 \dots 0,05)D$, диаметр пальца $b_{\text{от}} = (0,05 \dots 0,07)D$, глубина пальца $s_{\text{от}} = (0,1 \dots 0,2)D^1$;

– для концентрического змеевика $f_{\text{зм}} = z_{\text{зм}} \pi d_{\text{зм}}^2$, где $z_{\text{зм}}$, $d_{\text{зм}}$ – число витков змеевика и внешний диаметр трубы, из которой он изготовлен;

– для секции змеевика $f_{\text{с}} = (h_{\text{с}} z_{\text{с}} + d_{\text{зм}}) (D_{\text{с}} + d_{\text{зм}})$, $\zeta_{\text{с}} = 2$, где $z_{\text{с}}$ – число витков в секции; $h_{\text{с}}$, $D_{\text{с}}$ – шаг и диаметр её навивки (секции змеевика рассматриваются как отражательные перегородки).

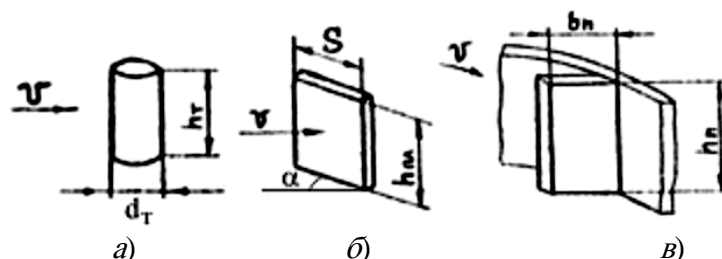
В случае незначительного сопротивления внутренних устройств ($R_{\text{вн}} \leq 0,1DH$) относительная окружная скорость перемешиваемой среды $u_{\text{ср}}$ является функцией параметров ψ_1 , ψ_2 :

– при $G_D > 1,5$ для мешалок с горизонтальными лопастями

$$u_{\text{ср}} = \frac{1 + 0,4\psi_1 + 0,5\psi_2 + 2 \cdot (1 + \psi_1 + \psi_2) \ln G_D}{2 G_D};$$

– при $G_D \leq 1,5$ для мешалок с вертикальными лопастями

$$u_{\text{ср}} = \frac{1 + 0,4\psi_1 + 0,5\psi_2 + 1,75 \cdot (1 + \psi_1 + \psi_2) (G_D - 1)}{2 G_D}.$$



¹ Кроме пальцевых, также широко распространены пластинчатые отражатели, представляющие собой трубу с двумя поперечными пластинами, закрепляемыми на определённой высоте с помощью хомутов. Если пластины расположены не перпендикулярно направлению потока перемешиваемой среды или (и) их размеры не соответствуют вышеприведённым, то эти устройства не рассматриваются как отражатели, а их гидравлическое сопротивление рассчитывается по формулам для труб и одиночных пластин.

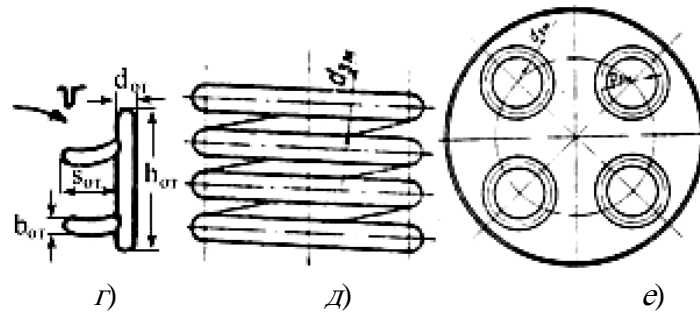


Рис. 1.4. Внутренние устройства аппаратов с механическими мешалками:
a – одиночная труба; *б* – одиночная пластина; *в* – отражательная перегородка;
г – отражатель (рассекатель); *д* – концентрический змеевик;
е – секционный змеевик

При вращательном движении жидкости в аппаратах с незначительным сопротивлением внутренних устройств наблюдается образование центральной воронки, сопровождающееся подъёмом жидкости у стенки аппарата. В результате внутренние кромки лопастей верхней мешалки могут обнажиться, что приведёт к существенному уменьшению крутящего момента, приложенного к среде. Отрицательные воздействия, связанные с образованием воронки, практически исключаются, если вершина воронки располагается выше ступицы мешалки. Поэтому одним из условий приемлемости перемешивающего устройства вертикального емкостного аппарата является:

$$H - h_M > h_B, \quad (1.4)$$

где $h_B = B(\psi_1)(nd_M)^2/2g$ – глубина центральной воронки в аппарате, т.е. расстояние от свободного уровня жидкости при отсутствии перемешивания до нижней точки воронки, возникающей при работе мешалки; $B(\psi_1)$ – параметр глубины воронки, значение которого документ [2] рекомендует определять по графику, представленному на рис. 1.5²; h_M – минимально допустимая высота расположения верхней мешалки над дном аппарата:

– $h_M = d_M(z_M - 0,6)$, если $G_D > 1,5$, для мешалок с горизонтальными лопастями;

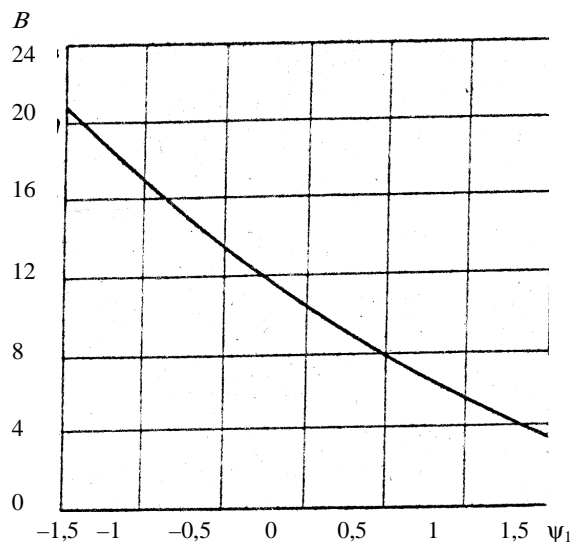


Рис. 1.5. График зависимости параметра глубины воронки B от параметра окружной скорости ψ_1

– $h_M = 0,5(D - d_M)$, если $G_D \leq 1,5$, для мешалок с вертикальными лопастями.

² В результате аппроксимации этого графика получена зависимость

$$B = -17,2 + e^{-0,2\psi_1 + 3,33}$$

В случае $R_{вн} > 0,1DH$ ограничение на глубину центральной воронки не учитывается, так как она считается незначительной и не определяется.

1.1.3. Турбулентный перенос и циркуляция в аппаратах с мешалками

В соответствии с диффузионно-циркуляционной моделью [1] в случае отсутствия в аппарате внутренних устройств и при $R_{вн} \leq 0,1DH$ в аппарате выделяются две концентрические зоны (рис. 1.6):

- центральная для $0 \leq r \leq r_m$ (r_m – радиус раздела зон);
- периферийная для $r_m \leq r \leq D/2$.

Для мешалок с горизонтальными лопастями (лопастных, турбинных и т.п.) определяющей является периферийная зона, а для мешалок с вертикальными лопастями (якорных, рамных) – центральная. Перемешивание в каждой из зон осуществляется за счёт турбулентной диффузии, а обмен между ними обеспечивается циркуляцией, диффузия через границу зон не учитывается. При этом за счёт высокой окружной скорости жидкости распределение концентраций в каждой из зон осесимметрично, и турбулентная диффузия в окружном направлении при наличии циркуляции не учитывается.

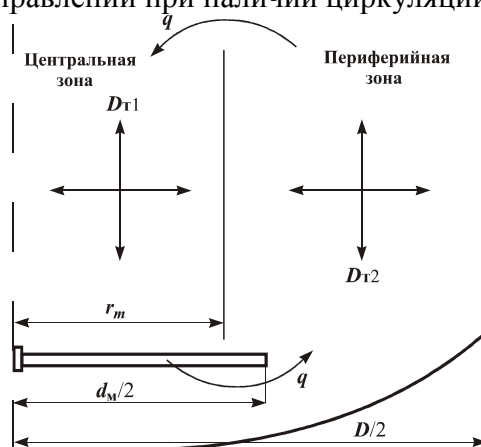


Рис. 1.6. Схема диффузионно-циркуляционной модели переноса в аппарате при $R_{вн} \leq 0,1DH$

Таким образом, интенсивность протекания процесса перемешивания определяется скоростью турбулентной диффузии в осевом и радиальном направлениях, а также циркуляционным расходом жидкости между центральной и периферийной зонами (q). Интенсивность турбулентной диффузии характеризуется коэффициентом турбулентного переноса

$$D_r = l^2 \left| \frac{du(r)}{dr} \right|,$$

где l – путь перемешивания (может быть равным радиусу аппарата), $\left| \frac{du(r)}{dr} \right|$ – абсолютное значение градиента окружной скорости перемешиваемой среды на радиусе r .

Профиль окружной скорости перемешиваемой среды всегда имеет максимум, которому соответствует нулевое значение градиента скорости, т.е. в объёме аппарата существует цилиндрическая поверхность, на которой коэффициент турбулентного переноса D_r обращается в нуль. Радиус раздела зон r_m равен радиусу максимума окружной скорости жидкости (см. рис. 1.3), и является решением уравнения

$$\frac{du(r)}{dr} = 4\psi_1 \bar{r}_m^{-3} + 3\psi_2 \bar{r}_m^{-2} + 1 = 0,$$

где $\bar{r}_m = 2r_m / d_m$ – относительный радиус раздела зон, см. [1].

Коэффициент турбулентного переноса в осевом и радиальном направлениях и циркуляционный расход перемешиваемой среды для каждой из зон определяются по полуэмпирическим формулам:

– при $G_D > 1,5$ для мешалок с горизонтальными лопастями

$$D_T = 0,318 n d_M^2 \cdot \frac{(G_D - \bar{r}_m)^2}{G_D^2 - \bar{r}_m^2} \times \\ \times \left(1,6 \psi_1 \cdot (\bar{r}_m^{-5} - 1) + 1,5 \psi_2 \cdot (\bar{r}_m^{-4} - 1) + (\bar{r}_m^{-2} - 1) + 2 \ln G_D \right) (1 + \psi_1 + \psi_2); \quad (1.5)$$

$$q = k_2 n d_M^3 e^{6,9 \cdot (1 + \psi_1 + \psi_2)}; \quad (1.6)$$

– при $G_D \leq 1,5$ для мешалок с вертикальными лопастями

$$D_T = 0,318 n d_M^2 \bar{r}_m^{-2} \cdot \left(1,6 \psi_1 \bar{r}_m^{-3} + 1,5 \psi_2 \bar{r}_m^{-2} + 1 \right); \quad (1.7)$$

$$q = k_2 n d_M^3. \quad (1.8)$$

Установка в аппарате внутренних устройств с $R_{вн} > 0,1DH$ приводит к резкому снижению окружной составляющей скорости. В таких аппаратах разделение объёма перемешиваемой среды на центральную и периферийную концентрические зоны не учитывается. Не учитывается также градиент концентраций компонентов среды по радиусу аппарата. Для определения коэффициента турбулентного переноса в объёме перемешиваемой среды используется единая упрощенная формула:

$$D_T = 0,435 n d_M D \cdot \sqrt[3]{\frac{Z_M \zeta}{G_D^2 \gamma}}. \quad (1.9)$$

Осреднённая величина D_T , определяемая по этой формуле, отражает вклад в перенос как турбулентной диффузии, так и циркуляции.

Изложенные принципы гидродинамического расчёта вертикального емкостного аппарата с механическим перемешивающим устройством являются общими для процессов турбулентного перемешивания большинства жидких сред, а именно процессов перемешивания взаимно растворимых жидкостей, мало- и высококонцентрированных суспензий, несмешиваемых жидкостей, жидкости и газа, подаваемого в аппарат через барботер, а также для процесса растворения частиц твёрдой фазы [1].

1.1.4. Расчёт затрат мощности при ламинарном перемешивании

Если $Re_{ц} \leq 80$, то во всём объёме аппарата, в том числе вблизи лопастей мешалки, имеет место ламинарное течение жидкости. При ламинарном режиме перемешивания рекомендуется [1, 2] использование в вертикальных емкостных аппаратах мешалок с вертикальными и спиральными лопастями: рамных, якорных, ленточных (рис. 1.7, а) и шнековых (рис. 1.7, б).

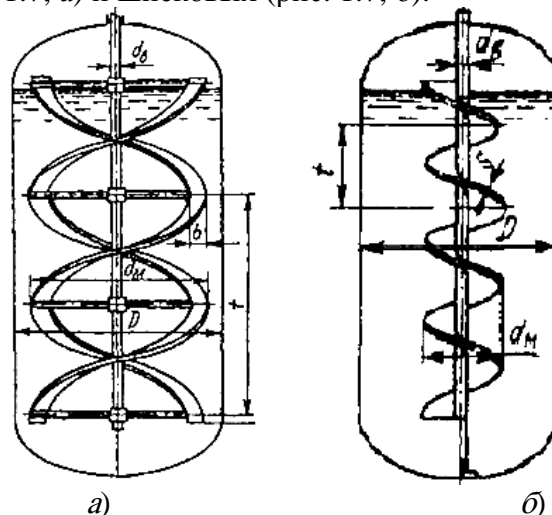


Рис. 1.7. Мешалки для ламинарного перемешивания:

a – ленточная; *б* – шнековая

Затраты мощности на перемешивание при ламинарном режиме также рассчитываются по формуле (1.1), т.е.

$$N = K_N \rho n^3 d_M^5,$$

однако для определения значения критерия мощности в данном случае рекомендована зависимость

$$K_N = \pi^2 \frac{M}{2\text{Re}_\Pi}, \quad (1.10)$$

где значение параметра M зависит от типа используемой мешалки.

При установке в аппарате якорной мешалки

$$M = \lambda_\Pi \frac{H_M}{d_M} (1 - b_{\Pi 0})^2,$$

где λ_Π – коэффициент сопротивления лопастей мешалки, значение которого документ [2] рекомендует определять по графику его зависимости от относительной ширины зазора между мешалкой и стенками аппарата $h_{30} = c/b_\Pi$ (рис. 1.8)³, причём ширина зазора $c = 0,5 \cdot (D - d_M)$, а ширину лопасти b_Π для якорной мешалки рекомендуется принимать равной $0,1 d_M$; $H_M = 0,7 d_M$ – высота лопасти мешалки; $b_{\Pi 0} = b_\Pi/d_M$ – относительная ширина лопасти мешалки.

Если в аппарате установлена рамная мешалка, то параметр M определяется по формуле:

$$M = \lambda_\Gamma \frac{H_M}{d_M} (1 - b_{\Pi 0})^2 + 3,5 n_\Gamma (1 - b_{\Pi 0})^3,$$

где n_Γ – число горизонтальных траверс мешалки (от двух до четырёх); λ_Γ – коэффициент сопротивления лопастей мешалки, значение которого определяется по графику, представленному на рис. 1.8; $H_M = 0,8 d_M$ – высота лопасти мешалки, а ширина лопасти принимается равной $0,07 d_M$.

При установке в аппарате ленточной мешалки

$$M = n_\Pi \lambda_c \frac{t_\Pi}{d_M} (1 - b_{\Pi 0})^2 + 3,5 n_\Gamma (1 - b_{\Pi 0})^3,$$

где n_Π – число лопастей мешалки (как правило, две, но бывает и одна); n_Γ – число горизонтальных траверс (от трёх до пяти); λ_c – коэффициент сопротивления лопастей мешалки, для определения значения которого также используется рис. 1.8; t_Π – шаг винтовой линии лопасти (два расстояния между соседними траверсами, см. рис. 1.7, *a*).

³ В результате аппроксимации этого графика получена зависимость

$$\lambda_\Pi = -21,591 \cdot \ln(1,055 h_{30}) + 23,426 h_{30}.$$

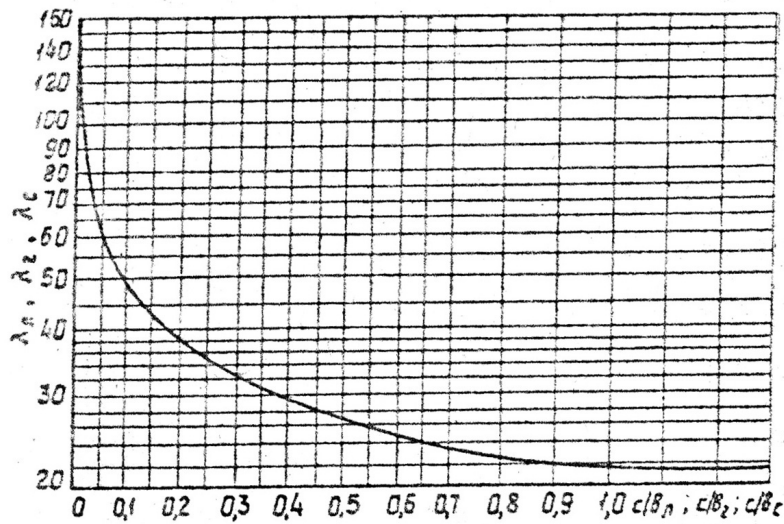


Рис. 1.8. Зависимость коэффициентов сопротивления лопастей якорной ($\lambda_{л}$), рамной ($\lambda_{т}$) и ленточной ($\lambda_{с}$) мешалок от относительной ширины зазора. Ширина лопасти $b_{л}$ в данном случае принимается равной $0,05 d_{м}$. Если в аппарате установлена шнековая мешалка, то

$$M = 0,333 \lambda_{ш} \frac{H_{м}}{d_{м}} \left[1 - \left(\frac{d_{в}}{d_{м}} \right)^3 \right],$$

где $\lambda_{ш}$ – коэффициент сопротивления лопастей мешалки, значение которого рекомендуется, см. [2], определять по графику, представленному на рис. 1.9⁴, причём в данном случае относительная ширина зазора между мешалкой и стенками аппарата $h_{30} = (D - d_{м})/d_{м}$; $d_{в}$ – диаметр вала мешалки; $H_{м}$ – высота мешалки.

Если $80 < Re_{ц} \leq 1000$, то режим перемешивания считается переходным: течение основной массы жидкости является ламинарным, а режим обтекания лопастей мешалки – турбулентным. Согласно [2], расчёт затрат мощности на перемешивание в этом случае осуществляется так же, как и для ламинарного режима, причём значение $Re_{ц}$ для всех мешалок, кроме шнековой, принимается равным 80, а для шнековой – 30.

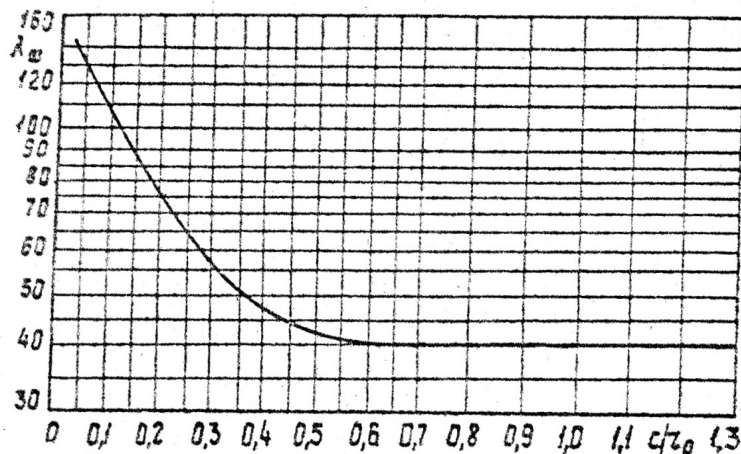


Рис. 1.9. Зависимость коэффициента сопротивления лопастей шнековой мешалки $\lambda_{ш}$ от относительной ширины зазора

⁴ В результате аппроксимации этого графика получена зависимость

$$\lambda_{ш} = \begin{cases} 157,685 e^{-4,27 h_{30}} + 46,728 h_{30}, & \text{если } h_{30} < 0,6; \\ 40, & \text{если } h_{30} \geq 0,6. \end{cases}$$

1.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ КАЧЕСТВА ПЕРЕМЕШИВАНИЯ РАЗЛИЧНЫХ СРЕД

Эффективность турбулентного перемешивания при реализации процессов смешения взаимно растворимых жидкостей, получения суспензий, эмульсий, газожидкостных систем, а также растворения частиц твёрдой фазы определяется окружной скоростью перемешиваемой среды, интенсивностью турбулентной диффузии и циркуляции. Однако, гидродинамическая обстановка в аппарате в процессе перемешивания каждой конкретной среды имеет свои особенности и характеризуется различными параметрами качества перемешивания.

1.2.1. Перемешивание взаимно растворимых жидкостей

Основным показателем качества перемешивания взаимно растворимых жидкостей [1, 2] является время достижения заданной степени неоднородности перемешиваемой среды (время гомогенизации).

Под степенью неоднородности среды в аппарате η через время τ после начала перемешивания понимается:

– для жидкостей разного состава – отношение $\eta = C_\tau / C_{cp}$, где C_τ – минимальное локальное значение массовой концентрации распределяемого вещества через время τ после начала перемешивания ($\text{кг}/\text{м}^3$); $C_{cp} = \frac{G}{V}$ – среднее значение массовой концентрации ($\text{кг}/\text{м}^3$); G – масса введённого компонента (кг); $V \approx 0,25 \pi D^2 H$ – объём жидкости в аппарате (м^3);

– для жидкостей с разной температурой – отношение $\eta = \frac{t_\tau - t_0}{t - t_0}$, где t_τ – минимальное (максимальное) локальное значение температуры через время τ после начала перемешивания ($^\circ\text{C}$); t_0 – начальная температура жидкости ($^\circ\text{C}$); t – среднее значение температуры ($^\circ\text{C}$).

Приведённая ниже методика определения времени гомогенизации рекомендуется [2] для значений $0,7 \leq \eta < 1$.

Для ситуаций $R_{\text{вн}} \leq 0,1 DH$ значение времени гомогенизации рассчитывается по формуле:

$$\tau_\eta = \tau_0 e^{2,25(\eta - \eta_0)}, \quad (1.11)$$

где $\tau_0 = \frac{2,04 V \bar{r}_m^{-2} (G_D^2 - \bar{r}_m^2)}{G_D^4 q}$ – время достижения степени неоднородности перемешиваемой среды;

$\eta_0 = 0,87$.

При $R_{\text{вн}} > 0,1 DH$

$$\tau_\eta = -0,8 \ln(1 - \eta) \cdot \frac{H^2 + D^2}{D_\tau}, \quad (1.12)$$

где D_τ – осредненный коэффициент турбулентного переноса, определяемый по формуле (1.9).

Подход [1] к расчёту процессов перемешивания в системах жидкость–твёрдая фаза базируется на анализе распределения взвешенных частиц в объёме аппарата с мешалками. В рамках этого подхода изменение концентрации твёрдой фазы описывается уравнениями, которые характеризуют осаждение частиц, их движение с конвективным потоком и перенос за счёт турбулентной диффузии. Минимально допустимый уровень интенсивности перемешивания соответствует условиям, при которых обеспечивается подъём частиц с днища аппарата или предотвращение их оседания.

Характеристики качества перемешивания и методика их расчёта различны для случаев перемешивания малоцентрированных и высокоцентрированных суспензий.

1.2.2. Перемешивание малоцентрированных суспензий

Согласно [1, 2], суспензия считается малоцентрированной, если объёмная доля твёрдой фазы в ней не превышает 0,1, а массовая – 0,2. Методы расчёта и выбора аппаратов и перемешивающих устройств при перемешивании малоцентрированной суспензии основаны на приближённых теоретиче-

ских решениях, предполагающих отсутствие существенного влияния твёрдых частиц на характеристики течения потоков двухфазных систем.

При наличии интенсивного окружного движения жидкости, как это имеет место при $R_{\text{вн}} \leq 0,1DH$, распределение концентрации частиц твёрдой фазы по радиусу аппарата устанавливается в результате их движения под действием центробежной силы (сепарирующий фактор) и переноса в противоположном направлении турбулентной диффузией (смешивающий фактор). Если в аппарате установлены мешалки с горизонтальными лопастями, то при плотности твёрдых частиц, превышающей плотность жидкости, основная масса твёрдой фазы оказывается сосредоточенной в периферийной зоне аппарата и связь между локальным значением концентрации X_R на радиусе $R = D/2$ (в периферийной зоне) и средней концентрацией твёрдых частиц в аппарате $X_{\text{ср}}$ представлена в [2] следующим образом:

$$\frac{X_{\text{ср}}}{X_R} = \frac{3e^{-\frac{19,05w_{\text{ос}}G_D^{1,5}}{(G_D - r_m)^2 \cdot \sqrt{gd_m}}}}{G_D^2} \cdot \left[\frac{G_D^2 - r_m^2}{2} + \sum_{k=1}^5 \left(\frac{19,05w_{\text{ос}}}{(G_D - r_m)^2 \cdot \sqrt{gd_m}} \right)^k \cdot \frac{G_D^{1,5k+2} - r_m^{1,5k+2}}{(1,5k+2) \cdot 120} \right], \quad (1.13)$$

где $w_{\text{ос}}$ – скорость осаждения взвешенных частиц, определяемая по формуле

$$w_{\text{ос}} = 1,15 \cdot \sqrt{d_{\text{ср}} g \frac{\rho_{\text{т}} - \rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{ж}}}}; \quad (1.14)$$

$d_{\text{ср}}$ – средний диаметр частиц; $\rho_{\text{т}}$, $\rho_{\text{ж}}$ – плотность твёрдой и жидкой фазы суспензии.

Если радиальная неоднородность распределения твёрдой фазы суспензии нежелательна, можно предпринять следующие действия:

- увеличить диаметр мешалки с горизонтальными лопастями, повысив степень однородности распределения по радиусу периферийной зоны;

- уменьшить саму периферийную зону путём установки в аппарате мешалки с вертикальными лопастями (якорной, рамной), для которых характерна незначительная радиальная сепарация взвешенных частиц и определяющей является центральная зона;

- установить в аппарате внутренние устройства с $R_{\text{вн}} > 0,1DH$, что приведёт к резкому снижению окружной составляющей скорости и, как следствие, – к ослаблению эффекта радиальной сепарации.

Процесс переноса частиц твёрдой фазы в осевом направлении описан в [1, 2] уравнением

$$\Delta X_{\text{max}} = \frac{\text{Pe}_M}{1 - e^{-\text{Pe}_M}} - 1, \quad (1.15)$$

где $\Delta X_{\text{max}} = \max_{h \in [0; H]} \left[\frac{X(h) - X_{\text{ср}}}{X_{\text{ср}}} \right]$ – значение относительной разности концентраций взвешенных частиц по высоте аппарата; $X(h)$ – концентрация твёрдой фазы на расстоянии h от дна аппарата;

$$\text{Pe}_M = \begin{cases} (w_{\text{ос}} - w_2) \frac{H}{D_{\text{T}}}, & R_{\text{вн}} \leq 0,1DH; \\ w_{\text{ос}} \frac{H}{D_{\text{T}}}, & R_{\text{вн}} > 0,1DH - \text{модифицированный критерий Пекле}; \end{cases}$$

$w_2 = \frac{4q}{\pi(D^2 - d_m^2)}$ – скорость восходящего потока перемешиваемой среды, где значения её циркуляционного расхода q определяются по формулам (1.6), (1.8) в зависимости от типа мешалки и значения G_D .

Коэффициент турбулентного переноса D_{T} в случае $R_{\text{вн}} > 0,1DH$ определяется по формуле (1.9), а в случае $R_{\text{вн}} \leq 0,1DH$ – по (1.5) или (1.7).

Таким образом, качество перемешивания малоконцентрированных суспензий в вертикальных емкостных аппаратах характеризуется:

- 1) относительной разностью массовой доли взвешенных частиц по высоте аппарата ΔX_{max} , определяемой в результате решения уравнения (1.15);

- 2) при $R_{\text{вн}} \leq 0,1DH$ и установке в аппарате мешалок с горизонтальными лопастями – отношением средней массовой доли твёрдой фазы к максимальной по радиусу аппарата в периферийной зоне $X_{\text{срR}} = X_{\text{ср}}/X_R$, которое определяется по соотношению (1.13).

1.2.3. Перемешивание высококонцентрированных суспензий

Результаты исследований влияния концентрации твёрдых частиц на гидродинамические характеристики потока, коэффициент гидравлического сопротивления аппарата, а также на особенности подъёма частиц с днища аппарата [7] позволили авторам сделать вывод, что наличие твёрдых частиц в исследованных диапазонах концентраций (минимальная объёмная доля твёрдой фазы – 0,1, максимальная – 0,7) не оказывает существенного влияния на характер радиального распределения скорости. Следовательно, методика расчёта профиля окружной скорости и затрат мощности на перемешивание, применяемая для гомогенных сред, может быть использована и для высококонцентрированных суспензий.

Целью расчёта аппарата, применяемого для перемешивания высококонцентрированной суспензии, является проверка выполнения условия отсутствия осадка на днище аппарата

$$\begin{cases} f > f_{кр}, & R_{вн} \leq 0,1DH; \\ Re > Re_{пр}, & R_{вн} > 0,1DH, \end{cases} \quad (1.16)$$

где $f = \frac{V_0^2 K(M)}{5,7v_0}$ – частота пульсаций у поверхности осадка, скорость которых выше критической

$V_{кр} = \sqrt{d_{max} 2g\varphi_{пр} \left(\frac{\rho_{т}}{\rho_{ж}} - 1 \right)}$, которая обеспечивает подъём осадка с днища аппарата; $\varphi_{пр}$ – предельная объёмная доля твёрдой фазы в суспензии ($\varphi_{пр} \approx 0,75$, см. [2]); d_{max} – максимальный диаметр взвешенных частиц;

$V_0 = \left(\frac{n(1 + 0,4\psi_1 + 0,5\psi_2 + 2 \cdot (1 + \psi_1 + \psi_2) \cdot \ln G_D) \cdot d_m}{0,68G_D} \right)^{0,875} \left(\frac{2v_0}{D} \right)^{0,125}$ – пульсационная скорость среды у поверхности осадка; $K(M)$ – коэффициент, значение которого рекомендуется определять по графику на рис. 1.10⁵, где $M = V_{кр}/V_0$; $f_{кр} = \frac{w_{осц}\varphi_0}{\varphi_{пр}d_{max}}$ – критическая частота пульсаций скорости, обеспечивающая подъём осадка с днища аппарата; $w_{осц} = w_{ос}(1 - \varphi_{ср})^3$ – скорость стеснённого осаждения взвешенных частиц, где скорость осаждения $w_{ос}$ определяется по формуле (1.14); $\varphi_0 = \varphi_0(\varphi_{ср}, Re)$ – объёмная доля твёрдой фазы у днища аппарата, для определения значения которой в [2] предлагается использовать график, представленный на рис. 1.11⁶; $Re = \frac{w_{осц}H}{D_t}$ – критерий Пекле; D_t – коэффициент турбулентного переноса, см.

(1.5), (1.7) или (1.9); $\varphi_{ср} = \frac{X_{ср}\rho}{\rho_{т}}$ – средняя объёмная доля твёрдой фазы в суспензии; $X_{ср}$ – средняя (заданная) концентрация твёрдой фазы; $\rho = \frac{\rho_{т}\rho_{ж}}{\rho_{т} - X_{ср}(\rho_{т} - \rho_{ж})}$ – средняя плотность суспензии;

$v_0 = \frac{\mu_0(\varphi_0)}{\rho_{ж}(1 - \varphi_0) + \rho_{т}\varphi_0}$ – кинематическая вязкость суспензии у днища аппарата, где зависимость $\mu_0(\varphi_0)$ (динамической вязкости суспензии у днища аппарата от объёмной доли твёрдой фазы) представлена в [2] в виде графика на рис. 1.12⁷; $Re_{пр} = Re_{пр}(\varphi_{ср})$ – приведённое число Пекле, обеспечивающее отсутствие

⁵ В результате аппроксимации этой зависимости получена функция

$$K(V_{кр}/V_0) = e^{\left[-0,381 \left(\frac{V_{кр}}{V_0} \right)^2 - 0,7145 \left(\frac{V_{кр}}{V_0} \right) + 2,3 \right]}.$$

⁶ В результате аппроксимации этого графика получена функция

$$\varphi_0(\varphi_{ср}, Re) = \frac{\varphi_{ср} Re (1,03 - 0,27 Re - 0,01 Re^2)}{1 - e^{-Re}}.$$

⁷ В результате аппроксимации этой зависимости получена функция

$$\mu_0 = \mu_{ж} e^{4,1633\varphi_0^2 + 2,8556\varphi_0}.$$

осадка на днище аппарата, значение которого рекомендуется определять по графику, приведённому на рис. 1.13⁸, см. [2].

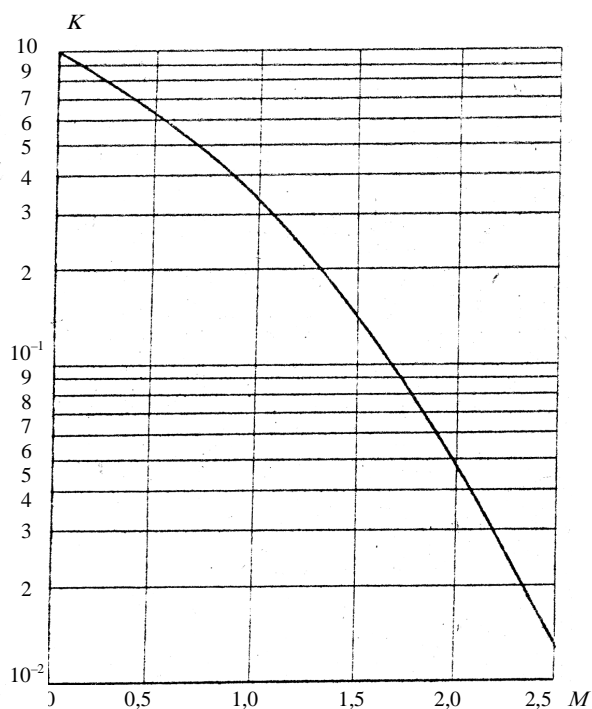


Рис. 1.10. График зависимости коэффициента K от отношения пульсационных скоростей $M = V_{кр} / V_0$

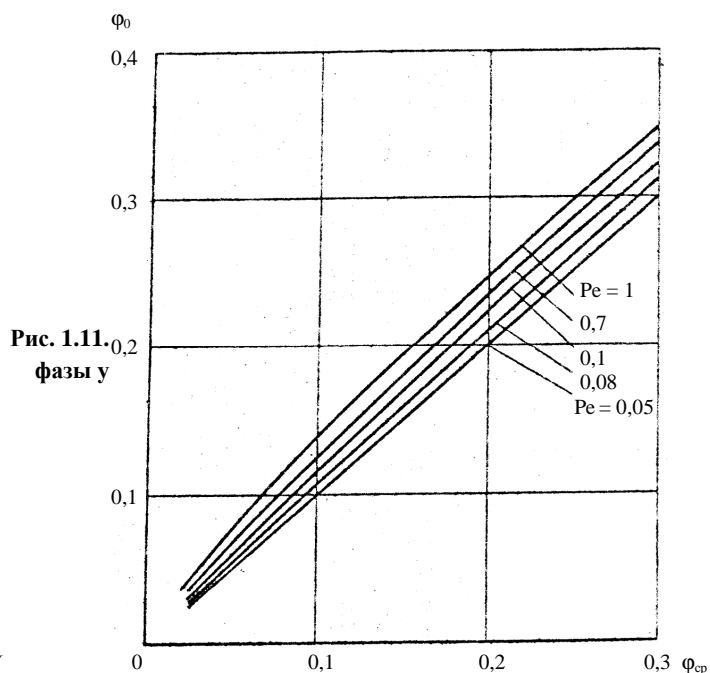


Рис. 1.11. График зависимости объёмной доли твёрдой фазы у дна аппарата φ_0 от параметров φ_{cp} и Pe

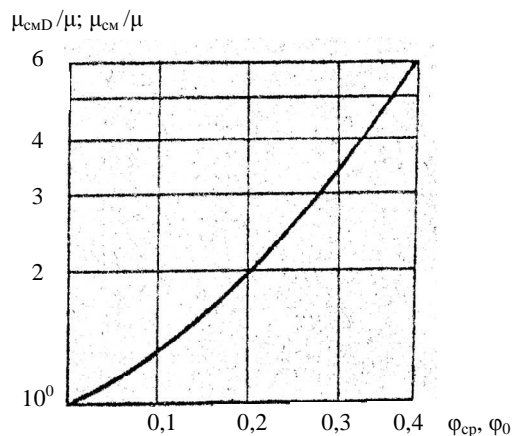


Рис. 1.12. График зависимости вязкости суспензии ($\mu_{смуD}$, $\mu_{сму}$) от объёмной доли твёрдой фазы (φ_{cp} , φ_0) и вязкости жидкой фазы (μ)

⁸ В результате аппроксимации этой зависимости получена функция

$$Pe_{cp} = \frac{1}{-1217,3\varphi_{cp}^4 + 432,95\varphi_{cp}^3 + 2,1937}$$

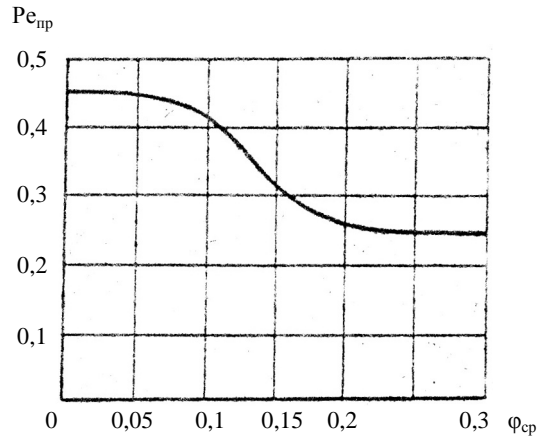


Рис. 1.13. График зависимости приведённого числа Пекле от средней объёмной доли твёрдой фазы в суспензии

Для процессов перемешивания высококонцентрированных суспензий проводится также расчёт распределения концентрации взвешенных частиц по высоте рабочего объёма аппарата. Распределение концентрации характеризуется степенью неоднородности распределения взвешенных частиц по высоте аппарата $\Delta\varphi$, выражение для вычисления которой получено в результате аппроксимации графической зависимости $\Delta\varphi = \Delta\varphi(\varphi_{ср}, Pe)$, см. [2], представленной на рис. 1.14:

$$\Delta\varphi = e^{(-5\varphi_{ср} + \ln(1,127 \cdot Pe + 0,013))}. \quad (1.17)$$

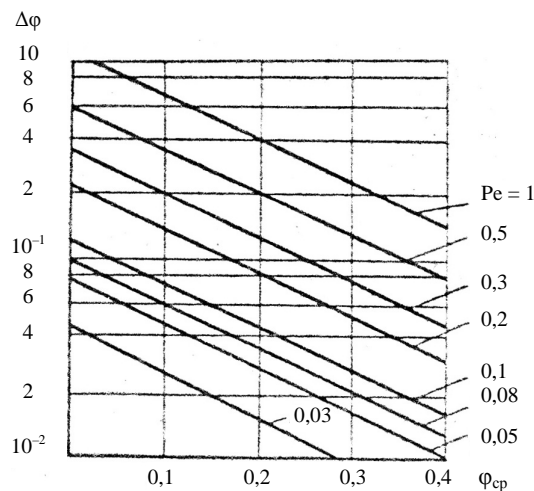


Рис. 14. График зависимости степени неоднородности распределения твёрдой фазы по высоте аппарата $\Delta\varphi$ от параметров $\varphi_{ср}$ и Pe

Таким образом, качество перемешивания высококонцентрированных суспензий в вертикальных емкостных аппаратах характеризуется:

- 1) отсутствием или наличием осадка на днище аппарата, т.е. выполнением или невыполнением условия (1.16);
- 2) степенью неоднородности распределения взвешенных частиц по высоте аппарата, которая определяется по соотношению (1.17).

1.2.4. Перемешивание несмешиваемых жидкостей

Целью перемешивания взаимно нерастворимых жидкостей в аппаратах с механическими мешалками, как правило, является получение эмульсий с размерами капель 0,1 – 3 мм или интенсификация массообмена. Основными параметрами качества перемешивания в системе жидкость–жидкость являются:

- средний диаметр капель дисперсной фазы;
- распределение концентрации дисперсной фазы по высоте аппарата.

При механическом перемешивании несмешиваемых жидкостей капли дисперсной фазы имеют различные размеры. Диаметр наибольших капель обычно не превышает 2 – 3 мм, наименьшие капли имеют размеры порядка 0,03 – 0,05 мм. Получение функций распределения капель по размерам по результатам экспериментов весьма трудоёмко, поэтому степень дисперсности чаще всего характеризуют величиной среднего поверхностно-объёмного диаметра капель. Анализ результатов измерений, выполненных различными методами [1], показывает, что средний диаметр капель дисперсной фазы d_k является функцией диссипации энергии ε и поверхностного натяжения σ :

$$d_k = 0,13 \cdot \left(\frac{\sigma}{\rho_c} \right)^{0,6} \cdot \varepsilon^{-0,4}. \quad (1.18)$$

При допущении о равномерном распределении энергии механического перемешивающего устройства в рабочей среде диссипация энергии в объёме аппарата определяется по соотношению

$$\varepsilon = \frac{N}{\rho_c V}, \quad (1.19)$$

где N – мощность перемешивания, определяемая по формуле (1.1); ρ_c – плотность сплошной фазы перемешиваемой среды.

Заметим, что необходимые для расчёта затрат мощности на перемешивание плотность ρ и динамическая вязкость μ в данном случае определяются по формулам:

$$\begin{aligned} \rho &= \rho_d \varphi + \rho_c (1 - \varphi); \\ \mu &= \frac{\mu_c}{1 - \varphi} \left(1 + 1,5 \varphi \frac{\mu_d}{\mu_d + \mu_c} \right), \end{aligned}$$

где ρ_d – плотность дисперсной фазы; μ_d , μ_c – динамическая вязкость дисперсной и сплошной фазы; φ – концентрация дисперсной фазы.

Методика расчёта распределения дисперсной фазы в объёме аппарата аналогична методике расчёта распределения твёрдой фазы при перемешивании суспензий. Согласно [2], особенностью аппаратного оформления процесса перемешивания в системе жидкость–жидкость является установка в аппарате отражательных перегородок, обладающих большим гидравлическим сопротивлением. Поэтому условие равномерного распределения дисперсной фазы по высоте аппарата имеет вид:

$$Pe = \frac{w_k H}{D_r} \leq 0,3, \quad (1.20)$$

где D_r – осреднённый коэффициент турбулентного переноса, определяемый по соотношению (1.9); w_k – средняя скорость осаждения (всплывания) капель, для расчёта которой используется уравнение Адамара – Рыбчинского [1]

$$w_k = \frac{d_k^2 |\rho_d - \rho_c| g}{18 \mu_c} \frac{3(\mu_d + \mu_c)}{2\mu_d + 3\mu_c}, \quad (1.21)$$

полученное для случая ламинарного осаждения (всплывания) одиночной капли в невозмущённой жидкости. Уравнение (1.21) является приближённым, однако разброс опытных данных от результатов расчёта находится в пределах допустимой погрешности измерений [1].

Таким образом, качество реализации процесса механического перемешивания несмешиваемых жидкостей можно оценить по значению среднего диаметра капель дисперсной фазы, для определения которого рекомендована формула (1.18), а также по выполнению или невыполнению условия равномерного распределения дисперсной фазы по высоте аппарата (1.20).

1.2.5. Перемешивание газожидкостных систем

Целью перемешивания в системах газ–жидкость, как правило, является интенсификация массообмена. Применение для этой цели емкостных аппаратов с перемешивающими устройствами целесообразно в тех случаях, когда требуется поглощение значительных количеств труднорастворимых газов, обычно с последующей химической реакцией между поглощённым газом и веществами, находящимися в растворе.

Ввод газа в аппарат и образование в нём газожидкостной смеси приводит к снижению мощности, потребляемой на перемешивание, вследствие уменьшения плотности среды в зоне лопастей мешалки. Структура газожидкостной смеси в аппаратах с мешалками во многом зависит от интенсивности перемешивания, условий ввода газа и его расхода. В случае ввода газа через барботёр, расположенный под мешалкой, при низкой интенсивности перемешивания диспергирования газа практически не происходит и наблюдается его подъём в центральной части аппарата в виде крупных пузырей. Начало диспергирования газа и увеличения газосодержания соответствует некоторому минимальному уровню интенсивности перемешивания, который зависит от расхода газа, размеров аппарата и свойств фаз.

В условиях, когда интенсивность перемешивания в аппарате незначительно превышает порог диспергирования, основная масса подаваемого в аппарат газа диспергируется в виде мелких пузырьков и распределяется в части объёма аппарата, расположенной выше плоскости размещения мешалки, а область ниже мешалки не аэрируется. При увеличении частоты вращения устойчивость деления аппарата на аэрируемую и неаэрируемую зоны нарушается, и при превышении некоторого критического значения частоты вращения весь объём аппарата оказывается заполненным газожидкостной смесью. Критическое значение частоты вращения увеличивается с возрастанием расхода газа и высоты расположения мешалки над днищем аппарата.

Одним из требований конструктивного оформления процессов перемешивания газожидкостных систем является установка в аппаратах отражательных перегородок [2]. Для таких аппаратов характерно явление, оказывающее значительное влияние на интенсивность массообмена в системе газ–жидкость: при частоте вращения выше некоторого значения \tilde{n}_0 происходит самопроизвольный захват газа на поверхности перемешиваемой жидкости. Это явление наблюдается в тех случаях, когда верхний край отражательных перегородок выступает над уровнем перемешиваемой среды.

При значениях частоты вращения мешалки $n > \tilde{n}_0$ перемешиваемая среда в аппарате представляет собой газожидкостную смесь со средним удельным газосодержанием

$$\varphi = \frac{H_r(\varphi) - H}{H_r(\varphi)},$$

где $H_r(\varphi)$ – высота слоя газожидкостной смеси в аппарате. В реальных условиях величина среднего газосодержания может составлять от 2 – 3 до 15 – 20 %. Она возрастает с увеличением частоты вращения мешалки, а также при повышении расхода газа. Наряду с частотой вращения мешалки и расходом газа, определенное влияние на величину газосодержания оказывают физические свойства фаз:

$$\varphi = \left(\varphi_{II} - \frac{w_r}{V_{всп}} \right) \left(1 - e^{-\frac{V_{всп} H_r(\varphi)}{D_r}} \right) \cdot \frac{D_r}{V_{всп} H_r(\varphi)} + \frac{w_r}{V_{всп}}, \quad (1.22)$$

где $\varphi_{II} = \frac{w_r + L + 0,25 D_{II}}{V_{всп} + L} \frac{H_r(\varphi)}{H_r(\varphi)}$ – объёмная доля газовой фазы в приповерхностной зоне; $w_r = \frac{4V_r}{\pi D^2}$ – приведённая скорость газа, подаваемого в аппарат через барботёр, при его объёмном расходе V_r ; $V_{всп} = \sqrt[3]{\frac{\sigma}{r_{II}(\rho_{ж} - \rho_{г})} + g r_{II} \left(1 - \frac{\rho_{г}}{\rho_{ж}} \right)}$ – скорость всплывания пузырей радиусом $r_{II} = 1,84 \cdot \left(\frac{\sigma}{\rho_{ж}} \right)^{0,6} \varepsilon_{оп}^{-0,4}$, проникающих в рабочий объём аппарата с поверхности при поверхностном натяжении σ на границе раздела фаз, плот-

ностях жидкой и газовой фазы $\rho_{\text{ж}}$ и $\rho_{\text{г}}$; $D_{\text{т}}$ – осреднённый коэффициент турбулентной диффузии в рабочем объёме аппарата, определяемый по формуле (1.9), так как для процесса перемешивания газожидкостных систем применяются аппараты с отражательными перегородками или отражателями; $D_{\text{тп}} = 0,136 D \cdot \sqrt[3]{D \varepsilon_{\text{оп}}}$ – коэффициент турбулентной диффузии в приповерхностной зоне рабочей среды; $\varepsilon_{\text{оп}} = 0,1 \varepsilon_{\text{ом}} + w_i g$ – локальная диссипация энергии, вносимой мешалкой и газом, в приповерхностной зо-

не; $\varepsilon_{\text{ом}} = \frac{\left(0,38 + 0,62 e^{-\frac{27G}{n d_m^3}} \right) \left(K_{\text{M}} \rho n^3 d_{\text{M}}^5 \right)}{V \rho_{\text{ж}}}$ – усреднённая диссипация энергии, вносимой мешалкой, в рабочем

объёме аппарата; $\rho = \varphi \rho_{\text{г}} + (1 - \varphi) \rho_{\text{ж}}$ – плотность перемешиваемой среды; $L = 0,88 \cdot \left(\frac{\sigma}{\rho_{\text{ж}}} \right)^{-0,2} \varepsilon_{\text{оп}}^{0,2} K(M)$ – скорость пульсаций жидкости на поверхности перемешиваемой среды; $K(M)$ – зависимость, график которой представлен на рис. 1.10, причём в данном случае $M = V_{\text{всп}} / V_{\text{п}}$; $V_{\text{п}} = 1,32 \cdot \left(\frac{\sigma}{\rho_{\text{ж}}} \right)^{0,2} \varepsilon_{\text{оп}}^{0,2}$ – пульсационная скорость, деформирующая поверхность.

Механизм дробления пузырьков газа в турбулентном потоке аналогичен механизму дробления капель при перемешивании взаимно нерастворимых жидкостей. Дробление рассматривается как результат действия разности динамических напоров, деформирующих пузырёк. Для определения диаметра пузырей $d_{\text{п}}$ в [1, 2] предложена следующая зависимость:

$$d_{\text{п}} = 0,155 \cdot \left(\frac{\sigma}{\rho_{\text{ж}}} \right)^{0,6} \left(\frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{г}}} \right)^{0,2} (\varepsilon_{\text{ом}})^{-0,4}. \quad (1.23)$$

Таким образом, качество реализации процесса механического перемешивания газожидкостных систем можно оценить по величине среднего газосодержания, для определения которого необходимо решить уравнение (1.22), а также по значению среднего диаметра пузырьков газовой фазы, определяемому по соотношению (1.23).

1.2.6. Перемешивание при растворении в системе жидкость–твёрдая фаза

Растворение твёрдой фазы – это процесс, сопровождающийся переходом в раствор вещества, вводимого в аппарат в виде твёрдых частиц. При этом имеющиеся в составе частиц нерастворимые примеси незначительны и не образуют единой структуры.

Процесс растворения представляет собой совокупность последовательно протекающих стадий перехода вещества с поверхности твёрдого тела в раствор у поверхности раздела фаз и отвода растворённого вещества от поверхности в ядро потока в результате молекулярной и турбулентной диффузии. Как правило, стадия переноса растворённого вещества от границы раздела в ядро потока оказывается во много раз медленнее, чем стадия перехода вещества из твёрдой фазы в раствор, поэтому концентрация растворяющегося компонента на поверхности частицы может быть принята равной концентрации насыщения. В таких условиях скорость перехода вещества в раствор полностью определяется растворимостью вещества, площадью поверхности контакта, т.е. гранулометрическим составом частиц, а также коэффициентом массоотдачи на границе твёрдая фаза–жидкость со стороны жидкой фазы, зависящим от интенсивности перемешивания.

Один из подходов к описанию зависимости массоотдачи от интенсивности перемешивания связан с учётом воздействия маломасштабной турбулентности на структуру пограничного слоя вблизи поверхности частицы и обеспечивает возможность расчёта коэффициентов массоотдачи в аппаратах с мешалками различных конструкций с достаточной для практики точностью. В рамках этого подхода скорость массоотдачи от поверхности частицы, взвешенной в турбулентном потоке, определяется наличием молекулярной и турбулентной диффузии и выражение для определения коэффициента массоотдачи имеет вид:

$$\beta = 0,267 \cdot \frac{(\varepsilon_0)^{0,25}}{Sc^{0,75}}, \quad (1.24)$$

где $\varepsilon_0 = \frac{N}{V\rho_{ж}}$ – удельная диссипация энергии в перемешиваемой среде; $Sc = \nu/D_M$ – число Шмидта; D_M – коэффициент молекулярной диффузии; $\rho_{ж}$ – плотность жидкости.

Заметим, что затраты мощности на перемешивание в данном случае определяются по формуле (1.1), где плотность перемешиваемой среды определяется по следующей формуле

$$\rho = \frac{\rho_T \rho_{ж}}{\rho_T - x_0 (\rho_T - \rho_{ж})}, \quad (1.25)$$

где $x_0 = \frac{\sum_{i=1}^k X_{0i} \rho_T}{\rho_T \rho_{ж} + \sum_{i=1}^k X_{0i} (\rho_T - \rho_{ж})}$ – расчётная начальная концентрация твёрдой фазы при начальной массовой концентрации частиц i -й фракции полидисперсной твёрдой фазы X_{0i} ; ρ_T – плотность частиц твёрдой фазы.

Расчёт по уравнению (1.24) приводит к некоторому среднему по аппарату значению коэффициента массоотдачи. В то же время истинное распределение энергии в объёме аппарата бывает существенно неоднородным. Однако различие между значениями β , вычисленными с учётом и без учёта неоднородности распределения диссипации энергии, составляет всего 10...15 %, т.е. не выходит за пределы экспериментальных погрешностей при измерении коэффициентов массопередачи. Таким образом, при расчёте массообмена с твёрдыми частицами в аппаратах с отражательными перегородками, т.е. при равномерном распределении частиц в объёме, уравнение (1.24) может использоваться без поправок на неоднородность распределения диссипации энергии в объёме перемешиваемой среды [1].

В тех случаях, когда частицы распределены в объёме неравномерно и область их сосредоточения является одновременно областью повышенных локальных значений диссипации энергии ε , измеренные значения коэффициентов массоотдачи могут заметно превышать рассчитанные с использованием осреднённого значения ε_0 . В аппаратах без отражательных перегородок возникает радиальная сепарация взвешенных частиц под действием центробежной силы. Для учёта этого явления в уравнение (1.24) вводится поправка:

$$\beta = 0,267 K_{\beta} \cdot \frac{(\varepsilon_0)^{0,25}}{Sc^{0,75}}, \quad (1.26)$$

где $K_{\beta} = -2,5 \cdot (X_{cp}/X_R) + 3,3$, т.е. зависит от отношения средней концентрации твёрдой фазы к максимальной по радиусу аппарата, определяемого по формуле (1.13).

Время полного растворения частиц начального радиуса $r_ч$ определяется как время достижения $r(\tau) = 0$:

$$\tau_0 = \frac{\rho_T r_ч}{\beta c_{нас}}, \quad (1.27)$$

где $c_{нас}$ – массовая концентрация насыщения (растворимость).

При интенсивности перемешивания, характерной для наиболее распространённой серийной аппаратуры ($\varepsilon_0 \approx 1$ Вт/кг), коэффициент массоотдачи при растворении неорганических веществ представляет собой величину порядка 10^{-4} м/с [1], а продолжительность растворения частиц с начальным размером $2 r_ч = 1$ мм составляет, согласно уравнению (1.27), около 1 мин.

Один из способов описания кинетики растворения частиц полидисперсного начального состава [1] заключается в представлении суспензии на входе в аппарат в виде совокупности k фракций узкого состава со средним начальным размером частиц $r_{чi}$, тогда продолжительность полного растворения частиц i -й фракции твёрдой фазы τ_{ni} можно определить следующим образом:

$$\tau_{ni} = 2 d_{0i} \frac{\rho_T}{\beta c_{нас}}, \quad (1.28)$$

где d_{0i} – начальный диаметр частиц i -й фракции твёрдой фазы. Значение средней концентрации нерастворившихся частиц X_n определяется через требуемую продолжительность растворения $\tau_{\text{зад}}$:

$$X_n = \sum_{i=1}^k X_{0i} \omega^3, \quad (1.29)$$

где $\omega = \begin{cases} 1 - \beta \frac{2c_{\text{нас}}}{d_{0i} \rho_T} \tau_{\text{зад}}, & \text{если } 1 - \beta \frac{2c_{\text{нас}}}{d_{0i} \rho_T} \tau_{\text{зад}} > 0; \\ 0 & \text{в противном случае;} \end{cases}$

i – номер фракции; k – число фракций.

Таким образом, основными параметрами качества перемешивания при растворении твёрдого полидисперсного материала являются коэффициент массоотдачи β , определяемый по (1.24) или (1.26), длительности растворения частиц фракций материала τ_{pi} , рассчитываемые по (1.28), и средняя концентрация нерастворившихся частиц твёрдой фазы X_n , определяемая согласно (1.29).

1.2.7. Эффективность ламинарного перемешивания

При ламинарном и переходном режиме перемешивания основным параметром качества реализации процесса является время гомогенизации при заданной степени неоднородности перемешиваемой среды η :

$$\tau_\eta = \text{Ho}(\eta) \cdot V/q, \quad (1.30)$$

где зависимость $\text{Ho}(\eta)$ представлена в [2] в виде графика (рис. 1.15)⁹; V – объём перемешиваемой среды; q – объёмный циркуляционный расход перемешиваемой среды.

Для определения значения q при ламинарном перемешивании документ [2] рекомендует следующие зависимости:

- для рамной и якорной мешалки $q = k_2 n d_M^3$;
- для ленточной мешалки

$$q = \frac{\pi^2}{336} \lambda_c D^3 \left(\frac{d_M}{b_L} - 1 \right) \Omega_1 \Omega_2 n \left[\frac{21 n_L t_L H}{\pi^2 H D (d_M/b_L - 1) (1 - r_{\text{ц0}}^2) (\Omega_1^m + \Omega_2^m)} \right]^{1/m},$$

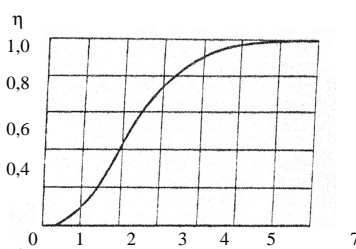


Рис. 1.15. Зависимость степени неоднородности перемешиваемой среды η от критерия гомохронности Ho

где m – индекс поведения перемешиваемой среды (для ньютоновских сред $m = 1$); $r_{\text{ц0}} = 0,57 + 0,36 r_{\text{в0}}$ – относительный радиус границы раздела периферийной и центральной зон перемешивания; $r_{\text{в0}} = d_B/D$ –

относительный радиус вала мешалки; $\Omega_1 = \frac{r_{\text{ц0}}(r_{\text{ц0}} - r_{\text{в0}})^{2+1/m}}{2+1/m} \cdot \Theta_1(m, X_1)$ – параметр циркуляционного расхода

перемешиваемой среды в центральной зоне; $\Omega_2 = \frac{(1 - r_{\text{ц0}})^{2+1/m}}{2+1/m} \cdot \Theta_2(m, X_2)$ – параметр циркуляционного рас-

⁹ В результате аппроксимации этого графика получена следующая зависимость: $\text{Ho} = 0,315 + 8,921 \eta - 8,077 \eta^2 + 14,569 \eta^3$.

хода перемешиваемой среды в периферийной зоне; $\Theta(m, X)$ – зависимость параметров Θ_1 и Θ_2 от индекса поведения среды и параметра X ($X_1 = r_{\text{во}}/r_{\text{цо}}$, $X_2 = r_{\text{цо}}$), представленная в [2] в виде графика (рис. 1.16)¹⁰;

– для шнековой мешалки

$$q = \frac{\pi^2}{168} \lambda_{\text{ш}} D^3 \Omega_1 \Omega_2 n \left[\frac{10,5 \cdot (1 - d_{\text{в}}/d_{\text{м}}) t_{\text{л}} H_{\text{м}}}{\pi^2 H D (r_{\text{цо}}^2 - r_{\text{во}}^2) (\Omega_1^m + \Omega_2^m)} \right]^{1/m},$$

где параметры циркуляционного расхода перемешиваемой среды Ω_1 и Ω_2 определяются так же, как и для ленточной мешалки.

Таким образом, при ламинарном перемешивании к числу параметров конструкции механических перемешивающих устройств следует дополнительно отнести (см. п. 1.1.4):

- для рамной мешалки – число горизонтальных траверс n ;
- для ленточной мешалки – число лопастей $n_{\text{л}}$, число горизонтальных траверс $n_{\text{т}}$ и расстояние между траверсами $l_{\text{т}}$, так как шаг винтовой линии лопасти $t_{\text{л}} = 2l_{\text{т}}$ (см. рис. 1.7, а);
- для шнековой мешалки – шаг винтовой линии лопасти $t_{\text{л}}$ и высоту мешалки $H_{\text{м}}$.

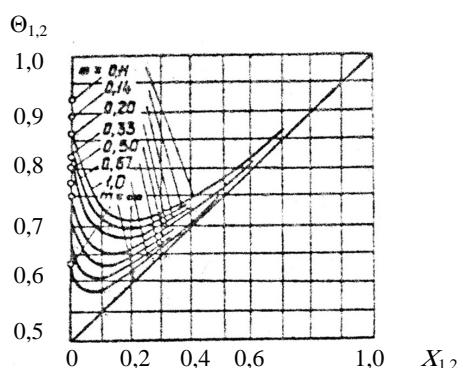


Рис. 1.16. График зависимости $\Theta(m, X)$

Перейдём к рассмотрению рекомендованной [3] методики механического расчёта валов механических перемешивающих устройств вертикального ёмкостного аппарата. В число исходных данных для этого расчёта входят некоторые результаты гидродинамического расчёта.

1.3. МЕТОДИКА РАСЧЁТА ВАЛОВ ПЕРЕМЕШИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ЕМКОСТНЫХ АППАРАТОВ

Наиболее распространённая конструкция вала перемешивающего устройства вертикального ёмкостного аппарата – жёсткий вал постоянного сечения: консольный или однопролётный (рис. 1.17). Основным определяемым параметром расчёта является диаметр вала, значение которого выбирается из ряда стандартных значений: 25, 40, 50, 65, 80, 95, 110, 130 мм [3, 4]. Для вала выбранного диаметра должны выполняться условия виброустойчивости, жёсткости и прочности.

1.3.1. Условие виброустойчивости вала

Виброустойчивость валов механических перемешивающих устройств оценивается по значению отношения рабочей и первой критической угловых скоростей вращения вала:

$$\frac{2\pi n}{\omega_{\text{кр}}^1} \leq \xi, \quad (1.31)$$

¹⁰ В результате аппроксимации этого графика для ньютоновских сред ($m = 1$) получена зависимость: $\Theta = 0,63 - 1,16X + 9,8X^2 - 27,21X^3 + 34,16X^4 - 15,67X^5$.

где ξ – константа, значение которой зависит от фазового состава перемешиваемой среды и типа мешалки (см. табл. 1.2); $\omega_{кр}^1 = \frac{\omega^1 d}{4 L^2} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho_B}}$ – первая критическая угловая скорость вала, 1/с; d – принятое значение диаметра вала, м, которое должно удовлетворять условию

$$d \geq \sqrt{A_1 + \sqrt{A_1^2 + A_2}}, \quad (1.32)$$

где $A_1 = \begin{cases} m_{пр}^B \cdot \frac{21,33 \rho_B \pi^2 n^2 L L_k^3}{E} & \text{для консольного вала;} \\ \frac{0,67 \rho_B \pi^2 n^2 L^4}{E} & \text{для однопролётного вала, м}^2; \end{cases}$

$$A_2 = \begin{cases} m_{пр}^M \cdot \frac{170,67 \pi n^2 L L_k^2}{E} & \text{для консольного вала;} \\ m_{пр}^M \cdot \frac{10,67 \pi n^2 L^3}{E} & \text{для однопролётного вала, м}^4; \end{cases}$$

$$m_{пр}^B = \frac{8 \cdot (1 - L_{ко})^5 + 140 \cdot (1 - L_{ко})^2 L_{ко}^3 + 231 \cdot (1 - L_{ко}) L_{ко}^4 + 99 L_{ко}^5}{420 L_{ко}^2} - \text{приведённая безразмерная масса консольного вала; } L - \text{длина вала, м; } L_k - \text{длина консоли вала, м; } L_{ко} = L_k / L - \text{относительная длина консоли; } \rho_B - \text{плотность материала вала, кг/м}^3; n - \text{рабочая частота вращения вала, 1/с; } E - \text{модуль продольной упругости материала вала, Па;}$$

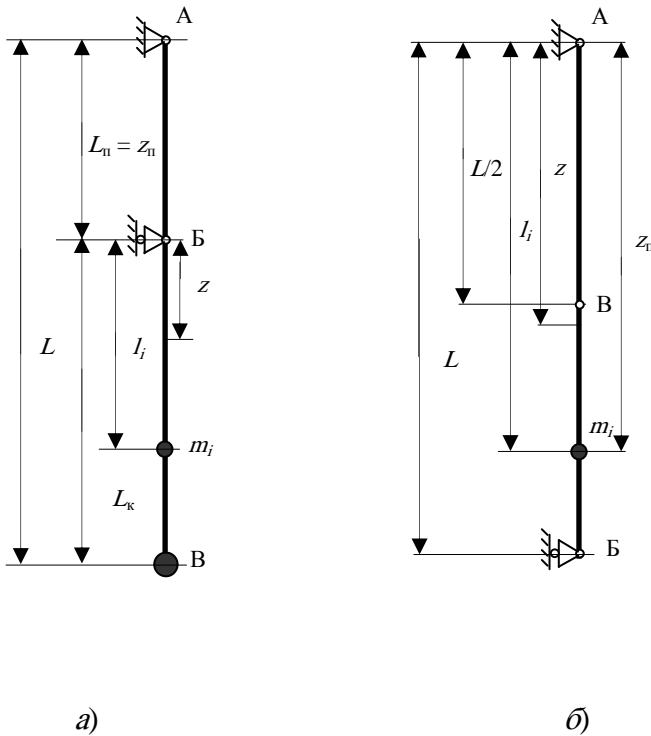


Рис. 1.17. Расчётные схемы валов перемешивающих устройств:

а – вал консольный; *б* – вал однопролётный

$$m_{пр}^M = \sum_{i=1}^{z_M} m_i Y_l^2 - \text{суммарная приведённая масса мешалок, кг; } m_i - \text{масса } i\text{-й мешалки, кг;}$$

$$Y_l = \begin{cases} (1 - L_{ко}) I_{jo} + 1,5 L_{ко} I_{jo}^2 - 0,5 L_{ко} I_{jo}^3 & \text{для консольного вала;} \\ \begin{cases} 3 I_{jo} - 4 I_{jo}^3, & \text{если } I_{jo} \leq 0,5; \\ 3 \cdot (1 - I_{jo}) - 4 \cdot (1 - I_{jo})^3, & \text{если } I_{jo} > 0,5 \end{cases} & \text{для однопролётного вала} \end{cases} - \text{безразмерный динамический прогиб вала в центре массы } i\text{-й мешалки;}$$

$$l_{\text{ко}} = \begin{cases} \frac{l_i}{L_{\text{к}}} & \text{для консольного вала;} \\ \frac{l_i}{L} & \text{для однопролётного вала} \end{cases} \quad \text{массы } i\text{-й мешалки; } l_i \text{ – координата центра}$$

массы i -й мешалки на валу однопролётного или на консоли консольного вала;

$$\omega^1 = \begin{cases} \frac{1,732}{L_{\text{ко}} \cdot \sqrt{m_{\text{пр}}^{\text{в}} + \frac{m_{\text{пр}}^{\text{м}}}{0,25 \pi d^2 \rho_{\text{в}} L}}} & \text{для консольного вала;} \\ \frac{9,807}{\sqrt{1 + \frac{8m_{\text{пр}}^{\text{м}}}{\pi d^2 \rho_{\text{в}} L}}} & \text{для однопролётного вала} \end{cases} \quad \text{безразмерная критическая угловая скорость}$$

вала.

1.2. Значения константы ξ в условии виброустойчивости вала

Фазовое состояние перемешиваемой среды	Тип мешалки	
	все, кроме лопастной	лопастная
Газ	0,7	0,7
Жидкость–жидкость		0,45
Жидкость–твёрдое тело		0,4
Жидкость–газ	0,6	0,4

1.3.2. Условие жёсткости вала

Жёсткость валов механических перемешивающих устройств проверяется путём сравнения расчётного динамического смещения вала в опасном сечении с допусаемым:

$$\Delta_z^Q \leq \Delta_z^{\text{доп}}, \quad (1.33)$$

где $\Delta_z^{\text{доп}}$ – допусаемое смещение вала в опасном по жёсткости сечении, м (в зоне уплотнения вала, например, для сальникового уплотнения $\Delta_z^{\text{доп}} = 0,1$ мм, а для торцового – $\Delta_z^{\text{доп}} = 0,25$ мм); $\Delta_z^Q = Y_z + D_z + E_z + Y_Q$ – динамическое смещение вала в опасном по жёсткости сечении, м; $Y_z = Y_{\text{в}} y_{z_0}$ – смещение оси вала от оси вращения за счёт динамического прогиба в опасном по жёсткости сечении, м;

$$y_{z_0} = \begin{cases} (1 - L_{\text{ко}})z_0 + 1,5L_{\text{ко}}z_0^2 - 0,5L_{\text{ко}}z_0^3 & \text{для консольного вала;} \\ \begin{cases} 3z_0 - 4z_0^3, & \text{если } z_0 \leq 0,5; \\ 3 \cdot (1 - z_0) - 4 \cdot (1 - z_0)^3, & \text{если } z_0 > 0,5 \end{cases} & \text{для однопролётного вала} \end{cases} \quad \text{безразмерный динамический прогиб вала в}$$

опасном по жёсткости сечении;

$$z_0 = \begin{cases} z/L_{\text{к}} & \text{для консольного вала;} \\ z/L & \text{для однопролётного вала} \end{cases}$$

относительная координата опасного сечения по жёсткости; z – координата опасного сечения вала по жёсткости (расстояние от зоны уплотнения до нижней опоры консольного и верхней опоры однопролётного вала), м;

$$Y_B = \frac{e_{пр}}{(\omega_{кр}^1 / 2\pi n)^2 - 1} - \text{динамический прогиб оси вала в точке приведения (в точке В, см. рис. 1.17 а, б), м;}$$

$$e_{пр} = \frac{0,001 \cdot \sum_{i=1}^{z_M} m_i Y_i}{m_{пр}^o} + \Delta_B + \varepsilon_B - \text{приведённый эксцентриситет массы вала с мешалками;}$$

$$m_{пр}^o = \begin{cases} m_{пр}^M + m_{пр}^B \cdot 0,25 \pi d^2 \rho_B L & \text{для консольного вала;} \\ m_{пр}^M + 0,125 \pi d^2 \rho_B L & \text{для однопролётного вала} - \end{cases}$$

приведённая масса вала с мешалками, кг;

$$\Delta_B = \begin{cases} (\Delta_A + \Delta_B) \cdot \frac{L_{к}}{L_{п}} + \Delta_B & \text{для консольного вала;} \\ 0,5 \cdot (\Delta_A + \Delta_B) & \text{для однопролётного вала} - \end{cases}$$

смещение оси вала от оси вращения в точке приведения за счёт зазоров в опорах, м; $L_{п} = L - L_{к}$ – длина пролёта консольного вала, м; Δ_A, Δ_B – высота радиальных зазоров в опорах (подшипниках) вала, м (табл. 1.3);

$$\varepsilon_B = \begin{cases} 0,00004, & L/d \leq 20; \\ 0,00005, & 20 < L/d \leq 50; \\ 0,00006, & L/d > 50 - \end{cases}$$

начальная изогнутость вала в точке приведения, м;

$$D_z = \begin{cases} \frac{(\Delta_A + \Delta_B)(z + L_{п})}{L_{п}} - \Delta_A & \text{для консольного вала;} \\ \frac{(\Delta_A - \Delta_B)z}{L} + \Delta_A & \text{для однопролётного вала} - \end{cases}$$

смещение оси вала от оси вращения в опасном по жёсткости сечении за счёт зазоров в опорах, м; $E_z = \varepsilon_B + D_z$ – смещение оси вала от оси вращения в опасном сечении за счёт начальной изогнутости, м;

1.3. Значения радиальных зазоров для стандартных подшипников, мкм

Внутренний диаметр подшипника, мм	Вид подшипника		
	Однорядный шариковый	Однорядный роликовый	Двухрядный сферический роликовый
30 – 40	12 – 26	20 – 55	25 – 40
40 – 50	12 – 29	20 – 55	30 – 45
50 – 65	13 – 33	25 – 65	30 – 50
65 – 80	14 – 34	30 – 70	40 – 60
80 – 100	16 – 40	35 – 80	45 – 70
100 – 120	20 – 46	40 – 90	50 – 80
120 – 140	23 – 53	45 – 100	60 – 90
140 – 160	23 – 58	50 – 115	65 – 100
160 – 180	24 – 65	60 – 125	70 – 110

180 – 200	29 – 75	65 – 135	80 – 120
200 – 225	33 – 83	75 – 150	90 – 140
225 – 250	35 – 90	90 – 165	100 – 150

$Y_Q = Y_{BQ} y_{z0}$ – динамическое смещение вала в опасном по жёсткости сечении от суммарной гидродинамической силы, м;

$$Y_{BQ} = \begin{cases} 21,33 \cdot \frac{Q_{пр} L L_k^2}{E \pi d^4} & \text{для консольного вала;} \\ 1,33 \cdot \frac{Q_{пр} L^3}{E \pi d^4} & \text{для однопролётного вала –} \end{cases}$$

динамический прогиб вала от суммарной гидродинамической силы в точке приведения, м;

$$Q_{пр} = Q_M \cdot \sum_{i=1}^{z_M} Y_i^2 \text{ – суммарная приведённая гидродинамическая сила, Н;}$$

$$Q_M = 0,015 K_Q Q \zeta \rho \cdot (2 \pi n)^2 \cdot d_M^4 \text{ – поперечная гидродинамическая сила, действующая на одну мешалку, Н;}$$

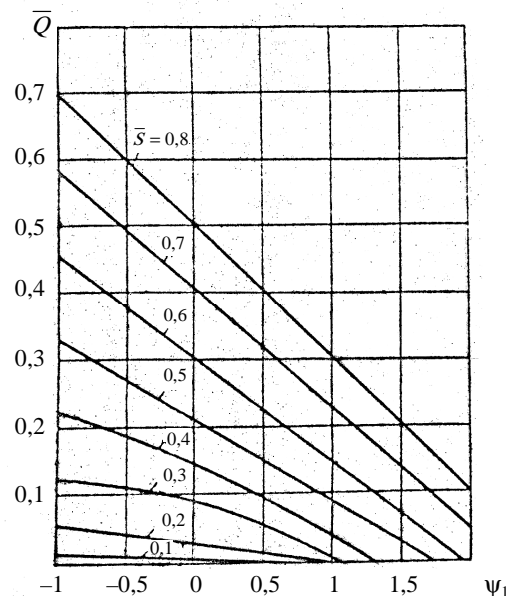
$$K_Q = \begin{cases} 0,96 & \text{для трёхлопастных мешалок;} \\ 1,73 & \text{для турбинных мешалок;} \\ 1 & \text{для лопастных, якорных и рамных мешалок;} \end{cases}$$

Q – безразмерная поперечная гидродинамическая сила, значение которой документ [3] рекомендует определять по графику, см. рис. 1.18¹¹. Относительное смещение центра эюры окружной скорости от оси мешалки s , в свою очередь, также рекомендуется определять по графику, приведённому на рис. 1.19¹².

Значение коэффициента увеличения мощности K_4 определяется следующим образом:

$$K_4 = \left(1,886 \cdot \frac{\sum_{i=1}^{z_B} f_i}{D^2} \right)^{0,387} \left(\frac{\vartheta \zeta_{z_M}}{K_N} - 1 \right) + 1,$$

где параметр $\vartheta = 0,67$ для мешалок с горизонтальными лопастями при $G_D > 1,5$, а для мешалок с вертикальными лопастями при $G_D \leq 1,5$ – $\vartheta = 1$.



¹¹ В результате аппроксимации этого графика получена зависимость

$$Q = 0,73 s^{1,77} - 0,243 s \psi_1.$$

¹² Этот график аппроксимирует зависимость

$$s = (-0,14 + 0,27 K_4 - 0,02 K_4^2) \cdot e^{0,85 K_4^{-0,3} \psi_1}.$$

Рис. 1.18. Зависимость безразмерной поперечной гидродинамической силы от параметра профиля окружной скорости перемешиваемой среды ψ_1 и параметра \bar{s}

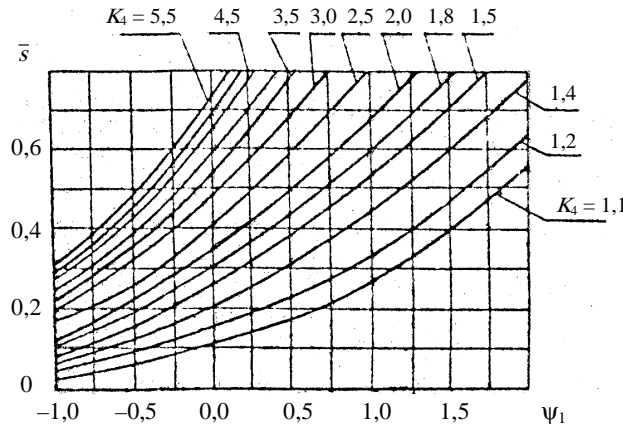


Рис. 1.19. Зависимость относительного смещения центра эпюры окружной скорости перемешиваемой среды \bar{s} от параметра профиля окружной скорости ψ_1 и коэффициента K_4
1.3.3. Условие прочности вала

Прочность валов механических перемешивающих устройств оценивается по соотношению запаса прочности в опасных сечениях с допусаемым запасом прочности:

$$n_n \geq n_n^{\text{доп}}, \quad (1.34)$$

причём, при расчёте консольного вала это условие проверяется как для консоли, так и для пролёта. Допускаемый запас прочности вала $n_n^{\text{доп}}$ обычно принимается равным 2,4, а запас прочности в опасном сечении (для консольного вала – в зоне нижней опоры, для однопролётного – в зоне шпоночного паза ступицы нижней мешалки)

$$n_n = \frac{0,03 \pi d^3 [\sigma]_B}{(K_\sigma / K_d + 2,3) \cdot \sqrt{M_k^2 + M_n^2}}, \quad (1.35)$$

где $[\sigma]_B$ – предел выносливости материала вала, Па; K_σ, K_d – коэффициенты концентрации напряжений и влияния размеров поперечного сечения вала (отношение K_σ / K_d принимается равным 0,4);

$$M_k = \begin{cases} \frac{N}{2 \pi n} & \text{для пролёта и консоли консольного вала;} \\ \frac{N}{2 \pi n z_m} & \text{для однопролётного вала –} \end{cases}$$

крутящий момент в опасном по прочности сечении, Н·м;

$$M_n = \begin{cases} F_{\text{пр}}^B L_k + \sum_{i=1}^{z_m} l_i \cdot (F_i + Q_m) & \text{для консоли консольного вала;} \\ R_A z_n & \text{для пролёта консольного вала;} \\ R_A z_n - F_{\text{пр}}^B \cdot \left(z_n - \frac{L}{2} \right) - \sum_{i=1}^{z_m} (z_n - l_i) (F_i + Q_m) & \text{для однопролётного вала –} \end{cases}$$

изгибающий момент в опасном по прочности сечении, Н·м;

$F_{\text{пр}}^B = \beta m_{\text{пр}}^B \pi^3 d^2 \rho_b L n^2 A_B$ – приведённая центробежная сила, действующая на вал в точке приведения, Н;

$A_B = Y_B + \Delta_B + \varepsilon_B$ – динамическое смещение вала в точке приведения, м;

$A_i = (Y_B + \varepsilon_B) \cdot Y_i + (\Delta_A + \Delta_B) \cdot l_i^n - \Delta_A + \frac{0,001}{Y_i \cdot \sqrt{2\pi n}}$ – динамическое смещение центра массы i -й мешалки, м;

$$l_i^n = \begin{cases} \frac{l_i + L_{\text{п}}}{L_{\text{п}}} & \text{для консоли консольного вала;} \\ l_{\text{ю}} & \text{для однопролётного вала;} \end{cases}$$

$F_i = \beta m_i (2\pi n)^2 A_i$ – сосредоточенная центробежная сила, действующая на i -ю мешалку, Н;

$$R_A = \begin{cases} \frac{1}{L_{\text{п}}} \cdot \left(F_{\text{пр}}^B L_{\text{к}} + \sum_{i=1}^{z_M} l_i \cdot (F_i + Q_M) \right) & \text{для консольного вала;} \\ \frac{1}{L} \cdot \left(\sum_{i=1}^{z_M} (L - l_i) (F_i + Q_M) - 0,5 F_{\text{пр}}^B \right) & \text{для однопролётного вала –} \end{cases}$$

реакция верхней опоры вала, Н; N – затраты мощности на перемешивание, Вт; β – коэффициент режима нагрузки:

$$\beta = \begin{cases} 1 & \text{– спокойная работа;} \\ 1,5 & \text{– умеренные толчки;} \\ 3 & \text{– сильные толчки;} \end{cases}$$

$z_{\text{п}}$ – координата опасного сечения по прочности, м.

При установке в аппарате ленточной мешалки расчёт её вала на прочность дополнительно предусматривает проверку условия:

$$\frac{P_0}{0,25 \pi d^2} < [\sigma], \quad (1.36)$$

где $P_0 = \lambda_c n_{\text{л}} t_{\text{л}} H_M \cdot \frac{\rho n^2 d_M^2}{2 \text{Re}_{\text{ц}}}$ – осевая сила, Н, возникновение которой обусловлено вращением лопастей мешалки; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение материала вала, Па.

При установке в аппарате шнековой мешалки также необходимо проверять условие (1.36), где

$$P_0 = \frac{3 t_{\text{л}} (1 - d/d_M) \cdot N}{\pi^2 d_M^2 [1 - (d/d_M)^3] \cdot n}.$$

Кроме того, в данном случае возникает дополнительный изгибающий момент, обусловленный формой лопастей мешалки:

$$M_{\text{изл}} = 0,0625 \lambda_{\text{шл}} \mu n t_{\text{л}} d_M [1 - (d/d_M)^2] \sqrt{a^2 + b^2}, \quad (1.37)$$

значение которого прибавляется к значению $M_{\text{ш}}$.

Обозначения в (1.37):

$$a = \sin \varphi_2 - \sin \varphi_1 - \varphi_2 \cos \varphi_2 + \varphi_1 \cos \varphi_1;$$

$$b = \cos \varphi_2 - \cos \varphi_1 + \varphi_2 \sin \varphi_2 - \varphi_1 \sin \varphi_1;$$

$$\varphi_1 = 2\pi h_1 / t_{\text{л}}; \quad \varphi_2 = 2\pi h_2 / t_{\text{л}};$$

h_1 – расстояние от нижней опоры вала до верхней кромки лопасти мешалки, м; $h_2 = h_1 + H_M$ – расстояние от нижней опоры вала до нижней кромки лопасти мешалки, м.

В производствах химической, фармацевтической промышленности вертикальные емкостные аппараты с механическими перемешивающими устройствами нередко используются для обработки токсичных, взрыво- и пожароопасных веществ, содержание которых в воздухе производственного помещения ограничено санитарными нормами и правилами. Определяющее влияние на содержание таких веществ в зоне обслуживания аппарата оказывает величина утечки рабочей среды через уплотнение вала перемешивающего устройства. Рассмотрим влияние герметизирующей способности наиболее распространённых уплотнений вращающихся валов на характеристики перемешивающего устройство вертикального емкостного аппарата.

1.4. ВЛИЯНИЕ ГЕРМЕТИЗИРУЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ УПЛОТНЕНИЯ ВАЛА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРЕМЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

Наиболее популярными уплотнениями валов механических перемешивающих устройств вертикальных емкостных аппаратов являются манжеты, сальники и торцовые уплотнения. Выбор вида уплотнения вала определяется характеристиками рабочей среды и частотой вращения вала, а его типоразмер – диаметром вала [5, 19]. Основной характеристикой герметизирующей способности уплотнений является удельная утечка рабочей среды U (в метрах кубических через метр периметра контакта в секунду). Допустимую величину удельной утечки характеризует класс негерметичности уплотнения, например [19]:

классу 1–1 соответствует $U \leq 5 \cdot 10^{-13}$, м³/м/с;

классу 1–2 – $U \leq 5 \cdot 10^{-12}$ м³/м/с;

классу 2–1 – $U \leq 5 \cdot 10^{-11}$ м³/м/с;

классу 2–2 – $U \leq 5 \cdot 10^{-10}$ м³/м/с;

классу 3–1 – $U \leq 2,5 \cdot 10^{-9}$ м³/м/с.

Рассмотрим методику определения значения U для манжетных, сальниковых и торцовых уплотнений вращающихся валов.

1.4.1. Герметизирующая способность манжетных уплотнений

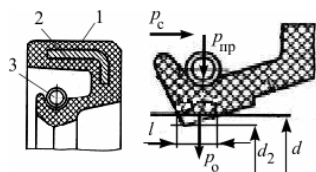


Рис. 1.20. Схема манжетного уплотнения:

1 – корпус;

2 – металлический каркас;

3 – пружина

Резиновые манжеты, используемые для уплотнения вращающихся валов (рис. 1.20), изготавливают с металлическим каркасным кольцом и кольцевой спиральной пружиной. Манжеты монтируют в цилиндрические канавки корпусов машин открытой стороной к полости повышенного давления. Металлический каркас придаёт уплотнению жёсткость, пружина обеспечивает поджатие лопасти манжеты к валу с удельным давлением $p_{пр} \sim 0,03$ МПа и таким образом компенсирует её износ.

Расчёт удельной утечки рабочей среды через манжетное уплотнение рекомендуется [19] выполнять по формуле:

$$U = 6,4 \cdot 10^{-17} \cdot \frac{\sqrt{dn}}{\mu I (p/p_c)^3 (1 - 2^{-Y})}, \quad (1.38)$$

где μ – вязкость среды, контактирующей с зоной уплотнения; $l \sim 1,216 \cdot (d - d_2)$ – ширина полосы скольжения манжеты по валу; $p = p_0 + p_{пр} + p_c$ – суммарное удельное давление на поверхности скольжения;

$p_0 = 1,5 E \epsilon_t \frac{r_n^2 - r_b^2}{2r_n^2 + r_b^2}$ – удельное давление, создаваемое начальной деформацией манжеты при сборке (внутренний диаметр d_2 корпуса манжеты всегда несколько меньше диаметра d вала); $r_b = d_2/2$ – внутренний радиус корпуса манжеты; $r_n = d/2$ – радиус вала; E – модуль упругости резины (~ 7 МПа), $\epsilon_t = (d - d_2)/d_2$ – коэффициент деформации манжеты при сборке; p_c – рабочее давление в аппарате; n – частота вращения вала; $Y = 1 - 4,8 \cdot 10^{-11} \cdot \frac{\pi d n (fp10^{-5})^3 T}{\delta}$ – коэффициент работоспособности манжеты; T – время работы

уплотнения в секундах; $\delta = (d - d_2)/2$ – радиальный натяг манжеты при сборке; f – коэффициент трения в паре вал-резиновая манжета:

p , МПа	0,05	1	4	8	10
f	0,8	0,16	0,08	0,065	0,055

Коэффициент Y при малых T (в начале работы уплотнения) близок к единице и уменьшается по мере увеличения T . Значение T , при котором $Y = 0$, характеризует долговечность уплотнения.

1.4.2. Герметизирующая способность сальниковых уплотнений

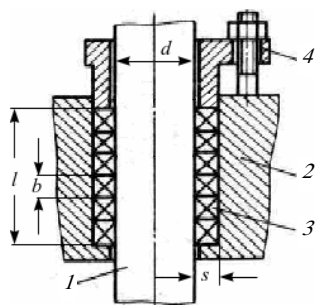


Рис. 1.21. Схема сальникового уплотнения:

1 – вал; 2 – корпус;
3 – набивка; 4 – втулка

Герметичность контакта вращающегося вала с мягкой сальниковой набивкой (рис. 1.21) обеспечивается за счёт поджатия набивки к валу в результате затяжки болтового или резьбового соединения втулки. В процессе работы уплотнения втулка периодически подтягивается, чтобы компенсировать износ колец набивки и вымывание из них смазочного материала.

К числу наиболее популярных сальниковых набивок относятся: ФУМ (фторопластовый уплотнительный материал), асбестовый шнур (сухой, пропитанный графитовой смазкой или тальком), войлочные кольца, пропитанные смазкой. Выбор набивки определяется свойствами рабочей среды, например, плетёная асбестовая сухая набивка применяется для нейтральных и слабоагрессивных жидких и газообразных сред при рабочих давлениях $p_c \leq 4,5$ МПа и рабочих температурах $t_c \leq 400$ °С, фторопластовый уплотнительный материал (ФУМ) – для минеральных и органических кислот при $p_c \leq 3$ МПа и $t_c = 30 \dots 100$ °С, графитированный войлок, пропитанный жировым антифрикционным составом – для воздуха и инертных газов, воды, минеральных масел при $p_c \leq 1$ МПа и $t_c \leq 130$ °С.

Удельная утечка рабочей среды через сальниковое уплотнение определяется [19] по формуле, аналогичной (1.38):

$$U = 6,4 \cdot 10^{-17} \cdot \frac{\sqrt{dn}}{\mu n_k b (p/p_c)^3 (1 - 2^{-Y})}, \quad (1.39)$$

где b – толщина кольца набивки; n_k – число колец, выбор которого определяется рабочим давлением в аппарате:

p_c , МПа	$\leq 0,2$	0,2...1	1...2	> 2
n_k	3	4	5	6

$p = p_c e^{f n_k}$ – удельное давление на поверхности скольжения; f – коэффициент трения сальниковой набивки о вал [19].

1.4.3. Герметизирующая способность торцовых уплотнений

Торцовое уплотнение состоит из трёх основных элементов (рис. 1.22): неподвижного (опорного) кольца, подвижного (уплотнительного) кольца и упругого элемента (пружины), обеспечивающего контакт в паре трения колец. В отличие от манжетных и сальниковых уплотнений, в торцовых контактное давление, обеспечивающее герметизацию, действует не перпендикулярно, а параллельно оси вала.

В паре трения торцовых уплотнений применяются материалы, обеспечивающие возможно меньший коэффициент трения, лучшую теплопроводность и высокие допустимые удельные давления. Для уплотнительных колец применяются латунь, бронза, чугун, текстолит, фторопласт, графит. Для опорных колец – более твёрдые материалы: цементированная углеродистая сталь, закалённая низколегированная. Поверхность контакта колец (поясок трения) стремятся сделать как можно тоньше, так как при этом уменьшаются потери на трение, улучшаются условия смазки и те-

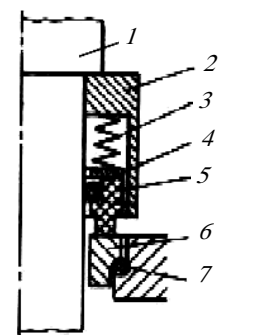


Рис. 1.22. Схема торцового уплотнения:

1 – вал; 2 – корпус уплотнения;
3 – пружина;
5 – уплотнительное кольцо; 6 – опорное кольцо;
4, 7 – вспомогательные элементы уплотнения

плоотвода.

Удельную утечку рабочей жидкости через торцовое уплотнение можно приближённо оценить по формуле [19]:

$$U = \frac{h^3 P_c}{6\mu(D_2 - D_1)}, \quad (1.40)$$

где D_1 – внутренний диаметр пояска трения колец; D_2 – внешний диаметр пояска трения колец; h – усреднённый размер зазора в уплотнении, который принимается равным параметру шероховатости поверхности колец (при чистоте обработки поверхностей $\nabla 9 - 0,2$ мкм, $\nabla 10 - 0,1$ мкм, $\nabla 11 - 0,05$ мкм).

Таким образом, на выбор диаметра вала d механического перемешивающего устройства и частоты его вращения n может оказывать влияние требование выполнения условия:

$$U \leq U_{\text{зад}}, \quad (1.41)$$

где $U_{\text{зад}}$ – удельная утечка рабочей среды, определяемая необходимым классом негерметичности уплотнения.

Большинство технологических процессов, реализуемых в вертикальных емкостных аппаратах, требуют подвода или отвода тепла. Стандартные аппараты оснащаются типовыми теплообменными устройствами – рубашками и змеевиками фиксированной поверхности. На интенсивность теплообмена существенно влияет мощность перемешивания. Рассмотрим рекомендуемую [1, 2] методику расчёта теплообменных процессов в вертикальных емкостных аппаратах и определим влияние параметров конструкции перемешивающего устройства на условия теплообмена.

1.5. ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОБМЕННЫХ УСТРОЙСТВ НА КОНСТРУКЦИЮ ПЕРЕМЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

Наиболее популярные типы теплообменных устройств вертикальных емкостных аппаратов представлены на рис. 1.23.

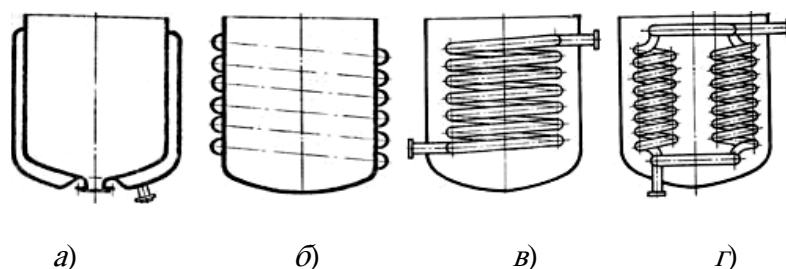


Рис. 1.23. Теплообменные устройства вертикальных емкостных аппаратов:

a – цилиндрическая рубашка; *б* – рубашка из полутруб;
в – концентрический змеевик; *г* – секционный змеевик

Основное условие пригодности теплообменного устройства для реализации какого-либо процесса:

$$\Phi^p \geq \Phi, \quad (1.42)$$

где Φ^p – тепловой поток, который может быть обеспечен с помощью конкретного теплообменного устройства в заданных условиях, Вт; Φ – значение теплового потока, необходимого для реализации технологического процесса в аппарате, Вт.

В случаях реализации в аппарате химических процессов значение Φ обычно задаётся, а при отсутствии химических превращений его можно определить по объёму перемешиваемой среды V и данным технологического регламента процесса, реализуемого в аппарате:

$$\Phi = \frac{V\rho c}{\tau}(t_2 - t_1), \quad (1.43)$$

где t_1, t_2 – начальная и конечная температуры среды, °С; τ – установленное регламентом время нагрева-ния или охлаждения, с; ρ – плотность среды при температуре $t = (t_1 + t_2)/2$, кг/м³; c – теплоёмкость среды при той же температуре, Дж/(кг·К).

Значение Φ^p определяется из основного уравнения теплопередачи

$$\Phi^p = \left(\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_t} \right)^{-1} \cdot F \Delta t_{ср}, \quad (1.44)$$

где α, α_t – коэффициенты теплоотдачи от рабочей среды и теплоносителя, Вт/(м²·К); F – площадь поверхности теплообмена, м²; $\delta_{ст}$ – толщина стенки между теплоносителем и рабочей средой (толщина стенки корпуса аппарата или толщина стенки змеевика), м; $\lambda_{ст}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки, Вт/(м·К), $\Delta t_{ср}$ – средняя разность температур теплоносителя и перемешиваемой среды, °С.

Рассмотрим методику определения значений α, α_t и $\Delta t_{ср}$.

1.5.1. Расчёт теплоотдачи от перемешиваемой среды

Согласно [1, 2], при турбулентном режиме перемешивания коэффициент теплоотдачи от перемешиваемой среды не зависит от типа мешалки и определяется теплофизическими свойствами среды и влиянием на интенсивность теплообмена условий её течения. Совокупной характеристикой этих условий являются затраты мощности на перемешивание N :

$$\alpha = 0,267 \cdot \frac{c\rho^{0,75}}{Pr^{0,75}} \cdot \left(\frac{N\mu}{V} \right)^{0,25}, \quad (1.45)$$

где $Pr = \mu c / \lambda$ – число Прандтля для перемешиваемой среды; μ – динамическая вязкость среды при температуре t , Па·с; λ – коэффициент теплопроводности среды при температуре t , Вт/(м·К).

Если в аппарате установлены отражательные перегородки и концентрический змеевик, то формула (1.45) преобразуется к виду:

$$\alpha = 0,267 \cdot \frac{c\rho^{0,75}}{Pr^{0,75}} \cdot \left(\frac{N_{3M}\mu}{V_{3M}} \right)^{0,25}, \quad (1.46)$$

где $V_{3M} = \pi D_{3M} d_{3M} \cdot (1,5H_{3M} + 0,25\pi z_{3M} d_{3M})$ – объём жидкости, заключённый в зоне труб змеевика, м³;

$H_{3M} = (z_{3M} - 1) \cdot h_{3M} + d_{3M}$ – высота змеевика, м; h_{3M} – шаг навивки змеевика, м; $N_{3M} = \zeta_{3M} \rho W^3 \cdot \frac{\pi D^2}{16}$ – мощность,

затрачиваемая на преодоление гидравлического сопротивления змеевика, Вт; $W = \frac{16K_2 n d_m}{\pi D^2 \cdot \sqrt{4 + \zeta_{3M}}}$ – сред-

няя скорость циркуляционного потока, м/с;

$$K_2 = \sqrt[3]{\frac{\pi^2 K_N G_D^4 \left\{ 1 - \sin(\alpha) \cdot \left[1 - \frac{0,33 u_{ср} - u_{ср}^2 + u_{ср}^3 \cdot (1 - r_{вл})}{0,25 - 0,67 u_{ср} + 0,5 u_{ср}^2} \right] - \frac{u_{ср}}{G_D} \right\}}{388 \cdot \frac{H}{D} \left(1 - \frac{h_l}{H} \right) + 256}} \quad \text{– коэффициент расхода; } h_l \text{ – высота лопасти}$$

мешалки, м; $r_{вл}$ – относительный радиус внутренней кромки лопасти мешалки (для лопастной и трёхлопастной $r_{вл} = 0$, турбинной $r_{вл} = 0,5$, рамной $r_{вл} = 0,86$);

$\zeta_{3M} = \frac{1,15 z_{3M} \chi_1 \chi_2}{(1 - \chi_2 \chi_3)^3}$ – коэффициент гидравлического сопротивления змеевика; χ_1 – параметр, для определения

значения которого в [2] предложен график его зависимости от значения параметра $\chi_0 = H_{3M} / (z_{3M} d_{3M})$, см. рис. 1.24¹³; χ_3 – параметр, для определения значения которого в [2] предложен график его зависимости от значения параметра $\chi_2 = 8D_{3M} d_{3M} / D^2$, см. рис. 1.25¹⁴.

¹³ В результате аппроксимации этого графика получена функция

$$\chi_1 = 0,321 + 0,048 \chi_0 - 0,001024 \chi_0^2.$$

¹⁴ В результате аппроксимации этого графика получена функция

$$\chi_3 = 0,943 - 2,19 \chi_2 + 1,301 \chi_2^2.$$

При ламинарном режиме перемешивания рамной или якорной мешалкой значение α определяется по формуле (1.45). При установке в аппарате ленточной или шнековой мешалки коэффициенты теплоотдачи от перемешиваемой среды к стенке аппарата с рубашкой и к встроенному змеевику (при шнековой мешалке) определяются по разным формулам:

а) к стенке аппарата с ленточной мешалкой

$$\alpha = 0,16 \cdot \left(\lambda_c B_{\Pi}^{1/2m} \cdot \frac{\rho c \lambda^2}{l_0} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{ст}} \right)^{0,14}, \quad (1.47)$$

где $B_{\Pi} = \left[\frac{105 H_T b_{\Pi}}{\pi d_M H} \cdot G_{D^2} \cdot \left(1 - \frac{b_{\Pi}}{d_M} \right) \right]^2 \left[\frac{\pi}{21} \cdot \lambda_c \cdot \left(\frac{d_M}{b_{\Pi}} - 1 \right) \cdot n \right]^{2m} + (1 - r_{\text{мл}})^2 \left(\frac{8q}{\pi D^3 \Omega_2} \right)^{2m}$ – параметр скорости сдвига на стенке корпу-

са аппарата; H_T – высота цилиндрической части рубашки, м; $l_0 = \frac{\sqrt{v_{\text{ср}}^2 + w_{\text{ср}}^2}}{\left(n - \frac{v_{\text{ср}}}{\pi d_M} - \frac{w_{\text{ср}}}{t_{\Pi}} \right) \cdot n_{\Pi}}$ – длина участка ста-

билизованного движения среды у вертикальной стенки, м;

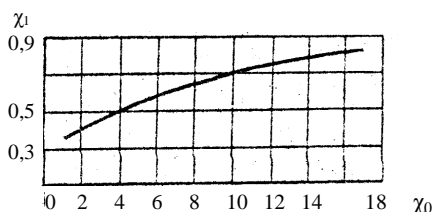


Рис. 1.24. График зависимости параметра χ_1 от параметра χ_0

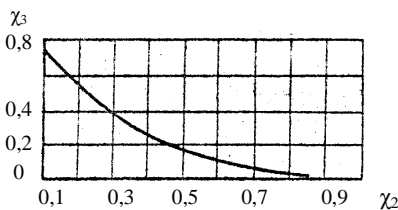


Рис. 1.25. График зависимости параметра χ_3 от параметра χ_2

$w_{\text{ср}} = \frac{4q}{\pi D^2 (1 + r_{\text{цо}}^2)}$ – средняя скорость осевого потока среды, м/с;

$\lambda_m = \begin{cases} \lambda_c & \text{для ленточной мешалки;} \\ \lambda_{\text{ш}} & \text{для шнековой мешалки;} \end{cases} \quad v_{\text{ср}} = \frac{\lambda_m d_M H_M}{2 D H \lambda_k} \cdot \left(1 - \frac{b_{\Pi}}{d_M} \right) \cdot n d_M$ – средняя скорость окружного движения сре-

ды, м/с; $r_{\text{мл}}$ – относительный радиус максимума циркуляционной скорости в периферийной зоне, для определения значения которого в документе [2] предложен график, см. рис. 1.26¹⁵ ($r_{\text{мл}} = y$, $x = r_{\text{цо}}$); λ_k – коэффициент сопротивления корпуса аппарата, который в данном случае определяется по формуле:

$\lambda_k = \frac{12,6 \cdot (1 + h_{30})}{0,053 + h_{30}}$; $\mu_{\text{ст}}$ – динамическая вязкость перемешиваемой среды при температуре стенки аппарата

($t_{\text{стA}}$), Па·с;

б) к стенке аппарата со шнековой мешалкой

¹⁵ В результате аппроксимации этого графика при $m = 1$ (ньютоновская жидкость) получена функция $y = 0,495 + 0,647x$.

$$\alpha = 0,81 \cdot \left(\gamma_c \cdot \frac{\rho c \lambda^2}{H_T} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{CT}} \right)^{0,14}, \quad (1.48)$$

где $\gamma_c = \frac{8q}{\pi D^3 \Omega_2} \cdot (1 - r_{m1}^2)^{1/m}$ – скорость сдвига на стенке аппарата, 1/с;

в) к встроенному змеевику $\alpha = (\alpha_H + \alpha_B)/2$, где

$$\alpha_H = 0,81 \cdot \left(\gamma_H \cdot \frac{\rho c \lambda^2}{H_{3M}} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{CT}} \right)^{0,14} - \quad (1.49)$$

коэффициент теплоотдачи к наружной поверхности змеевика;

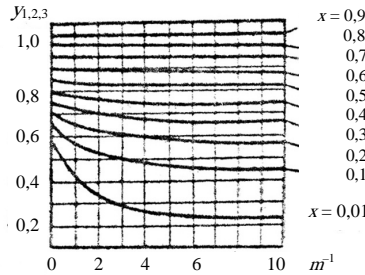


Рис. 1.26. График зависимости параметра максимума циркуляционной скорости перемешиваемой среды (y) от геометрического параметра циркуляции (x) и индекса поведения среды (m^{-1})

$\gamma_H = \frac{8q}{\pi D^3 \Omega_2} \cdot \left(\frac{r_{m1}^2}{r_{ц0}} - r_{ц0} \right)^{1/m}$ – скорость сдвига на наружной поверхности змеевика, 1/с;

$$\alpha_B = 0,16 \cdot \left(\lambda_{ш} B_{ш}^{1/2m} \cdot \frac{\rho c \lambda^2}{I_0} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_{CT}} \right)^{0,14} - \quad (1.50)$$

коэффициент теплоотдачи к внутренней поверхности змеевика;

$B_{ш} = \left[\frac{3,5}{\pi} \cdot G_D^2 \right]^2 \left(\frac{\pi}{21} \cdot \lambda_{ш} n \right)^{2m} + \left(r_{ц0} - \frac{r_{m1}^2}{r_{ц0}} \right)^2 \left(\frac{8q}{\pi D^3 \Omega_1} \right)^{2m}$ – параметр скорости сдвига на внутренней поверхности змее-

вика; r_{m1} – относительный радиус максимума циркуляционной скорости в центральной зоне, значение которого документ [2] также предлагает определять по графику на рис. 1.23 ($r_{m1} = y r_{ц0}$, $x = r_{в0}/r_{ц0}$).

1.5.2. Расчёт теплоотдачи от теплоносителей

Методика расчёта значений α_T и Δt_{cp} зависит от типа теплообменного устройства (см. рис. 1.20) и вида теплоносителя (жидкость, пар).

1. При нагревании или охлаждении среды путём подачи жидкости в цилиндрическую рубашку

$$\alpha_T = A \cdot \frac{\lambda_T}{H_T} \cdot \left(H_T^3 \cdot \frac{|t_{CT} - t_T|}{2} \cdot \frac{g \beta_T \rho_T^2 c_T}{\mu_T \lambda_T} \right)^f, \quad (1.51)$$

$$\Delta t_{cp} = |t_T - t|, \quad (1.52)$$

где g – ускорение свободного падения, m/c^2 ; t_T – средняя температура теплоносителя, °С; β_T – коэффициент объёмного расширения теплоносителя при температуре t_T , 1/К; ρ_T – плотность теплоносителя при

температуре t_t , кг/м³; c_t – удельная теплоёмкость теплоносителя при температуре t_t , Дж/(кг·К); μ_t – динамическая вязкость теплоносителя при температуре t_t , Па·с; λ_t – коэффициент теплопроводности теплоносителя при температуре t_t , Вт/(м·К); t_{ct} – температура стенки аппарата, °С; A, f – константы, значения которых зависят от значения выражения в скобках (произведения чисел Грасгофа и Прандтля):

если это значение превосходит $2 \cdot 10^7$, то $A = 0,135, f = 0,33$;

если это значение меньше $2 \cdot 10^7$, но больше 500, то $A = 0,54, f = 0,25$;

если это значение меньше 500, то $A = 1,18, f = 0,125$.

2. При нагревании среды путём подачи конденсирующегося пара в цилиндрическую рубашку

$$\Delta t_{cp} = |t_k - t|; \quad (1.53)$$

$$\alpha_t = 0,943 \cdot \left[\frac{\lambda_k^3 \rho_k (\rho_k - \rho_n) g r_k}{\mu_k H_t (t_k - t_{ct})} \right]^{0,25}, \quad (1.54)$$

если параметр $P = \frac{r_k}{c_k (t_k - t_{ct})} \geq 5$ (случай невозмущённого ламинарного стекания плёнки при отсутствии градиента температуры по её толщине).

Здесь r_k – удельная теплота конденсации пара, Дж/кг; t_k – температура конденсации пара, °С; ρ_k – плотность конденсата при температуре t_k , кг/м³; c_k – удельная теплоёмкость конденсата при температуре t_k , Дж/(кг·К);

μ_k – динамическая вязкость конденсата при температуре t_k , Па·с; λ_k – коэффициент теплопроводности конденсата при температуре t_k , Вт/(м·К); ρ_n – плотность пара, кг/м³.

Если же параметр $P < 5$ и число Рейнольдса для плёнки конденсата $Re_n = \frac{\Phi}{\pi D r_k \mu_k} \leq 1$, то значение α_t , рассчитанное по формуле (1.54), умножается на

$$\varepsilon_t = \left[\left(\frac{\lambda_{kct}}{\lambda_k} \right)^3 \cdot \frac{\mu_k}{\mu_{kct}} \right]^{0,125} \cdot \left[1 + 0,4 \cdot (t_k - t_{ct}) \cdot \frac{r_k}{c_k} \right]^{0,6}, \quad (1.55)$$

где μ_{kct} – динамическая вязкость конденсата при температуре t_{ct} , Па·с; λ_{kct} – коэффициент теплопроводности конденсата при температуре t_{ct} , Вт/м·К.

При $P < 5$ и $1 < Re_n \leq 250$ значение α_t , рассчитанное по формулам (1.54), (1.55), умножается на

$$\varepsilon_B = Re_n^{0,4}, \quad (1.56)$$

а при $P < 5$ и $Re_n > 250$

$$\alpha_t = \frac{Re_n \cdot \left[g \cdot \left(1 - \frac{\rho_n}{\rho_k} \right) \right]^{1/3} \cdot \lambda_k \rho_k^{2/3}}{\mu_k^{2/3} \cdot \left[2300 + 41 \cdot Pr_k^{-0,5} \cdot (Re_n^{0,75} - 89) \left(\frac{Pr_k}{Pr_{kct}} \right)^{0,25} \right]}, \quad (1.57)$$

где $Pr_k = \mu_k c_k / \lambda_k$ – число Прандтля для конденсата при температуре t_k ; $Pr_{kct} = \mu_{kct} c_{kct} / \lambda_{kct}$ – число Прандтля для конденсата при температуре t_{ct} .

3. При нагревании или охлаждении среды путём подачи жидкости во встроенный змеевик

$$\alpha_t = 0,023 \cdot \frac{\lambda_t}{d_{3M}} \cdot Re^{0,8} Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_{tct}} \right)^{0,25} \cdot \left(1 + 3,6 \frac{d_{3M}}{D_{3M}} \right); \quad (1.58)$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \left(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_M} \right)}, \quad (1.59)$$

где $Re = \frac{\rho_T w_T d_{3M}}{\mu_T}$ – число Рейнольдса для теплоносителя; $w_T = \frac{4 V_T}{\pi d_{3M}^2}$ – скорость течения теплоносителя, м/с; V_T – объёмный расход теплоносителя, м³/с; $\Delta t_6 = \max\{|t - t_{T1}|, |t - t_{T2}|\}$, $\Delta t_M = \min\{|t - t_{T1}|, |t - t_{T2}|\}$; t_{T1} – температура теплоносителя на входе в змеевик, °С; $t_{T2} = t_{T1} - \frac{\Phi}{\rho_T c_T V_T}$ – температура теплоносителя на выходе из змеевика, °С.

4. При нагревании среды путём подачи конденсирующегося пара во встроенный змеевик

$$\alpha_T = \begin{cases} 0,555 \cdot \left\{ \frac{\lambda_K^3 \rho_K \cdot (\rho_K - \rho_{II}) \cdot g \cdot [t_K + 0,68 c_K \cdot (t_K - t_{CT})]}{\mu_K d_{3M} \cdot (t_K - t_{CT})} \right\}^{0,25}, & Re_{II} < 35\,000; \\ 0,086 \cdot \frac{\lambda_K}{d_{3M}} \cdot \left[\left(\sqrt{\frac{\rho_K}{\rho_{II}}} + 1 \right) \cdot \frac{w_K d_{3M}}{\mu_K} \right]^{0,8} \cdot Pr_K^{0,33}, & Re_{II} \geq 35\,000; \end{cases} \quad (1.60)$$

$$\Delta t_{CP} = |t_K - t|, \quad (1.61)$$

где $Re_{II} = \frac{4 G_K}{\pi d_{3M} t_K \mu_K}$ – число Рейнольдса для плёнки конденсата; $G_K = \Phi / t_K$ – массовый расход конденсата, кг/с; $w_K = \frac{4 G_K}{\pi d_{3M}^2}$ – массовая скорость конденсата, кг/м²/с.

Область применения формул (1.60) ограничена выполнением условия

$$\Phi \leq \Phi_{пред}, \quad (1.62)$$

где $\Phi_{пред} = 2600 r_K d_{3M}^{2,67} \cdot \sqrt{\frac{h_{3M}}{\pi D_{3M}}}$ – предельный тепловой поток, при котором змеевик заполняется конденсатом, Вт.

5. В случае применения для организации теплообмена в аппарате рубашки из полутруб значения α_T , Δt_{CP} и $\Phi_{пред}$ также определяются по формулам (1.58) – (1.62), в которых вместо диаметра трубы змеевика d_{3M} используется эквивалентный диаметр канала полутрубы d_3 , вместо диаметра навивки змеевика D_{3M} – диаметр аппарата D , вместо шага навивки змеевика h_{3M} – шаг навивки полутрубы $h_{пт}$, а в качестве значения δ_{CT} в формуле (1.40) используется эквивалентная толщина стенки аппарата δ_3 . Значения d_3 и δ_3 определяются следующим образом:

$$d_3 = \frac{2 R_{пт} \cdot \left[l_1 - l_2 \cdot \left(1 - \frac{s_{пт}}{R_{пт}} \right) \right]}{l_1 + l_2}; \quad (1.63)$$

$$\delta_3 = \frac{h_{пт}}{\frac{l_2}{\delta_a} + 2 \ln \left(\frac{(h_{пт} - l_2)/2 + \sqrt{[(h_{пт} - l_2)/2]^2 + \delta_a^2}}{\delta_a} \right)}, \quad (1.64)$$

где $l_1 = R_{пт} \cdot \sqrt{8 \cdot \frac{s_{пт}}{R_{пт}} - 1,33 \cdot \left(\frac{s_{пт}}{R_{пт}} \right)^2}$ – длина дуги полутрубы, м;

$l_2 = 2 R_{пт} \cdot \sqrt{2 \frac{s_{пт}}{R_{пт}} - \left(\frac{s_{пт}}{R_{пт}} \right)^2}$ – длина хорды сегмента полутрубы, м;

$R_{пт}$ – радиус полутрубы, м; $s_{пт}$ – высота сегмента полутрубы, м; δ_a – толщина стенки аппарата, м.

Таким образом, выбор параметров конструкции перемешивающего устройства стандартного вертикального емкостного аппарата (с типовым теплообменным устройством) оказывает влияние на величину коэффициента теплоотдачи от перемешиваемой среды (см. формулы (1.45) – (1.50)) и может повли-

ять на величину Φ^p . Поэтому условие (1.42) также является условием пригодности перемешивающего устройства для реализации процессов, сопровождающихся теплообменом.

С использованием соотношений (1.1) – (1.10) и формул для определения характеристик качества перемешивания различных сред (1.11) – (1.30), а также условий (1.31) – (1.34), (1.41), (1.42) можно сравнивать эффективность перемешивания конкретной среды в конкретных условиях механическими перемешивающими устройствами различных конструкций. Рассмотрим конкретные примеры такого сравнения.

1.6. СРАВНЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПЕРЕМЕШИВАНИЯ МЕШАЛКАМИ РАЗНЫХ ТИПОВ

Рассмотрим примеры выбора типа механической мешалки для реализации процессов турбулентного и ламинарного перемешивания малоцентрированных суспензий. В разделах 1.1 – 1.5 показано, что обоснование такого выбора требует:

- расчёта затрат мощности перемешивания;
- определения показателей эффективности перемешивания;
- выбора диаметра вала перемешивающего устройства и проверки условий его виброустойчивости, жёсткости и прочности;
- проверки условия пригодности уплотнения вала перемешивающего устройства;
- проверки условия пригодности теплообменного устройства аппарата.

1.6.1. Выбор типа мешалки для турбулентного перемешивания

Для перемешивания суспензии с массовой долей твёрдой фазы $X_{cp} = 0,05$ в аппарате с внутренним диаметром $D = 5$ м, заполненном до высоты $H = 3,5$ м и оснащённом трубой перекачки диаметром $0,133$ м может быть использована турбинная либо трёхлопастная мешалка диаметром $d_M = 1,25$ м при частоте вращения $n = 1,25$ 1/с.

Средний диаметр частиц твёрдой фазы суспензии $d_{cp} = 0,0001$ м, их плотность $\rho_t = 2165$ кг/м³, плотность жидкой фазы суспензии $\rho_{ж} = 1210$ кг/м³, кинематическая вязкость суспензии $\nu = 9,06 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

Аппарат оснащён цилиндрической рубашкой высотой $H_T = 3,3$ м, площадь поверхности теплообмена $F = 50$ м². Температура суспензии в процессе перемешивания за 4,5 часа снижается с 35 до 5 °С. Коэффициент теплопроводности суспензии при средней температуре $\lambda = 0,75$ Вт/(м·К), теплоёмкость $c = 1760$ Дж/(кг·К). В качестве хладагента используется 25 %-ный раствор CaCl₂, его начальная температура $t_{t1} = -12$ °С, конечная – $t_{t2} = -3$ °С. Корпус аппарата изготовлен из нержавеющей стали, толщина стенки корпуса $\delta_{ст} = 20$ мм.

В качестве уплотнения вала перемешивающего устройства используется торцовое уплотнение типа ТСК [5, 19]. Чистота обработки поверхностей уплотнительного и опорного колец уплотнения – $\nabla 10$, динамическая вязкость рабочей среды в зоне уплотнения $\mu = 0,000037$ Па·с, рабочее давление в аппарате $p_c = 0,25$ МПа. Удельная утечка рабочей среды через уплотнение должна соответствовать классу негерметичности 2–1.

Подробный протокол расчёта затрат мощности на перемешивание в этом аппарате, расчётов параметров качества перемешивания суспензии по методике [2], механических расчётов вала перемешивающего устройства по методике [3], расчёта удельной утечки рабочей среды через уплотнение по методике [19] и теплового расчёта по методике [2] для турбинной и трёхлопастной мешалки с помощью системы инженерных расчётов MathCAD приведён в прил. А. Согласно результатам этих расчётов, и турбинная, и трёхлопастная мешалки пригодны для организации процесса в данном конкретном случае, однако значения показателей эффективности перемешивания при использовании мешалок разных конструкций существенно различаются.

В табл. 1.4 представлены основные результаты расчётов: значения глубины центральной воронки, затрат мощности, характеристик качества перемешивания, диаметра вала, коэффициентов теплоотдачи от перемешиваемой среды.

На рис. 1.27 представлены графики функций распределения массовой доли взвешенных частиц по высоте $X(h) = X_{cp} \cdot (\Delta X_{max} + 1) \cdot e^{-\frac{h}{H} \cdot Pe_m}$,

1.4. Эффективность турбулентного перемешивания малоконцентрированной суспензии мешалками различных типов

Тип мешалки	Радиус границы зон перемешивания, м	Глубина воронки, м	Значение ΔX_{\max}	Значение $X_{срR}$	перемешивания, вания,	Диаметр вала d , м	теплоотдачи
Трёхлопастная	0,67	0,59	0,164	0,791	1,8	0,095	6204
Турбинная	0,51	1,34	0,088	0,836	7,4	0,11	8843

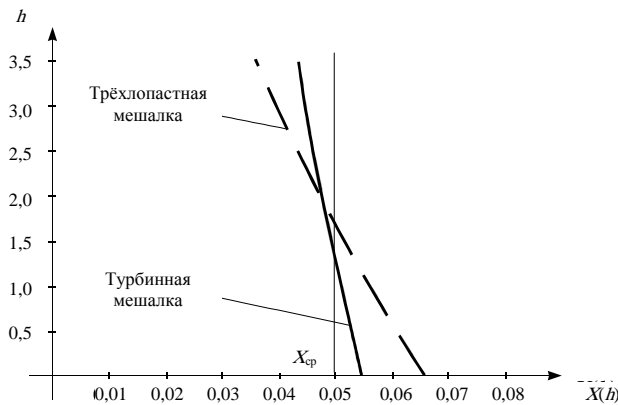


Рис. 1.27. Распределение массовой доли взвешенных частиц по высоте аппарата

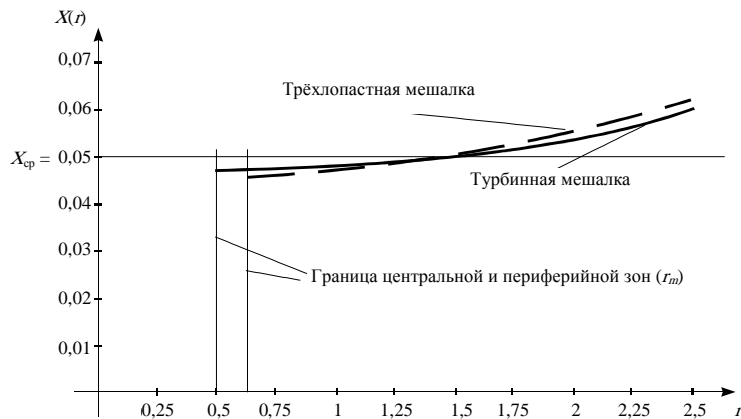


Рис. 1.28. Распределение массовой доли взвешенных частиц по радиусу аппарата

а на рис. 1.28 – по радиусу $X(r) = e^{-\frac{19,05 w_{0c}}{(G_D - r_m)^2} \cdot \sqrt{g d_M}} \cdot \frac{G_D^{1,5} - (2r/d_M)^{1,5}}{1,5}$, $r \in [r_m, R]$, см. [1], рассматриваемого аппарата, при установке в нём мешалок разных типов.

Утечка рабочей среды в зоне уплотнения для трёхлопастной мешалки составляет $2,815 \cdot 10^{-11} \text{ м}^3/\text{м/с}$, для турбинной – $2,252 \cdot 10^{-11} \text{ м}^3/\text{м/с}$, т.е. соответствует классу негерметичности 2–1. Тепловой поток, обеспечиваемый рубашкой рассматриваемого аппарата, при использовании трёхлопастной мешалки равен 306 кВт, а при использовании турбинной – 310,3 кВт. Оба эти значения превышают тепловой поток, необходимый для охлаждения перемешиваемой среды в установленных условиях (277,1 кВт).

Из табл. 1.4 и рис. 1.27, 1.28 очевидно, что с точки зрения эффективности перемешивания более оправданна установка в аппарате турбинной мешалки, однако это повлечёт за собой необходимость применения более мощного (и более дорогого) мотор-редуктора, увеличение удельных энергозатрат на выпуск продукции.

1.6.2. Выбор типа мешалки для ламинарного перемешивания

В данном случае суспензия с массовой долей твёрдой фазы $X_{\text{ср}} = 0,05$ перемешивается в аппарате с внутренним диаметром $D = 2,8 \text{ м}$, заполненном до высоты $H = 2,65 \text{ м}$. Для реализации процесса может быть использована рамная, ленточная либо шнековая мешалка высотой $H_{\text{м}} = 1,75 \text{ м}$ при частоте вращения $n = 0,5 \text{ 1/с}$. Диаметры $d_{\text{м}}$ рамной и ленточной мешалок одинаковы: 2,12 м, шнековой мешалки – 1,12 м. Ленточная мешалка имеет три горизонтальные траверсы ($n_{\text{т}}$) при расстоянии между ними 0,875 м, рамная – четыре траверсы. Число лопастей ленточной мешалки $n_{\text{л}} = 2$, шаг винтовой линии шнековой мешалки $t_{\text{л}} = 0,875 \text{ м}$. Мешалки размещаются на жёстком однопролётном валу постоянного сечения, диаметры валов однозначно определяются диаметрами мешалок: для рамной $d_{\text{в}} = 0,095 \text{ м}$, ленточной $d_{\text{в}} = 0,08 \text{ м}$, шнековой $d_{\text{в}} = 0,11 \text{ м}$, расстояние от верхней опоры вала до верхней кромки лопасти шнековой мешалки $h_1 = 1,9 \text{ м}$.

Плотность частиц твёрдой фазы суспензии $\rho_{\text{т}} = 950 \text{ кг/м}^3$, жидкой фазы $\rho_{\text{ж}} = 1100 \text{ кг/м}^3$, динамическая вязкость жидкой фазы $\mu_{\text{ж}} = 5 \text{ Па}\cdot\text{с}$, требуемая степень неоднородности перемешиваемой среды $\eta = 0,9$.

В аппарате осуществляется эндотермическая химическая реакция, для осуществления которой необходимо подводить к перемешиваемой среде тепловой поток $\Phi = 78,87 \text{ кВт}$. Температура суспензии в процессе перемешивания должна поддерживаться равной $85 \text{ }^\circ\text{C}$. Коэффициент теплопроводности суспензии при этой температуре $\lambda = 0,668 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{K})$, теплоёмкость $c = 1276 \text{ Дж}/(\text{кг}\cdot\text{K})$.

Аппарат оснащен цилиндрической рубашкой высотой $H_{\text{т}} = 2,8 \text{ м}$, площадь поверхности теплообмена $F = 17,5 \text{ м}^2$. В качестве теплоносителя используется водяной пар давлением 0,3 МПа. Корпус аппарата изготовлен из нержавеющей стали, толщина стенки корпуса $\delta_{\text{ст}} = 22 \text{ мм}$.

В качестве уплотнения вала перемешивающего устройства используется сальник с набивкой из ФУМа, коэффициент трения которой о поверхность вала $f = 0,075$. Динамическая вязкость рабочей среды

в зоне уплотнения $\mu = 0,000087 \text{ Па}\cdot\text{с}$, рабочее давление в аппарате $p_{\text{с}} = 0,35 \text{ МПа}$. Удельная утечка рабочей среды через уплотнение в течение времени $T = 2500 \text{ ч}$ должна соответствовать классу негерметичности 1–2.

Протокол расчёта затрат мощности на перемешивание в этом аппарате, расчётов времени гомогенизации перемешиваемой среды по методике [2], механических расчётов вала перемешивающего устройства по методике [3], расчёта удельной утечки рабочей среды через уплотнение по методике [19] и теплового расчёта по методике [2] для рамной, ленточной и шнековой мешалки с помощью системы инженерных расчётов MathCAD приведён в прил. Б. В табл. 1.5 представлены основные результаты расчётов: значения затрат мощности на перемешивание, требуемого времени гомогенизации перемешиваемой среды, расчётных диаметров валов мешалок, удельной утечки рабочей среды через 2500 ч после начала работы уплотнения, обеспечиваемых тепловых потоков.

1.5. Эффективность ламинарного перемешивания малоконцентрированной суспензии мешалками различных типов

Тип мешалки	Мощность перемешивания, кВт	Время гомогенизации, с	Расчётный диаметр вала, м	Удельная утечка, $\text{м}^3/\text{с} \cdot 10^{12}$	Максимальный тепловой поток кВт
Рамная	12,12	4486	0,022	4,094	204
Ленточная	28,97	57,3	0,021	4,627	59,4
Шнековая	0,823	162,3	0,02	0,3523	19,6

Согласно результатам этих расчётов, только рамная мешалка пригодна для организации процесса в данном конкретном случае, так как ленточная и шнековая мешалки, несмотря на более высокую эффективность процесса перемешивания, не способны обеспечить требуемый тепловой поток.

Подобные расчёты просты и наглядны, однако по их результатам невозможно количественно оценить эффективность конструкции перемешивающего устройства вертикального емкостного аппарата и объективно сравнивать различные её варианты. Такая задача не рассматривается в литературе, в том числе и в публикациях авторов [1, 2, 6 – 14], где, в основном, предлагаются новые подходы к расчёту параметров распределения концентраций веществ и температуры по радиусу и высоте аппарата при перемешивании различных сред.

2. МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ ПЕРЕМЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ВЕРТИКАЛЬНОГО ЕМКОСТНОГО АППАРАТА

Предлагаемая методика определения оптимальной конструкции механического перемешивающего устройства вертикального емкостного аппарата ориентирована на применение стандартных мешалок, валов и мотор-редукторов.

Методика предусматривает разработку математической постановки и алгоритма решения задачи выбора типа (ζ) и числа (z_M) механических мешалок, стандартных значений параметров их конструкций, частоты вращения (n) и диаметра (d) вала привода, которые обеспечивают приемлемую гидродинамическую обстановку, требуемое качество перемешивания, выполнение условий виброустойчивости, жёсткости и прочности вала, условий пригодности его уплотнения и теплообменного устройства при минимальных затратах, связанных с приобретением и эксплуатацией перемешивающего устройства.

К числу параметров конструкций мешалок различных типов относятся:

- для лопастных, трёхлопастных, турбинных, фрезерных и якорных мешалок – только их диаметр (d_M);
- для рамных мешалок, используемых при ламинарном перемешивании, – диаметр и число горизонтальных траверс (n_T);
- для ленточных мешалок – диаметр, число траверс, число лопастей (n_L) и расстояние между траверсами (l_T);
- для шнековых мешалок – диаметр, высота мешалки (H_M) и шаг винтовой линии её лопасти (t_L).

Рассмотрим общую постановку и алгоритм решения задачи.

2.1. ОБЩАЯ ПОСТАНОВКА И АЛГОРИТМ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ

Предлагаемая постановка задачи объединяет случаи ламинарного и турбулентного режима движения жидкости в аппарате, так как на производстве нередки случаи, когда по ходу технологического процесса турбулентный режим становится переходным, а затем и ламинарным.

2.1.1. Постановка задачи определения оптимальной конструкции перемешивающего устройства вертикального емкостного аппарата

В качестве критерия оптимальности конструкции механического перемешивающего устройства предлагается использовать сумму амортизации затрат на мешалки, вал и мотор-редуктор, а также затрат на электроэнергию, потребляемую устройством в течение года:

$$Z = Ek [z_M s_M + s_B(j_B, d, L_2) + s_P(t_P, n_P, N_P, M_P)] + s_3(T_{\text{п}}, N), \quad (2.1)$$

где при турбулентном перемешивании стоимость мешалки $s_M = s_M(\zeta, j_M, d_M)$: для рамной мешалки при ламинарном перемешивании $s_M = s_M(j_M, d_M, n_T)$, для ленточной мешалки $s_M = s_M(j_M, d_M, n_{\text{л}}, n_T, l_T)$, для шнековой мешалки $s_M = s_M(j_M, d_M, H_M, t_{\text{л}})$; Ek – нормативный коэффициент окупаемости для оборудования (0,15); ζ – коэффициент гидравлического сопротивления мешалки при турбулентном перемешивании, определяющий её тип; j_M – признак материала, из которого изготовлена мешалка (сталь, титановый сплав); $s_B(j_B, d, L_2)$ – зависимость стоимости вала устройства от материала, из которого он изготовлен (j_B), его диаметра и длины, которая зависит от высоты корпуса аппарата, конструкции стойки привода, см. [4, 5], и высоты расположения нижней мешалки над днищем h ; $s_P(t_P, n_P, N_P, M_P)$ – зависимость стоимости мотор-редуктора от его типа (t_P), частоты вращения выходного вала (n_P), мощности электродвигателя (N_P) и крутящего момента на выходном валу (M_P); $s_3(T_{\text{п}}, N)$ – затраты электроэнергии за время работы перемешивающего устройства в течение года $T_{\text{п}}$, которое определяется нормами режима реализации конкретного процесса и календарным планом работы оборудования, см. [15].

Необходимо выбрать значения параметров механического перемешивающего устройства, при которых функция (2.1) достигает минимума и выполняются нижеследующие ограничения.

1. На параметры мешалки и гидродинамическую обстановку в аппарате:

$$d_M \in SdM_k, \quad (2.2)$$

где SdM_k – множество значений диаметров стандартных мешалок типа k (см. прил. В);

$$G_{D^*} \leq G_D \leq G_D^*, \quad (2.3)$$

где G_{D^*} , G_D^* – граничные значения критерия гидродинамического подобия $G_D = D/d_M$ для мешалки выбранного типа: для ленточной $G_{D^*} = 1,04$, $G_D^* = 1,3$; для шнековой $G_{D^*} = 1,8$, $G_D^* = 5$; для остальных типов см. табл. 1.1;

$$n_T \in \begin{cases} 2, 3, 4 & \text{для рамной мешалки;} \\ 3, 4, 5 & \text{для ленточной мешалки,} \end{cases} \quad (2.4)$$

где n_T – число горизонтальных траверс мешалки (для ламинарного перемешивания);

$$n_{\text{л}} \in [1, 2], \quad (2.5)$$

где $n_{\text{л}}$ – число лопастей ленточной мешалки;

$$H_M \leq H, \quad (2.6)$$

где H_M – высота мешалки (при ламинарном перемешивании), причём для ленточной мешалки $H_M = (n_T - 1) \cdot l_T$;

$$t_{\text{л}} = \begin{cases} 2 l_T & \text{для ленточной мешалки;} \\ k_{\text{ш}} H_M & \text{для шнековой мешалки,} \end{cases} \quad (2.7)$$

где $t_{\text{л}}$ – шаг винтовой линии лопасти мешалки; $k_{\text{ш}} \in [0,25, 0,33, 0,5, 1]$ – возможные значения отношения шага винтовой линии лопасти шнековой мешалки к её высоте;

$$M_{\text{кр}} = M_{\text{ап}} + M_{\text{вн}}, \quad (2.8)$$

где $M_{кр}$, $M_{ап}$, $M_{вн}$ – крутящий момент, возникающий при вращении лопастей мешалок в перемешиваемой среде, и моменты сил сопротивления их вращению, возникающие на стенках корпуса аппарата и внутренних устройствах при турбулентном перемешивании, см. (1.2);

$$H - h_M > h_B, \text{ если } R_{вн} \leq 0,1DH, \quad (2.9)$$

где h_B , $R_{вн}$ – глубина центральной воронки, образующейся при турбулентном перемешивании, см. (1.4), и суммарное гидравлическое сопротивление внутренних устройств, установленных в аппарате, см. (1.3).

2. На частоту вращения вала перемешивающего устройства и его диаметр:

$$n \in Sn_p, \quad (2.10)$$

где Sn_p – множество стандартных значений частот вращения выходных валов мотор-редукторов (см. прил. Г);

$$d \in D_B, \quad (2.11)$$

где D_B – множество стандартных значений диаметров валов механических перемешивающих устройств (см. раздел 1.3);

$$d \geq \sqrt{A_1 + \sqrt{A_1^2 + A_2}}, \quad (2.12)$$

где A_1 , A_2 – вспомогательные расчётные комплексы, см. (1.32);

$$\frac{2\pi n}{\omega_{кр}^1} \leq \xi, \quad (2.13)$$

где $\omega_{кр}^1$, ξ – первая критическая угловая скорость вала и константа условия его виброустойчивости (см. (1.31), табл. 1.2);

$$\Delta_z^Q \leq \Delta_z^{доп}, \quad (2.14)$$

где Δ_z^Q , $\Delta_z^{доп}$ – динамическое смещение вала в опасном по жёсткости сечении и его допускаемое значение, см. (1.33);

$$n_n \geq n_n^{доп}, \quad (2.15)$$

где n_n , $n_n^{доп}$ – запас прочности в опасном сечении вала и его допускаемое значение, см. (1.34).

3. На величину удельной утечки рабочей среды в зоне уплотнения вала перемешивающего устройства:

$$U \leq U_{зад}, \quad (2.16)$$

где U – утечка рабочей среды в зоне уплотнения, см. (1.38) – (1.40); $U_{зад}$ – значение удельной утечки, определяемое требуемым классом негерметичности уплотнения вала.

4. На тепловой поток, обеспечиваемый теплообменным устройством аппарата, если перемешиваемая среда нагревается или охлаждается:

$$\Phi^p \geq \Phi, \quad (2.17)$$

где Φ – тепловой поток, необходимый для реализации технологического процесса в аппарате, см. (1.43); Φ^p – значение теплового потока, который может быть обеспечен конкретным теплообменным устройством.

вом в заданных условиях, см. (1.44), (1.62), с учётом соотношений для определения коэффициента теплоотдачи от перемешиваемой среды (1.45) – (1.51).

5. На характеристики мотор-редуктора:

$$NK_{\Pi} \leq N_p, \quad (2.18)$$

где N – затраты мощности на перемешивание согласно (1.1), (1.10); K_{Π} – коэффициент пусковых перегрузок, определяемый значением G_D и типом установленных в аппарате внутренних устройств:

1,5 – для аппаратов без внутренних устройств при $G_D > 1,5$;

2 – для аппаратов без внутренних устройств при $G_D \leq 1,5$;

1,2 – для аппаратов с отражательными перегородками;

1,3 – для аппаратов с другими внутренними устройствами;

$$M_p \geq \begin{cases} M_{кр} \rho n^3 d_m^5 & \text{при турбулентном перемешивании;} \\ \frac{N}{2\pi n} & \text{при ламинарном перемешивании;} \end{cases} \quad (2.19)$$

$$n_p \geq n, \quad (2.20)$$

где n_p – частота вращения выходного вала мотор-редуктора.

6. На значения параметров качества перемешивания:

а) для случая турбулентного перемешивания взаимно растворимых жидкостей

$$\tau_{\eta} \leq \tau_{зад}, \quad (2.21)$$

где τ_{η} , $\tau_{зад}$ – расчётное время гомогенизации смеси жидкостей, см. (1.11), (1.12), и его заданное значение (например, указанное в регламенте процесса);

б) для случая турбулентного перемешивания малоконцентрированной суспензии

$$\Delta X_{\max} \leq \Delta X_3, \quad (2.22)$$

где ΔX_{\max} , ΔX_3 – относительная разность концентраций взвешенных частиц по высоте аппарата, см. (1.15), и её максимально допустимое значение, а если $R_{вн} \leq 0,1DH$ и в аппарате устанавливаются мешалки с горизонтальными лопастями, то

$$X_{срR} = \frac{X_{ср}}{X_R} \geq X_{R3}, \quad (2.23)$$

где $X_{срR}$, X_{R3} – отношение концентрации взвешенных частиц у стенки аппарата к их средней концентрации, см. (1.13), и его минимально допустимое значение;

в) для случая турбулентного перемешивания высококонцентрированной суспензии

$$\begin{cases} f > f_{кр}, R_{вн} \leq 0,1DH; \\ Pe > Pe_{пр}, R_{вн} > 0,1DH, \end{cases} \quad (2.24)$$

где f , $f_{кр}$ – частота пульсаций среды у поверхности осадка, скорость которых выше критической, и критическая частота пульсаций, обеспечивающая подъём осадка, см. (1.16); Pe , $Pe_{пр}$ – число Пекле и приведённое число Пекле, обеспечивающее отсутствие осадка на днище аппарата, см. (1.16);

$$\Delta\phi \leq \Delta\phi_{\max}, \quad (2.25)$$

где $\Delta\phi$, $\Delta\phi_{\max}$ – расчётная степень неоднородности распределения взвешенных частиц по высоте аппарата, см. (1.17), и её максимально допустимое значение;

г) для случая турбулентного перемешивания несмешиваемых жидкостей

$$Pe \leq 0,3, \quad (2.26)$$

где Pe – число Пекле, рассчитанное для скорости осаждения (всплывания) капель дисперсной фазы, см. (1.20), (1.21);

$$d_k \leq d_{k \max}, \quad (2.27)$$

где d_k , $d_{k \max}$ – расчётный диаметр капель дисперсной фазы, см. (1.18), и его максимальное допустимое значение;

д) для случая турбулентного перемешивания газожидкостных систем

$$\varphi \geq \varphi_{\text{зад}}, \quad (2.28)$$

где φ , $\varphi_{\text{зад}}$ – среднее удельное газосодержание перемешиваемой среды, см. (1.22), и заданная объёмная доля газовой фазы в аппарате;

$$d_n \leq d_{n \max}, \quad (2.29)$$

где d_n , $d_{n \max}$ – расчётный диаметр капель газовой фазы, см. (1.23), и его максимальное допустимое значение;

е) для случая растворения частиц полидисперсной твёрдой фазы при турбулентном перемешивании можно использовать одно из двух ограничений:

$$\max_i \{\tau_{pi}\} \leq \tau_{\text{зад}}, \quad (2.30)$$

где τ_{pi} , $\tau_{\text{зад}}$ – расчётное время полного растворения частиц i -й фракции твёрдой фазы, см. (1.28), и заданная продолжительность её растворения, либо

$$X_n \leq X_{n \max}, \quad (2.31)$$

где X_n , $X_{n \max}$ – расчётная массовая концентрация частиц твёрдой фазы, не растворившихся за время $\tau_{\text{зад}}$, см. (1.29), и её максимально допустимое значение;

ж) на время гомогенизации среды при ламинарном перемешивании

$$\tau_{\eta} \leq \tau_{\text{зад}}, \quad (2.32)$$

аналогичное (2.19), где расчётное время гомогенизации (τ_{η}) определяется согласно (1.30).

Очевидно, что ограничения (2.2) – (2.20) являются общими для процессов перемешивания любых сред, а из ограничений (2.21) – (2.32) необходимо выбирать те, которые соответствуют процессу перемешивания конкретной среды.

Здесь необходимо отметить:

1. Если по ходу реализации одного и того же процесса режим перемешивания может измениться (с турбулентного на ламинарный), то возможными типами мешалок являются только якорная и рамная, а при решении задачи следует учитывать необходимые ограничения из числа (2.2) – (2.9), (2.19), (2.21) – (2.32).

2. В течение периода T_n рассматриваемый аппарат может участвовать в переработке партий нескольких продуктов и осуществлять различные стадии их синтеза, поэтому постановка задачи выбора конструкции перемешивающего устройства такого аппарата может включать несколько наборов ограничений из (2.2) – (2.9), (2.19), (2.21) – (2.32), различных для разных периодов его эксплуатации.

2.1.2. Метод и алгоритм решения задачи

Задача (2.1) – (2.32) относится к классу задач дискретной оптимизации, поскольку значения определяемых параметров конструкции механического перемешивающего устройства вертикального емкостного аппарата выбираются из числа стандартных. Число стандартных значений диаметров валов перемешивающих устройств, параметров конструкций стандартных мешалок и мотор-редукторов невелико (см. прил. В и Г), поэтому предлагаемый метод решения задачи основан на стратегии перебора:

а) перебор возможных комбинаций типов мешалок, частот их вращения и стандартных значений параметров их конструкции, для каждой из которых осуществляется расчёт значения центростремительного

критерия Рейнольдса и проверка выполнения необходимых ограничений из числа (2.2) – (2.10), а также ограничений на значения параметров качества перемешивания соответствующей среды из числа (2.21) – (2.32);

б) при положительном результате проверки соответствующая комбинация параметров мешалки дополняется минимальным стандартным значением d , удовлетворяющим ограничениям (2.11) – (2.15);

в) при необходимости для рассматриваемой комбинации параметров перемешивающего устройства проверяется выполнение условия (2.16) (пригодности уплотнительного устройства вала устройства) и условия (2.17) (пригодности теплообменного устройства аппарата);

в) из всех комбинаций типа мешалки, значений параметров её конструкции и диаметра вала привода, удовлетворяющих всем ограничениям, выбирается оптимальная – по минимальному значению критерия (2.1) без учёта стоимости мотор-редуктора;

г) для оптимальной комбинации осуществляется подбор наименее дорогостоящего из серийно выпускаемых мотор-редукторов, для которых выполняются условия (2.19) – (2.21).

Алгоритм решения задачи предусматривает следующие операции.

1. Ввод основных характеристик аппарата (внутренний диаметр D , высота заполнения H) и перемешиваемой среды (плотность ρ и вязкость – динамическая μ или кинематическая ν).

2. Присвоение единичных значений переменным, характеризующим выбор типа мешалки:

$K_{\text{МГ}}$ – ключ выбора мешалок с горизонтальными лопастями (лопастных, трёхлопастных, турбинных и т.п.);

$K_{\text{МЛ}}$ – ключ выбора мешалок для ламинарного перемешивания (ленточных, шнековых).

3. Начало перебора типов мешалок в следующем порядке: мешалки с горизонтальными лопастями (при $K_{\text{МГ}} = 1$), якорные, рамные мешалки, мешалки для ламинарного перемешивания (при $K_{\text{МЛ}} = 1$).

4. Начало перебора стандартных значений диаметров мешалки фиксированного типа ($d_{\text{М}}$). Присвоение нулевого значения ключевой переменной $K_{\text{Г}}$

5. Расчёт значения критерия гидродинамического подобия $G_D = D/d_{\text{М}}$ и проверка выполнения условия (2.3). При положительном результате проверки переменной $K_{\text{Г}}$ присваивается единица.

6. Начало перебора стандартных значений частот вращения валов перемешивающих устройств (n).

7. Расчёт значения центробежного критерия Рейнольдса ($Re_{\text{ц}}$) и определение режима перемешивания: если $Re_{\text{ц}} > 1000$, то режим турбулентный, в противном случае – переходный или ламинарный. В первом случае блокируется выбор ленточных и шнековых мешалок (переменной $K_{\text{МЛ}}$ присваивается нуль), во втором нуль присваивается переменной $K_{\text{МГ}}$.

8. В ситуации $Re_{\text{ц}} \geq 1000$ начинается перебор числа мешалок на валу перемешивающего устройства ($z_{\text{М}} = 1, \dots, 5$), если это мешалка с горизонтальными лопастями, а для якорных и рамных мешалок принимается $z_{\text{М}} = 1$.

9. Осуществляется ввод характеристик внутренних устройств аппарата (труб, змеевиков, отражателей и т.п.). Рассчитывается гидравлическое сопротивление каждого устройства (см. п. 1.2.2) и их суммарное значение $R_{\text{вн}}$. Проверяется выполнение условия $R_{\text{вн}} \leq 0,1DH$.

10. При выполнении этого условия ключевой переменной $K_{\text{В}}$ присваивается нуль, уравнение (2.8) составляется и решается методом бисекции [16] относительно параметра профиля окружной скорости перемешиваемой среды ψ_1 , проверяется выполнение условия (2.9, см. п. 1.2.2). При его выполнении переменной $K_{\text{В}}$ присваивается единица. Если же $R_{\text{вн}} > 0,1DH$, то уравнение (2.8) составляется и решается тем же методом относительно осреднённого значения окружной скорости перемешиваемой среды $u_{\text{ср}}$, а переменной $K_{\text{В}}$ также присваивается единица.

11. Если $K_{\text{Г}} = 1$ и $K_{\text{В}} = 1$, то ключевой переменной $K_{\text{П}}$ присваивается нуль, осуществляется ввод предельно допустимых значений параметров качества турбулентного перемешивания для конкретной среды и её дополнительных характеристик, расчёт значений параметров качества перемешивания и проверка выполнения соответствующих ограничений, при положительном результате которой переменной $K_{\text{П}}$ присваивается единица.

При перемешивании взаимно растворимых жидкостей осуществляется ввод значения $\tau_{\text{зад}}$ и массы введённого компонента G , расчёт значения $\tau_{\text{п}}$ согласно (1.11) или (1.12) и проверка выполнения ограничения (2.21).

При перемешивании малоцентрированных суспензий вводятся значения концентрации твёрдой фазы $X_{\text{ср}}$, среднего диаметра твёрдых частиц $d_{\text{ср}}$, плотностей твёрдой и жидкой фазы суспензии ($\rho_{\text{т}}$, $\rho_{\text{ж}}$),

максимально допустимого значения относительной разности концентраций взвешенных частиц по высоте аппарата ΔX_3 , а если $R_{\text{вн}} \leq 0,1DH$ и рассматривается мешалка с горизонтальными лопастями, – то и минимально допустимое значение отношения концентрации взвешенных частиц у стенки аппарата к их средней концентрации X_{R_3} . Осуществляется расчёт значений ΔX_{max} и $X_{\text{ср}R}$ согласно (1.15), (1.13) и проверка выполнения ограничений (2.22), (2.23).

При перемешивании высококонцентрированных суспензий необходимо ввести значения концентрации твёрдой фазы, максимального диаметра твёрдых частиц d_{max} , плотностей твёрдой и жидкой фазы суспензии, динамической вязкости жидкой фазы ($\mu_{\text{ж}}$), максимально допустимое значение степени неоднородности распределения взвешенных частиц по высоте аппарата $\Delta\varphi_{\text{max}}$. При $R_{\text{вн}} \leq 0,1DH$ осуществляется расчёт критической частоты пульсаций скорости суспензии, обеспечивающей подъём осадка с дна аппарата $f_{\text{кр}}$ и частоты пульсаций у поверхности осадка, скорость которых выше критической f , а при $R_{\text{вн}} > 0,1DH$ – числа Пекле Pe и его приведённого значения $Pe_{\text{пр}}$, обеспечивающего отсутствие осадка на днище аппарата. В обоих случаях рассчитывается значение степени неоднородности распределения взвешенных частиц по высоте аппарата $\Delta\varphi$ (см. (1.17)) и осуществляется проверка выполнения ограничений (2.24), (2.25).

При перемешивании несмешиваемых жидкостей вводятся значения максимального допустимого диаметра капель дисперсной фазы $d_{\text{k max}}$, плотности и динамические вязкости сплошной ($\rho_{\text{с}}, \mu_{\text{с}}$) и дисперсной фазы ($\rho_{\text{д}}, \mu_{\text{д}}$), концентрации дисперсной фазы φ . Производится расчёт среднего диаметра капель дисперсной фазы d_{k} , см. (1.18), и числа Пекле для скорости их осаждения (всплывания), см. (1.20), (1.21), а затем – проверка выполнения ограничений (2.26), (2.27).

При перемешивании газожидкостных систем производится ввод значения максимального допустимого диаметра пузырьков газа $d_{\text{п max}}$ и заданной объёмной доли газовой фазы в аппарате $\varphi_{\text{зад}}$, плотностей и динамических вязкостей жидкой ($\rho_{\text{ж}}, \mu_{\text{ж}}$) и газовой фазы ($\rho_{\text{г}}, \mu_{\text{г}}$), поверхностного натяжения на границе раздела фаз (σ), расхода газа, подаваемого через барботёр ($V_{\text{г}}$). Осуществляется определение среднего удельного газосодержания перемешиваемой среды φ путём решения уравнения (1.22) методом бисекции, среднего диаметра пузырьков газа $d_{\text{п}}$ по формуле (1.23) и проверка выполнения ограничений (2.28), (2.29).

В случае растворения частиц полидисперсной твёрдой фазы при турбулентном перемешивании к числу дополнительных исходных данных относятся заданная продолжительность её растворения $\tau_{\text{зад}}$, либо максимально допустимая массовая концентрация частиц твёрдой фазы, не растворившихся за это время $X_{\text{n max}}$, плотности жидкости ($\rho_{\text{ж}}$) и частиц твёрдой фазы ($\rho_{\text{т}}$), динамическая вязкость жидкости $\mu_{\text{ж}}$, число фракций твёрдой фазы k , массовые концентрации частиц фракций X_{0i} и их начальные эквивалентные диаметры d_{0i} , $i = 1, \dots, k$, массовая концентрация насыщения для рабочих условий $c_{\text{нас}}$. Определяются расчётные длительности полного растворения частиц фракций твёрдой фазы $\tau_{\text{п}i}$, $i = 1, \dots, k$ по (1.28) или расчётная массовая концентрация X_{n} твёрдой фазы, не растворившейся за время $\tau_{\text{зад}}$ по (1.29), а затем проверяется выполнение ограничения (2.30) либо (2.31).

12. При $Re_{\text{ц}} < 1000$ дополнительно осуществляется перебор стандартных значений следующих параметров мешалок:

- для рамной и ленточной – числа горизонтальных траверс, см. (2.4),
- для ленточной – числа лопастей, см. (2.5),
- для ленточной и шнековой – диаметров валов, см. (2.11),
- для шнековой – значений $k_{\text{ш}}$, см. (2.7).

Расстояние между траверсами ленточной мешалки $l_{\text{т}}$ и высота шнековой мешалки задаются так, чтобы выполнялось условие (2.6).

Для каждой комбинации типа мешалки, значений $d_{\text{м}}$ и n , а также вышеуказанных дополнительных параметров осуществляется расчёт коэффициента сопротивления лопастей мешалки $\lambda_{\text{л}}$, параметра M и критерия мощности перемешивания $K_{\text{М}}$, см. (1.10).

Ключевой переменной $K_{\text{п}}$ присваивается нуль, задаётся требуемая степень неоднородности перемешиваемой среды η , необходимая продолжительность её гомогенизации $\tau_{\text{зад}}$, по (1.30) определяется расчётное время гомогенизации среды $\tau_{\text{п}}$ и проверяется выполнение ограничения (2.32). При его выполнении переменной $K_{\text{п}}$ присваивается единица.

13. В ситуации $K_{\text{г}} = 1$, $K_{\text{в}} = 1$, $K_{\text{п}} = 1$ рассматриваемая комбинация типа мешалки, значений $d_{\text{м}}$ и n , а также дополнительных параметров: числа мешалок $z_{\text{м}}$ при турбулентном перемешивании; числа гори-

горизонтальных траверс l_T при ламинарном перемешивании рамной мешалкой; числа горизонтальных траверс n_T , числа лопастей n_L , диаметра вала d и расстояния между траверсами l_T при ламинарном перемешивании ленточной мешалкой; диаметра вала d , шага винтовой линии лопасти t_L и высоты мешалки H_M при ламинарном перемешивании шнековой мешалкой, – запоминается как одна из возможных конструкций перемешивающего устройства.

14. Для этой конструкции по формуле (1.1) рассчитываются затраты мощности на перемешивание N и стоимость мешалки s_M как функция её массы (см. прил. В) и материала, из которого она изготовлена. Массу мешалки, характеристики которой отсутствуют в прил. В, можно достаточно точно оценить по её геометрическим размерам, а если мешалка изготавливается не из стали, используется поправочный коэффициент (например, для титанового сплава ВТ01 этот коэффициент равен 0,57).

15. Ключевой переменной K_d присваивается нуль. Осуществляется ввод типа (консольный, однопролётный) и материала вала перемешивающего устройства, длин его составных частей, координат центров масс мешалок и опасных сечений вала по жёсткости и прочности, типа уплотнения вала.

При турбулентном перемешивании и использовании для ламинарного перемешивания якорной или рамной мешалки выбирается минимальный стандартный диаметр вала перемешивающего устройства d , удовлетворяющий условию (2.12). Для ленточной и шнековой мешалки проверяется выполнение этого условия для значения d , являющегося параметром рассматриваемой конструкции перемешивающего устройства.

Для выбранного значения d проверяется выполнение условий виброустойчивости (2.13), жёсткости (2.14) и прочности вала (2.15). Если все они выполняются, переменной K_d присваивается единица и определяется стоимость вала s_v как функция его длины, диаметра и материала.

16. Если проверка герметизирующей способности уплотнения вала необходима, ключевой переменной K_y присваивается нуль, в противном случае – единица. При $K_y = 0$ осуществляется ввод требуемого класса негерметичности уплотнения и продолжительности периода работы T , в течение которого удельная утечка рабочей среды не должна превышать максимально допустимой для этого класса (для манжетных и сальниковых уплотнений) значений рабочего давления в аппарате p_c , динамической вязкости рабочей среды в зоне уплотнения μ_y и геометрических размеров уплотнения:

- для манжеты – внутреннего диаметра корпуса d_2 ;
- для сальника – высоты колец набивки b и их внутреннего диаметра d_2 ;
- для торцового уплотнения – внутреннего D_1 и внешнего D_2 диаметров пояска трения опорного и уплотнительного колец.

Для сальникового уплотнения дополнительно вводится материал колец набивки, по которому определяется коэффициент f её трения о поверхность вала, а для торцового уплотнения – класс чистоты обработки рабочих поверхностей опорного и уплотнительного колец, по которому определяется усреднённый размер зазора в уплотнении h .

По одному из соотношений (1.38) – (1.40) определяется величина удельной утечки рабочей среды в зоне уплотнения U и проверяется выполнение условия (2.16). При выполнении этого условия ключевой переменной K_y присваивается единица.

17. Если в аппарате осуществляется теплообмен, ключевой переменной K_T присваивается нуль, если теплообмен отсутствует, то единица. При $K_T = 0$ вводятся тип теплообменного устройства и его геометрические размеры, дополнительные характеристики аппарата (материал, толщина стенки корпуса) и перемешиваемой среды (теплоёмкость, теплопроводность и т.д.), тепловой поток Φ , необходимый для реализации технологического процесса, вид используемого теплоносителя (хладагента), его начальная температура, расход или конечная температура, теплофизические характеристики.

По соотношениям (1.45) – (1.50) определяется коэффициент теплоотдачи от перемешиваемой среды α , по соотношениям (1.51) – (1.61) – коэффициент теплоотдачи от теплоносителя (хладагента) α_T и средняя разность температур Δt_{cp} . В случае, когда нагревание перемешиваемой среды осуществляется конденсирующимся паром через встроенный змеевик или рубашку из полутруб (для расчёта значения α_T используется формула (1.60)), необходимо проверить выполнение условия (1.62).

По формуле (1.44) рассчитывается значение теплового потока Φ^p , который может быть обеспечен конкретным теплообменным устройством в заданных условиях и проверяется выполнение ограничения (2.17). Если оно выполняется, переменной K_T присваивается единица.

18. В ситуации $K_r = 1$, $K_b = 1$, $K_n = 1$, $K_d = 1$, $K_y = 1$, $K_t = 1$ производится расчёт затрат электроэнергии за время T_n работы перемешивающего устройства рассматриваемой конструкции в течение года $s_3(T_n, N)$, а затем – расчёт значения критерия оптимальности (2.1) без учёта стоимости мотор-редуктора. Минимальное значение критерия и соответствующие ему параметры перемешивающего устройства запоминаются.

19. По окончании перебора всех возможных комбинаций типов мешалок, стандартных значений частот вращения их валов и параметров конструкции проверяется наличие хотя бы одной комбинации, характеризующей допустимую конструкцию перемешивающего устройства (для неё $K_r = 1$, $K_b = 1$, $K_n = 1$, $K_d = 1$, $K_y = 1$ и $K_t = 1$). Если таких комбинаций нет, пользователю предлагается несколько ослабить ограничения из числа (2.16), (2.21) – (2.32), чтобы понять причину отсутствия допустимых решений задачи и соответственно изменить исходные данные.

20. Осуществляется вывод всех комбинаций параметров, характеризующих допустимые конструкции перемешивающего устройства, и выбор комбинации, которой соответствует минимум критерия (2.1) без учёта стоимости мотор-редуктора. Для этой комбинации определяются типоразмеры всех стандартных мотор-редукторов, параметры которых (частота вращения выходного вала n_p , крутящий момент на выходном валу M_p и мощность электродвигателя N_p) удовлетворяют ограничениям (2.18) – (2.20). Из всех подходящих выбирается мотор-редуктор минимальной стоимости (прил. Г).

Заметим, что любой параметр конструкции перемешивающего устройства может быть зафиксирован пользователем и тогда перебор его стандартных значений не производится.

2.2. СИСТЕМА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕМЕШИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ ЕМКОСТНЫХ АППАРАТОВ

Система MixerOptimization, разработанная в среде Visual Basic, реализует алгоритм решения задачи (2.1) – (2.32).

2.2.1. Структура и состав системы

Структура и состав системы представлены на рис. 2.1. Главным звеном, координирующим её работу, является управляющий модуль. Он осуществляет следующие функции:

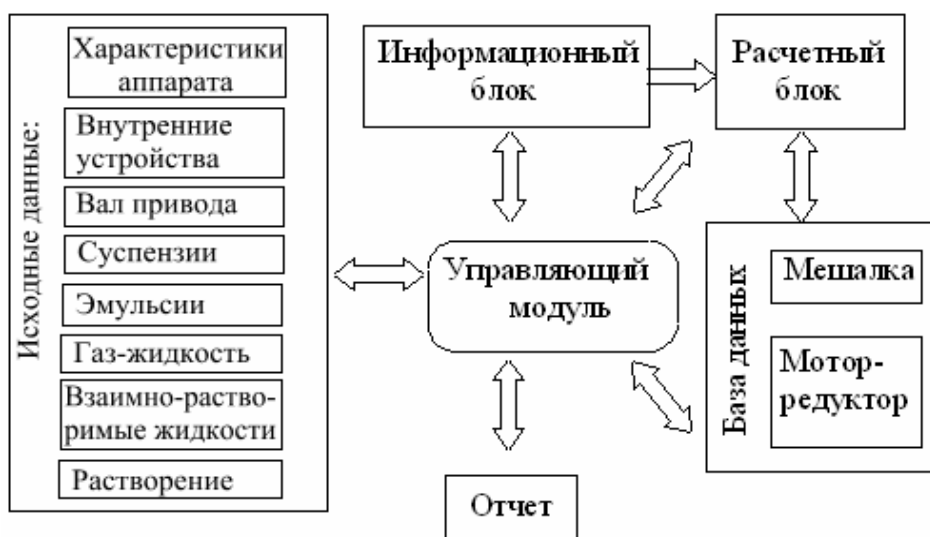


Рис. 2.1. Структура и состав системы MixerOptimization

- проверку корректности исходных данных и указание на ошибки;
- выбор методики расчёта затрат мощности на перемешивание с учётом значения центробежного критерия Рейнольдса и суммарного гидравлического сопротивления внутренних устройств;
- выбор методики расчёта параметров качества перемешивания конкретной среды;

- проверку выполнения ограничений на значения параметров качества перемешивания для различных сред;
- выбор методики расчёта вала перемешивающего устройства в зависимости от его конструкции (консольный, однопролётный);
- проверку возможности обеспечения удельной утечки рабочей среды в пределах требуемого класса негерметичности уплотнения вала;
- проверку возможности обеспечения теплового потока, необходимого для реализации процесса;
- учёт (по указанию пользователя) дополнительных ограничений на конструкцию механического перемешивающего устройства, таких как заданное число мешалок, фиксированный тип мешалки, частота вращения вала и т.п.;
- обработку аварийных ситуаций, возникающих в процессе работы системы, и выдачу рекомендаций по их устранению;
- управление взаимодействием расчётного блока с информационным блоком и базой данных;
- обеспечение передачи данных в блок создания итогового отчёта и его вывод на экран.

Модуль «Исходные данные» обеспечивает ввод информации об аппарате, перемешиваемой среде и требуемых условиях реализации процесса, а также, при необходимости, модификацию исходных данных, к которым относятся:

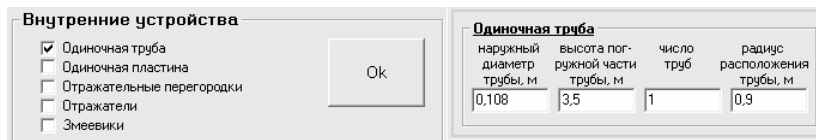
- геометрические размеры аппарата – диаметр и высота его заполнения перемешиваемой средой;
 - физические свойства и параметры перемешиваемых сред – состав, плотность, динамическая или кинематическая вязкость компонентов и т.п.;
 - типы и геометрические размеры установленных в аппарате внутренних устройств (трубы, отражательные перегородки, змеевик и т.д.);
 - конструкция и геометрические размеры вала устройства, координаты опасных сечений по жёсткости и прочности;
 - требуемые значения параметров качества перемешивания;
 - тепловой поток, который необходимо обеспечить;
 - время работы устройства в течение календарного года;
 - фиксированные параметры перемешивающего устройства (при наличии дополнительных ограничений на его конструкцию, например заданный тип мешалки, их число на валу, частота вращения вала и т.п.).
- Окна ввода данных об аппарате, перемешиваемой среде и внутренних устройствах представлены на рис. 2.2.

Модуль «Расчётный блок» осуществляет:

- расчёт значения центробежного критерия Рейнольдса;
- расчёт суммарного гидравлического сопротивления внутренних устройств;
- расчёт глубины центральной воронки;
- расчёт мощности, затрачиваемой на перемешивание;
- расчёт значений параметров качества перемешивания конкретной среды;
- расчёт необходимого диаметра вала перемешивающего устройства;
- расчёт удельной утечки рабочей среды в зоне уплотнения вала;

Исходные данные для выбора конструкции привода МПУ	
Диаметр аппарата, м	2
Высота заполнения аппарата средой, м	3,5
Уровень заполнения аппарата средой	<input type="radio"/> Полностью заполнен <input checked="" type="radio"/> Со свободной поверхностью
Плотность жидкой фазы суспензии, кг/м.куб.....	1160
Плотность материала твёрдой фазы, кг/м.куб.....	1720
Кинематическая вязкость суспензии, 10 ⁻⁶ м.кв./с.....	4,24
Средний диаметр взвешенных частиц, м.....	0,000008
Концентрация твёрдой фазы в суспензии (масс.доли)	0,05
Время работы МПУ, (сут. в год)	330
Параметры качества перемешивания	
Относительная разность концентраций взвешенных частиц по высоте аппарата не более	0,05
Отношение средней концентрации к концентрации на радиусе не менее	0,85

а)



б)

Рис. 2.2. Окна ввода исходных данных:

a – параметры аппарата и перемешиваемой среды (малоцентрированная суспензия); *б* – информация о внутренних устройствах

– расчёт коэффициентов теплоотдачи от перемешиваемой среды и теплоносителя, коэффициента теплопередачи и значения теплового потока, который может быть обеспечен конкретным теплообменным устройством в заданных условиях;

– перебор стандартных значений параметров механического перемешивающего устройства, которые не зафиксированы пользователем;

– взаимодействие с базой данных посредством SQL-запросов;

– расчёт значения критерия (2.1) для конкретной конструкции устройства.

Модуль «Информационный блок» обеспечивает пользователя и расчётный блок информацией справочного характера:

– порядок определения гидравлического сопротивления наиболее часто встречающихся внутренних устройств;

– значения необходимых для расчётов характеристик наиболее распространённых мешалок;

– значения коэффициентов трения различных сальниковых набивок о поверхность вала перемешивающего устройства;

– формулы для расчёта необходимых физических свойств веществ для случаев перемешивания различных сред;

– зависимости значений физико-механических свойств металлов, наиболее часто используемых для изготовления валов механических мешалок, теплофизических параметров некоторых рабочих сред, характерных для многоассортиментных химических производств, а также наиболее часто применяемых теплоносителей и хладагентов от температуры.

Модуль «Отчёт» формирует текстовый файл с подробным протоколом работы системы, который включает:

– исходные данные (как введённые пользователем, так и полученные в результате работы информационного блока);

– значение центробежного критерия Рейнольдса и указание на режим перемешивания;

– при турбулентном перемешивании результаты расчёта гидравлического сопротивления внутренних устройств и глубины воронки;

– результат расчёта мощности перемешивания;

– результаты расчёта значений параметров качества перемешивания конкретной среды;

– допустимые конструкции устройства (тип, число, частота вращения и параметры конструкции мешалок), способные обеспечить требуемое качество перемешивания;

– результаты определения диаметра вала для допустимых конструкций устройства;

– результаты проверки пригодности выбранного уплотнения вала с точки зрения значения утечки рабочей среды;

– результаты проверки пригодности теплообменного устройства аппарата для обеспечения требуемого теплового потока;

– оптимальную конструкцию механического перемешивающего устройства и типоразмеры мотор-редукторов, подходящих для неё с точки зрения обеспечения частоты вращения выходного вала, крутящего момента, приложенного к жидкости при вращении лопастей мешалки, и мощности электродвигателя;

– конструкцию привода и тип мотор-редуктора, обеспечивающие минимум критерия (2.1).

Форма представления основных результатов работы системы проиллюстрирована на рис. 2.3.

Результаты расчёта psi1=0,53653 Mki=0,2132

Стандартные значения параметров конструкции привода мешалки **Расчет оптимальных параметров перемешивающего устройства**

№	Стандартные значения			число мешалок
	Коеф-т сопр-я	число мешалок	диаметр мешалки	
1	1,28	1	1,6	63
2	1,28	1	1,6	80
3	1,28	1	1,7	40
4	1,28	1	1,7	50
5	1,28	1	1,7	63
6	1,28	1	1,7	80
7	1,28	1	1,8	31,5
8	1,28	1	1,8	40
9	1,28	1	1,8	50
10	1,28	1	1,8	63

Тип мешалки: рамная
Кoeffициент сопротивления: 1,28
Число мешалок: Z_{опт}=1
Диаметр мешалки, м: D_{опт}=1,8
Частота вращения, об/мин: n=31,5
Потребляемая мощность, Вт: N=2660,542
Стоимость привода (без мотор-редуктора), руб: Z=51574,37563890
Крутящий момент, Нм: M_{кр} = 812,0842

Время окончания расчета: 9.47.48
Время, затраченное на расчет: 0.00.07

Подбор мотор-редуктора

Оптимальная конструкция МПУ определенного типа

Тип мешалки	Диаметр мешалки	Частота вращения	Мощность, Вт	Стоимость, руб.
Шестилопастная	0	0	0	0
Рамная	1,8	31,5	2660,542	51574,38

a)

Выбор редуктора по числу оборотов Число оборотов, 1/с: 31,5

Обороты в мин	Тип	Типоразмер	Исполнение	Передач число	Вых. момент
32	МПО-2-18	МПО-2-18-45,5-7,5 / 32 В. ВК		45,5	2037
32	ПЭМ-40	ПЭМ-40-0,75/32	П/ВК	28	220
32	ПЭМ-40	ПЭМ-40-0,75/32	П/ВК	28	220
32	ПЭМ-50	ПЭМ-50-1,5/32	П/ВК	28	460

Выбор редуктора по крутящему моменту Крутящий момент, Нм: 812,0842

Типоразмер	Исполнение	Передач число	Вых. момент, Нм	ЭД типоразмер	ЭД мощн.
МПО-2-18-45,5-11 / 32 В. ВК		45,5	2987	АИР132М4	11
МПО-2-18-45,5-7,5 / 32 В. ВК		45,5	2037	АИР132М4	7,5
ПЭМ-65-3,0/32	П/ВК	28,7	900	АИР112МА6	3

b)

Рис. 2.3. Окна вывода результатов работы системы:
a – выбор оптимальных параметров МПУ; б – выбор мотор-редуктора

2.2.2. Информационное обеспечение системы

База данных системы содержит значения характеристик наиболее распространенных механических мешалок, применяемых в промышленных аппаратах (лопастная, трёхлопастная, фрезерная, турбинная открытая, турбинная закрытая, рамная, якорная, ленточная, шнековая), а также характеристик серийно выпускаемых мотор-редукторов и приводов (МРВ-02, МРВ-04, МПО-1, МПО-2, МР-1, МР-2, МР-3, ПЭМ, ПЭМ 1А, ПЭМ 2). База разработана на основе документов [17, 18] и каталога продукции ЗАО «Завод Тамбовполимермаш».

Для мешалок указанных типов в базе их характеристик содержатся значения следующих параметров:

- коэффициент гидравлического сопротивления,
- коэффициент расхода,
- интервал допускаемых значений критерия гидродинамического подобия G_D ,
- диаметры серийно выпускаемых мешалок и соответствующие значения их массы (для стальных мешалок), см. прил. В.

Для каждого из упомянутых мотор-редукторов и приводов в базе их характеристик содержится следующая информация (прил. Г):

- типоразмер устройства,
- частота вращения выходного вала (в 1/мин),
- момент на выходном валу (Н·м),
- типоразмер электродвигателя,
- мощность электродвигателя (кВт),
- стоимость устройства (р. в ценах 2002 г.).

С помощью данной системы определены конструкции перемешивающих устройств ряда аппаратов Тамбовского ОАО «Пигмент» (см. раздел 2.3):

- сульфуратора R2407 (цех № 33, производство 4-толуидин-3-сульфоната),
- реактора R2506 (цех № 32, производство лака ПФ-060),
- реактора K480Ж (цех № 20, производство отбеливателя ОБ),
- реакторы 1b, 1c, 1d (цех № 19, производство клея ПВА);
- реакторы производства сульфаминовой кислоты (цех № 33).

Таким образом, предложенная в разделе 2.1 методика выбора оптимальной конструкции механического перемешивающего устройства вертикального емкостного аппарата реализована в виде системы MixerOptimization, результаты работы которой использованы при реконструкции реальных промышленных аппаратов.

Система успешно прошла процедуру государственной регистрации [20].

2.3. ПРИМЕРЫ ПОСТАНОВКИ И РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИИ ПЕРЕМЕШИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ ПРОМЫШЛЕННЫХ АППАРАТОВ

В этом разделе представлены варианты постановки и решения задачи (2.1) – (2.32) для реальных промышленных аппаратов производств ОАО «Пигмент», г. Тамбов с применением системы MixerOptimization.

2.3.1. Пример постановки и решения задачи для турбулентного режима перемешивания

Необходимо подобрать наиболее эффективное перемешивающее устройство для аппарата, в котором осуществляется процесс репульпации сульфаминовой кислоты перед конечным фильтрованием, т.е. процесс перемешивания суспензии.

Исходные данные для решения задачи:

- внутренний диаметр аппарата $D = 1,8$ м;
- высота заполнения аппарата $H = 1,5$ м;
- внутренние устройства – труба передавливания;
- высота погруженной части трубы $h_T = 1,5$ м;
- внешний диаметр трубы $d_T = 0,089$ м;
- радиус расположения трубы $r_T = 0,85$ м;
- динамическая вязкость жидкой фазы $\mu_{ж} = 0,05$ Па·с;
- плотность жидкой фазы суспензии $\rho_{ж} = 1119$ кг/м³;
- массовая доля твёрдой фазы $X_{ср} = 0,18$, т.е. суспензия малоцентрированная;
- средний размер частиц твёрдой фазы $d_{ср} = 0,125$ мм;
- плотность твёрдой фазы $\rho_T = 2126$ кг/м³;
- минимально допустимое значение отношения концентрации взвешенных частиц у стенки аппарата к их средней концентрации $X_{R_3} = 0,8$;
- максимально допустимое значение относительной разности концентраций взвешенных частиц по высоте аппарата $\Delta X_3 = 0,25$;
- время работы перемешивающего устройства в течение года $T_{п} = 672$ ч;
- вал перемешивающего устройства жёсткий, консольный, постоянного сечения, изготовлен из стали 45;
- длина вала $L_2 = 3,75$ м, длина пролёта $L = 0,9$ м;
- координата опасного сечения по прочности в пролёте $z_1 = 0,9$ м;
- координата опасного сечения по жёсткости на консоли $z_2 = 0,41$ м;
- тип уплотнения вала – сальник, способный обеспечивать класс негерметичности 2–1 в пределах периода времени $T_{п}$;
- тип сальниковой набивки – войлочные кольца, пропитанные антифрикционным составом, коэффициент их трения о вал $f = 0,035$;

– рабочее давление в аппарате $p_c = 0,15$ МПа, динамическая вязкость среды в зоне уплотнения $\mu = 0,000048$ Па·с;

– теплообмен в ходе реализации процесса отсутствует.

Поскольку режим перемешивания предполагается турбулентным, а условие $R_{\text{вн}} = \zeta_{\text{т}} h_{\text{т}} d_{\text{т}} < 0,1DH$ выполнится даже при максимально возможном значении коэффициента гидравлического сопротивления трубы $\zeta_{\text{т}} = 1,2$, постановка задачи определения оптимальной конструкции перемешивающего устройства рассматриваемого аппарата предусматривает определение типа мешалки, числа мешалок на валу устройства $z_{\text{м}}$, диаметра мешалок $d_{\text{м}}$, частоты вращения n вала устройства и его диаметра d , при которых критерий

$$Z = Ek \cdot [z_{\text{м}} s_{\text{м}}(\zeta, j_{\text{м}}, d_{\text{м}}) + s_{\text{в}}(j_{\text{в}}, d, L_2) + s_{\text{р}}(t_{\text{р}}, n_{\text{р}}, N_{\text{р}}, M_{\text{р}})] + s_3(T_{\text{п}}, N)$$

достигает минимума и выполняются ограничения:

1. На параметры мешалки и гидродинамическую обстановку в аппарате:

$$d_{\text{м}} \in Sd_{\text{м}k};$$

$$G_{D^*} \leq G_D \leq G_D^*;$$

$$\text{Re}_{\text{ц}} = \frac{n d_{\text{м}}^2}{\nu} > 1000;$$

$$M_{\text{кр}} = M_{\text{ап}} + M_{\text{вн}};$$

$$H - h_{\text{м}} > h_{\text{в}}.$$

2. На частоту вращения вала перемешивающего устройства и его диаметр:

$$n \in Sn_{\text{р}};$$

$$d \in D_{\text{в}};$$

$$d \geq \sqrt{A_1 + \sqrt{A_1^2 + A_2}};$$

$$\frac{2\pi n}{\omega_{\text{кр}}^1} \leq \xi;$$

$$\Delta_z^Q \leq \Delta_z^{\text{доп}};$$

$$n_{\text{п}} \geq n_{\text{п}}^{\text{доп}}.$$

3. На удельную утечку рабочей среды в зоне уплотнения вала:

$$U \leq 5 \cdot 10^{-11} \text{ м}^3/\text{м} \cdot \text{с}.$$

4. На характеристики мотор-редуктора:

$$M1,3 \leq N_{\text{р}};$$

$$M_{\text{р}} \geq M_{\text{кр}} \rho n^3 d_{\text{м}}^5;$$

$$n_{\text{р}} \geq n.$$

5. На значения параметров качества перемешивания:

$$\Delta X_{\text{max}} \leq \Delta X_3;$$

$$X_{\text{ср}R} = \frac{X_{\text{ср}}}{X_R} \geq X_{R3}.$$

Результаты решения этой задачи с помощью системы MixerOptimization сведены в табл. 2.1. Для лопастной мешалки допустимые варианты конструкции устройства не найдены. Согласно критерию (2.1) без учёта стоимости мотор-редуктора (в ценах 2002 г.), абсолютно лучшей является конструкция механического перемешивающего устройства с трёхлопастной мешалкой.

2.1. Результаты выбора оптимальных конструкций перемешивающего устройства

Тип мешалки, ζ	Количество возможных	Оптимальная конструкция	Затраты мощности на перемешивание N , Вт	Траты на устройство (без мотор-редуктора)
Турбинная, $\zeta = 8,4$	3	$z_M = 1, d_M = 0,32$ м, $n = 200$ 1/мин, $d = 0,08$ м	520	9650
Трёхлопастная, $\zeta = 0,56$	6	$z_M = 1, d_M = 0,36$ м, $n = 315$ 1/мин, $d = 0,095$ м	415	9090
Фрезерная, $\zeta = 1,5$	7	$z_M = 1, d_M = 0,36$ м, $n = 315$ 1/мин, $d = 0,095$ м	980	14 890
Рамная, $\zeta = 1,28$	15	$z_M = 1, d_M = 1,4$ м, $n = 16$ 1/мин, $d = 0,08$ м	70	19 200

2.2. Характеристики мотор-редукторов, подходящих для оптимальной конструкции перемешивающего устройства

Тип мотор-редуктора	МР-1-315	МР-1-500	ПЭМ-40	ПЭМ-50
Число подходящих	5	4	2	3
Типоразмер наиболее подходящего	МР-1-315У-14-315	МР-1-500-12-315	ПЭМ-40-1,5/315	ПЭМ-50-1,5/315
Стоимость, Р. (в ценах 2002 г.)	29 430	63 990	44 460	51 510

Удельная утечка рабочей среды в зоне уплотнения через 672 ч после начала его работы не превышает $1,2 \cdot 10^{-11}$ м³/м/с.

Выбор мотор-редуктора осуществлен для оптимальной конструкции перемешивающего устройства. Характеристики стандартных мотор-редукторов, способных обеспечить частоту вращения трёхлопастной мешалки $n = 315$ 1/мин, расчётное значение крутящего момента $M_{кр} = 127$ Н·м и расчётное значение мощности, необходимой для осуществления перемешивания, $N = 415$ Вт приведены в табл. 2.2.

Привод механического перемешивающего устройства рассматриваемого аппарата рекомендовано укомплектовать мотор-редуктором МР-1-315У-14-315.

2.3.2. Пример постановки и решения задачи для переходного режима перемешивания

Необходимо подобрать наиболее эффективное перемешивающее устройство для аппарата, в котором осуществляется конечная стадия процесса приготовления клея ПВА.

Исходные данные для решения задачи:

- внутренний диаметр аппарата $D = 2$ м;
- высота заполнения аппарата $H = 1,65$ м;
- динамическая вязкость перемешиваемой среды $\mu = 5$ Па·с;
- плотность перемешиваемой среды $\rho = 1100$ кг/м³;
- требуемая степень неоднородности перемешиваемой среды $\eta = 0,9$;
- максимально допустимая длительность гомогенизации среды $\tau_{\text{зад}} = 1,5$ ч;
- время работы перемешивающего устройства в течение года $T_{\text{п}} = 1260$ ч;
- вал перемешивающего устройства жёсткий, консольный, постоянного сечения, изготовлен из стали 08X17H13M2T;
- длина вала $L_2 = 5,15$ м, длина пролёта $L = 1,1$ м;
- координата опасного сечения по прочности в пролёте $z_1 = 1,1$ м;
- координата опасного сечения по жёсткости на консоли $z_2 = 0,55$ м;
- тип уплотнения вала – торцовое типа ТСФ, способное обеспечивать класс негерметичности 1–2;
- рабочее давление в аппарате $p_c = 0,25$ МПа, динамическая вязкость среды в зоне уплотнения $\mu = 0,000062$ Па·с;
- расстояние от верхней опоры вала до верхней кромки лопасти шнековой мешалки $h_1 = 1,75$ м;
- необходимая температура перемешиваемой среды $t_c = 90$ °С;
- тепловой поток, необходимый для поддержания заданной температуры $\Phi = 41,13$ кВт;
- коэффициент теплопроводности среды при температуре t_c $\lambda = 0,537$ Вт/(м·К);
- теплоёмкость среды при температуре t_c $c = 1318$ Дж/(кг·К);
- теплообменное устройство – цилиндрическая рубашка;
- высота рубашки $H_r = 1,7$ м;
- площадь поверхности теплообмена $F = 10,1$ м²;
- теплоноситель – водяной пар давлением 0,3 МПа;
- материал корпуса аппарата – сталь 08X17H13M2T;
- толщина стенки корпуса аппарата $\delta_{\text{ст}} = 20$ мм.

Режим перемешивания предполагается переходным, поэтому постановка задачи определения оптимальной конструкции перемешивающего устройства рассматриваемого аппарата предусматривает определение типа мешалки (якорная, рамная, ленточная или шнековая), её диаметра d_m , частоты вращения n вала устройства, его диаметра d и дополнительных параметров конструкции мешалок, а критерий оптимальности имеет вид:

$$Z = Ek \cdot [s_M + s_B(j_B, d, L_2) + s_P(t_P, n_P, N_P, M_P)] + s_3(T_{\text{п}}, N),$$

где стоимость якорной мешалки $s_M = s_M(j_M, d_M)$; стоимость рамной мешалки $s_M = s_M(j_M, d_M, n_T)$; стоимость ленточной мешалки $s_M = s_M(j_M, d_M, n_{\text{л}}, n_T, l_1)$; стоимость шнековой мешалки $s_M = s_M(j_M, d_M, H_M, t_{\text{л}})$.

К числу ограничений задачи в данном случае относятся:

1. Ограничения на параметры мешалки и гидродинамическую обстановку в аппарате:

$$d_m \in S d_M k;$$
$$G_{D^*} \leq G_D \leq G_D^*;$$

$$n_{\Gamma} \in \begin{cases} 2, 3, 4 - \text{ для рамной мешалки;} \\ 3, 4, 5 - \text{ для ленточной мешалки;} \end{cases}$$

$$n_{\Pi} \in [1, 2] - \text{ для ленточной мешалки;} \\ H_{\text{M}} \leq H;$$

$$t_{\Pi} = \begin{cases} 2I_{\Gamma} - \text{ для ленточной мешалки;} \\ k_{\text{ш}} H_{\text{M}} - \text{ для шнековой мешалки;} \end{cases}$$

$$\text{Re}_{\text{ц}} = \frac{n d_{\text{M}}^2}{\nu} < 1000.$$

2. Ограничения на частоту вращения вала перемешивающего устройства и его диаметр:

$$n \in S n_{\text{p}};$$

$$d \in D_{\text{в}};$$

$$d \geq \sqrt{A_1 + \sqrt{A_1^2 + A_2}};$$

$$\frac{2 \pi n}{\omega_{\text{кр}}^1} \leq \xi;$$

$$\Delta_z^Q \leq \Delta_z^{\text{доп}};$$

$$n_{\Pi} \geq n_{\Pi}^{\text{доп}}.$$

3. На удельную утечку рабочей среды в зоне уплотнения вала:

$$U \leq 5 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/\text{м}\cdot\text{с}.$$

4. Ограничение на тепловой поток, обеспечиваемый теплообменным устройством аппарата:

$$\Phi^{\text{п}} \geq \Phi.$$

5. Ограничения на характеристики мотор-редуктора:

$$N_{2,0} \leq N_{\text{p}};$$

$$M_{\text{p}} \geq \frac{N}{2 \pi n};$$

$$n_{\text{p}} \geq n.$$

6. Ограничение на продолжительность гомогенизации перемешиваемой среды:

$$\tau_{\eta} \leq \tau_{\text{зад}}.$$

Результаты решения этой задачи с помощью системы MixerOptimization представлены в табл. 2.3. Допустимые варианты конструкции устройства найдены для всех возможных типов мешалок. Согласно критерию (2.1) без учёта стоимости мотор-редуктора (в ценах 2002 г.), абсолютно лучшей является конструкция механического перемешивающего устройства со шнековой мешалкой.

Удельная утечка рабочей среды в зоне уплотнения не превышает $2,72 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/\text{м}\cdot\text{с}$.

Мотор-редуктор перемешивающего устройства выбран для его оптимальной конструкции. Характеристики стандартных мотор-редукторов, способных обеспечить частоту вращения шнековой мешалки $n = 100 \text{ 1/мин}$, расчётное значение крутящего момента $M_{\text{кр}} = 473 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и расчётное значение мощности, необходимой для осуществления перемешивания, $N = 4951 \text{ Вт}$ приведены в табл. 2.4. Привод механического перемешивающего устройства рассматриваемого аппарата рекомендовано укомплектовать мотор-редуктором МР-1-315-26-100.

2.3. Оптимальные конструкции перемешивающего устройства для перемешивания клея ПВА

Тип мешалки	Количество возможных конструкций	Оптимальная конструкция	ности на перемешивание	Время гомогенизации среды τ_p , с	Z_p , р. (без мотор-редуктора)
Якорная	3	$d_M = 1,7$ м, $d = 0,095$ м, $n = 64$ 1/мин	9523	4800	19 440
Рамная	8	$n_T = 3$, $d_M = 1,6$ м, $n = 45$ 1/мин, $d = 0,08$ м	8521	1714	21 120
Ленточная	11	$n_L = 2$, $n_T = 3$, $l_T = 0,75$ м, $d_M = 1,32$ м, $d = 0,065$ м, $n = 32$ 1/мин	6078	36	24 670
Шнековая	9	$d_M = 0,8$ м, $H_M = 1,5$ м, $t_L = 0,75$ м, $n = 100$ 1/мин, $d = 0,08$ м	4951	31	18 060

2.4. Мотор-редукторы, подходящие для оптимальной конструкции устройства перемешивания клея ПВА

Тип мотор-редуктора	МР-1-315	МР-1-500	ПЭМ-65	ПЭМ-2
Число подходящих	5	5	2	2
Типоразмер наиболее подходящего	МР-1-315-26-100	МР-1-500-11-100	ПЭМ-65-11/100	ПЭМ2-130-11/100-1-У2,У3
Стоимость, р. (в ценах 2002 г.)	29 340	63 990	64 860	77 777

2.3.3. Пример постановки и решения задачи для случая турбулентного и переходного режима перемешивания

Необходимо подобрать наиболее эффективное перемешивающее устройство для аппарата, где осуществляется химическая реакция получения сульфаминовой кислоты из олеума (25 %) и карбамида, загружаемого в аппарат порциями, размер которых уменьшается от 20 % общей массы в начале процесса до 2 % – в конце, т.е. можно считать, что при турбулентном режиме в аппарате перемешивается суспензия.

Вначале вязкость перемешиваемой среды невелика и режим перемешивания является турбулентным, а после предпоследней загрузки карбамида вязкость среды увеличивается настолько, что режим перемешивания становится переходным. Задача решается для максимальной вязкости перемешиваемой

среды, при которой режим перемешивания ещё остается турбулентным, а затем – для вязкости среды в самом конце процесса, когда режим перемешивания приближается к ламинарному, причём ламинарный режим рассматривается только для конструкций перемешивающего устройства, которые оказались приемлемыми при турбулентном режиме.

В данном случае подходящими для организации перемешивания являются только якорные и рамные мешалки, так как только эти два типа используются для перемешивания как при турбулентном, так и при ламинарном режиме.

Исходные данные для решения задачи:

- внутренний диаметр аппарата $D = 1,8$ м;
- высота заполнения аппарата $H = 1,3$ м (в процессе загрузки карбамида изменяется в пределах 1,25 – 1,35 м);
- внутренние устройства – труба передавливания;
- высота погруженной части трубы $h_T = 1,3$ м;
- внешний диаметр трубы $d_T = 0,089$ м;
- радиус расположения трубы $r_T = 0,85$ м;
- максимальная динамическая вязкость перемешиваемой среды при турбулентном перемешивании $\mu_T = 1$ Па·с;
- плотность жидкой фазы перемешиваемой среды $\rho_{ж} = 1935$ кг/м³;
- массовая доля твёрдой фазы $X_{ср} = 0,008$, т.е. суспензия малоцентрированная;
- средний размер частиц твёрдой фазы $d_{ср} = 1,25$ мм;
- плотность твёрдой фазы $\rho_T = 1112$ кг/м³;
- максимально допустимое значение относительной разности концентраций взвешенных частиц по высоте аппарата $\Delta X_s = 0,05$;
- вал перемешивающего устройства жёсткий, консольный, постоянного сечения, изготовлен из стали 16ГС, эмалирован;
- длина вала $L_2 = 3,75$ м, длина пролёта $L = 0,9$ м;
- координата опасного сечения по прочности в пролёте $z_1 = 0,9$ м;
- координата опасного сечения по жёсткости на консоли $z_2 = 0,41$ м;
- тип уплотнения вала – торцовое типа ТД, способное обеспечивать класс негерметичности 1–1;
- необходимая температура перемешиваемой среды $t_c = 70$ °С;
- тепловой поток, необходимый для отбора тепловых эффектов процесса и поддержания заданной температуры, $\Phi = 81,33$ кВт;
- средний коэффициент теплопроводности среды при температуре t_c $\lambda = 0,65$ Вт/(м·К);
- средняя теплоёмкость среды при температуре t_c $c = 1270$ Дж/(кг·К);
- теплообменное устройство – цилиндрическая рубашка;
- высота рубашки $H_r = 1,5$ м;
- площадь поверхности теплообмена $F = 8,7$ м²;
- хладагент – обратная вода;
- начальная температура воды $t_1 = 20$ °С;
- конечная температура воды $t_2 = 26$ °С;
- материал корпуса аппарата – сталь 16ГС, эмалированная;
- толщина стенки корпуса аппарата $\delta_{ст} = 16$ мм;
- время работы перемешивающего устройства в течение года $T_{п} = 2150$ ч;
- динамическая вязкость среды при перемешивании в переходном режиме $\mu_{п} = 17,5$ Па·с;
- требуемая степень неоднородности перемешиваемой среды при переходном режиме $\eta = 0,9$;
- максимально допустимая длительность гомогенизации среды при переходном режиме $\tau_{зад} = 1$ ч.

В рассматриваемой ситуации при турбулентном перемешивании выполнение условия $R_{вн} = \zeta_T h_T d_T < 0,1DH$ гарантировано (см. п. 2.3.1). Критерий оптимальности конструкции перемешивающего устройства рассматриваемого аппарата имеет вид

$$Z = Ek \cdot [s_M + s_B(j_B, d, L_2) + s_p(t_p, n_p, N_p, M_p)] + s_3(T_{п}, N),$$

где стоимость якорной мешалки $s_M = s_M(j_M, d_M)$; стоимость рамной мешалки $s_M = s_M(j_M, d_M, n_T)$.

Необходимо определить тип мешалки (якорная или рамная), диаметр мешалки d_M , частоту вращения n вала устройства и его диаметр d , число горизонтальных траверс рамной мешалки n_T , при которых критерий Z достигает минимума и выполняются ограничения:

1. На параметры мешалки и гидродинамическую обстановку в аппарате:

$$\begin{aligned} d_M &\in S d_{M_k}; \\ G_{D^*} &\leq G_D \leq G_D^*; \\ \begin{cases} M_{кр} = M_{ап} + M_{вн}; \\ H - h_M > h_B, \end{cases} &\quad \text{если } Re_{ц} = \frac{n d_M^2}{\nu} \geq 1000; \\ n_T &\in (2, 3, 4) - \text{ для рамной мешалки.} \end{aligned}$$

2. На частоту вращения вала перемешивающего устройства и его диаметр:

$$\begin{aligned} n &\in S n_p; \\ d &\in D_B; \\ d &\geq \sqrt{A_1 + \sqrt{A_1^2 + A_2}}; \\ \frac{2 \pi n}{\omega_{кр}^1} &\leq \xi; \\ \Delta_z^Q &\leq \Delta_z^{доп}; \\ n_{ц} &\geq n_{ц}^{доп}. \end{aligned}$$

3. На удельную утечку рабочей среды в зоне уплотнения вала:

$$U \leq 5 \cdot 10^{-13} \text{ м}^3/\text{м/с}.$$

4. На тепловой поток, обеспечиваемый теплообменным устройством аппарата:

$$\Phi^p \geq \Phi.$$

5. На характеристики мотор-редуктора:

$$N K_{ц} \leq N_p,$$

где $K_{ц} = 1,3$ для турбулентного и $K_{ц} = 2,0$ для переходного режима перемешивания,

$$M_p \geq \begin{cases} M_{кр} \rho n^3 d_M^5, & \text{если } Re_{ц} \geq 1000; \\ \frac{N}{2 \pi n}, & \text{если } Re_{ц} < 1000; \end{cases}$$

$$n_p \geq n.$$

6. На значение относительной разности концентраций взвешенных частиц по высоте аппарата при турбулентном перемешивании:

$$\Delta X_{max} \leq \Delta X_3.$$

7. На продолжительность гомогенизации перемешиваемой среды при переходном режиме:

$$\tau_{ц} \leq \tau_{зад}.$$

Результаты решения этой задачи с помощью системы MixerOptimization для турбулентного режима перемешивания приведены в табл. 2.5.

Решение задачи при переходном режиме для оптимальной конструкции перемешивающего устройства с якорной мешалкой показало, что эта конструкция является приемлемой, так как затраты мощности на перемешивание составили 1812 Вт, а продолжительность гомогенизации перемешиваемой среды $\tau_{\eta} = 2685$ с, т.е. меньше $\tau_{\text{зад}}$.

Удельная утечка рабочей среды в зоне уплотнения не превышает $4,87 \cdot 10^{-13}$ м³/м/с.

Что касается характеристик мотор-редуктора для оптимальной конструкции перемешивающего устройства, то необходимый крутящий момент при турбулентном режиме составил 445,4 Н·м, а при ламинарном – 332,2 Н·м. Мощность электродвигателя, необходимая для турбулентного режима перемешивания, равна 3,03 кВт, а для переходного – 3,62 кВт. Следовательно, частота вращения выходного вала мотор-редуктора должна быть равна 45 1/мин, крутящий момент на выходном валу должен превышать 445,4 Н·м, а мощность электродвигателя – превышать 3,62 кВт. Подходящими (см. прил. Г) являются 6 типоразмеров мотор-редуктора МПО-2М-15. Типоразмер наиболее подходящего – МПО-2М-15-32,1-5,5/45 стоимостью 31 560 р. (в ценах 2002 г.).

2.5. Оптимальные конструкции перемешивающего устройства для турбулентного перемешивания

Тип мешалки	Количество возможных конструкций	Оптимальная конструкция	Затраты мощности на перемешивание N, Вт	траты на устройство (без мотор-редуктора)
Якорная	8	$d_M = 1,4$ м, $n = 45$ 1/мин, $d = 0,08$ м	2331	19 150
Рамная	6	$d_M = 1,6$ м, $n = 31,5$ 1/мин, $d = 0,08$ м	2115	21 110

Результаты решения задач, рассмотренных в п. 2.3.1 – 2.3.3 внедрены в действующие производства сульфаминовой кислоты (цех № 33) и клея ПВА (цех № 19) ОАО «Пигмент», г. Тамбов.

В прил. Д представлены варианты заданий для расчёта и выбора механических перемешивающих устройств вертикальных емкостных аппаратов, разработанные на основе заданий по расчётам реальных промышленных аппаратов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Авторы предлагаемого пособия ставили своей целью комплексное рассмотрение проблемы выбора конструкции механического перемешивающего устройства вертикального емкостного аппарата. В пособии исследовано влияние геометрических характеристик корпуса аппарата, физико-химических и теплофизических характеристик перемешиваемой среды, режима перемешивания, герметизирующей способности уплотнения вала устройства, условий теплообмена в аппарате, условий пригодности вала перемешивающего устройства на параметры его конструкции:

- тип мешалки;
- число мешалок на валу устройства;
- диаметр мешалки;
- частота вращения вала устройства;
- диаметр вала;
- параметры мешалок, используемых для перемешивания при переходном и ламинарном режимах (число горизонтальных траверс рамной и ленточной мешалок, расстояние между траверсами ленточной мешалки и число её лопастей, высота шнековой мешалки и шаг винтовой линии лопасти).

В качестве основы этого исследования выбрана рекомендованная НИИХИММАШ методика расчёта [2, 3]:

- мощности перемешивания при турбулентном режиме перемешивания в вертикальном емкостном аппарате;
- параметров циркуляции и турбулентной диффузии перемешиваемой среды;
- параметров, характеризующих качество перемешивания различных сред при турбулентном режиме (продолжительности гомогенизации взаимно растворимых жидкостей, распределения концентрации твёрдой фазы суспензий по высоте и радиусу аппарата, скорости перемещения капель дисперсной фазы и их размера при перемешивании несмешиваемых жидкостей, среднего удельного газосодержания среды и размера пузырьков при перемешивании газожидкостных систем, продолжительности растворения твёрдого полидисперсного материала);
- мощности перемешивания при ламинарном и переходном режиме перемешивания;
- параметров циркуляции и продолжительности гомогенизации перемешиваемой среды при ламинарном и переходном режиме;
- диаметра вала перемешивающего устройства, для которого выполняются условия виброустойчивости, жёсткости и прочности;
- коэффициента теплоотдачи от перемешиваемой среды при различных конструкциях аппарата и режимах перемешивания;
- теплового потока, который может обеспечить имеющееся в аппарате теплообменное устройство.

Расчёт удельной утечки рабочей среды в зоне уплотнения вала перемешивающего устройства осуществляется по методике, представленной в [19].

В результате этого исследования разработана методика автоматизированного расчёта и выбора механических перемешивающих устройств вертикальных емкостных аппаратов: математическая постановка, метод и алгоритм решения задачи выбора параметров устройства и мотор-редуктора, оптимальных для организации перемешивания конкретной среды в конкретных условиях с точки зрения приведённых затрат.

На основе разработанной методики создана информационная система MixerOptimization, программное обеспечение которой реализует предложенный алгоритм решения задачи оптимизации параметров перемешивающего устройства. Система также включает базу характеристик наиболее распространённых в промышленности механических мешалок и мотор-редукторов.

С применением системы MixerOptimization произведены расчёты и выбор перемешивающих устройств реальных промышленных аппаратов, результаты которых внедрены в производство.

В приложениях к пособию приведены примеры сравнения эффективности перемешивания одних и тех же сред в одном и том же аппарате механическими мешалками различных типов, стандартные диаметры и массы наиболее распространённых механических мешалок, характеристики мотор-редукторов,

выпускаемых ЗАО «Завод Тамбовполимермаш», и варианты заданий по расчёту и выбору устройств для перемешивания различных сред.

Авторы надеются, что в условиях ограниченной доступности документов [2, 3, 18] предлагаемое пособие будет весьма полезно для студентов специальности 240801 «Машины и аппараты химических производств» и других специальностей химико-технологического профиля, учащихся магистратуры по направлению 150400 «Технологические машины и оборудование», аспирантов, занимающихся проблемами технологических расчётов вертикальных емкостных аппаратов, а также работников проектно-конструкторских отделов промышленных предприятий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Брагинский, Л.Н. Перемешивание в жидких средах / Л.Н. Брагинский, В.И. Бегачёв, В.М. Барабаш. – Л. : Химия, 1984. – 336 с.
2. Руководящий нормативный документ РД 26-01-90-85: Механические перемешивающие устройства, метод расчёта. – Введ. с 01.01.1986. – Л. : РТП ЛенНИИхиммаша, 1985. – 257 с.
3. Руководящий технический материал РДРТМ 26-01-72-82. Валы вертикальных аппаратов с перемешивающими устройствами, методы расчёта. – Введ. с 01.07.1983. – Л. : РТП ЛенНИИхиммаша, 1982. – 140 с.
4. Васильцов, Э.А. Аппараты для перемешивания жидких сред : справочное пособие / Э.А. Васильцов, В.Г. Ушаков. – Л. : Машиностроение, 1979. – 272 с.
5. Тимонин, А.С. Основы конструирования и расчёта химико-технологического и природоохранного оборудования : справочник / А.С. Тимонин. – Калуга : Изд-во Н. Бочкарёвой, 2002. – Т. 1. – 852 с.
6. Оценка структуры потоков в аппаратах с рамными и якорными мешалками / Ю.В. Шариков, А.П. Дарманян, С.Д. Букреев, Е.С. Дунюшкин, Н.В. Тябин // Химическая промышленность. – 1990. – Т. 67, № 11. – С. 44 – 51.
7. Барабаш, В.М. Применение аппаратов с перемешивающими устройствами для перемешивания высококонцентрированных суспензий / В.М. Барабаш, Л.Н. Брагинский, Е.Г. Козлова // Теоретические основы химической технологии. – 1990. – Т. 24, № 1. – С. 63 – 70.
8. Белевицкая, М.А. Получение устойчивых эмульсий в аппаратах с мешалками / М.А. Белевицкая, В.М. Барабаш // Теоретические основы химической технологии. – 1994. – Т. 28, № 4. – С. 342 – 348.
9. Барабаш, В.М. Массообмен от пузырей и капель в аппаратах с мешалками / В.М. Барабаш, М.А. Белевицкая // Теоретические основы химической технологии. – 1995. – Т. 29, № 4. – С. 362 – 367.
10. Вишневецкая, О.Е. Массоотдача от твёрдых частиц в аппарате с мешалкой / О.Е. Вишневецкая, В.М. Барабаш, Н.Н. Кулов // Теоретические основы химической технологии. – 1996. – Т. 30, № 5. – С. 485 – 491.
11. Барабаш, В.М. Перемешивание суспензий / В.М. Барабаш, В.Е. Зеленский // Теоретические основы химической технологии. – 1997. – Т. 31, № 5. – С. 465 – 473.
12. Мартынов, Ю.В. Массоперенос в аппарате с мешалкой, осложненный объёмной химической реакцией / Ю.В. Мартынов // Теоретические основы химической технологии. – 1998. – Т. 32, № 1. – С. 60 – 64.
13. Соломаха, Г.П. Масштабирование массообмена в системах газ – жидкость в аппаратах с механическим перемешиванием / Г.П. Соломаха, Т.А. Тарасова // Теоретические основы химической технологии. – 1998. – Т. 32, № 5. – С. 502 – 506.
14. Систер, В.Г. О растворении высокомолекулярных соединений в аппарате с мешалкой / В.Г. Систер, Ю.В. Мартынов // Теоретические основы химической технологии. – 2000. – Т. 34, № 2. – С. 183 – 188.
15. Малыгин, Е.Н. Календарное планирование работы многоассортиментных производств / Е.Н. Малыгин, Т.А. Фролова, М.Н. Краснянский // Теоретические основы химической технологии. – 1998. – Т. 32, № 5. – С. 568 – 576.

16. Самарский, А.А. Численные методы / А.А. Самарский, А.В. Гулин. – М. : Наука, 1989. – 432 с.
17. ГОСТ 206080–2002. Аппараты с механическими перемешивающими устройствами. Общие технические условия. – Введ. с 30.05.2002. – М., 2002. – 16 с.
18. АТК 24.201.17–90. Мешалки. Типы, параметры, конструкции, основные размеры и технические требования. – Введ. с 01.06.1990. – М., 1990. – 28 с.
19. Кондаков, Л.А. Уплотнения и уплотнительная техника : справочник / Л.А. Кондаков А.И. Голубев. – М. : Машиностроение, 1994. – 448 с.
20. Свидетельство об отраслевой регистрации разработки № 12296 от 09 февр. 2009 г. Номер государственной регистрации 50200900337. Система выбора конструкции механического перемешивающего устройства вертикального емкостного аппарата / С.В. Карпушкин, Н.Н. Афанасьева.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

ПРИМЕР СРАВНЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТУРБУЛЕНТНОГО ПЕРЕМЕШИВАНИЯ МАЛОКОНЦЕНТРИРОВАННОЙ СУСПЕНЗИИ В ЕМКОСТНОМ АППАРАТЕ МЕШАЛКАМИ РАЗНЫХ ТИПОВ

1. Характеристики аппарата и перемешиваемой среды:

Диаметр аппарата, м _____	$D := 5$
Высота заполнения аппарата средой, м _____	$H := 3.5$
Плотность жидкой фазы суспензии, кг/м.куб. _____	$\rho_{ж} := 1210$
Плотность материала взвешенных частиц, кг/м.куб. _____	$\rho_{т} := 2165$
Средний диаметр взвешенных частиц, м _____	$d_{ср} := 0.0001$
Концентрация твердой фазы в суспензии, масс. доли _____	$X_{ср} := 0.05$
Кинематическая вязкость перемешиваемой среды, м.кв/с _____	$\nu := 0.00000906$
Ускорение свободного падения, м/с/с _____	$g := 9.807$
Внутренние устройства _____	труба передавливания
Диаметр трубы, м _____	$d_{т} := 0.133$
Глубина погружения трубы, м _____	$h_{т} := 3.5$
Радиус установки трубы, м _____	$r_{т} := 2.4$

2. Конструкция перемешивающего устройства:

Число мешалок на валу _____	$z_{м} := 1$
Тип мешалки _____	$\left(\begin{array}{l} \text{турбинная} \\ \text{трехлопастная} \end{array} \right)$
Коэффициент сопротивления мешалки _____	$\zeta := \left(\begin{array}{l} 8.4 \\ 0.56 \end{array} \right)$
Коэффициент расхода для мешалки _____	$k := \left(\begin{array}{l} 0.0013 \\ 0.0028 \end{array} \right)$
Диаметр мешалки, м _____	$d_{м} := 1.25$
Частота вращения мешалки, 1/с _____	$n := 1.25$

3. Расчет мощности перемешивания и глубины центральной воронки:

Плотность суспензии, кг/м.куб. $\rho_c := \frac{\rho_T \cdot \rho_{ж}}{\rho_T - X_{cp} \cdot (\rho_T - \rho_{ж})}$ $\rho_c = 1237.289$

Отношение диаметров аппарата и мешалки $G_D := \frac{D}{d_M}$ $G_D = 4$

Число Рейнольдса $Re_{ц} := \frac{n \cdot d_M^2}{\nu}$ $Re_{ц} = 2.156 \times 10^5$

Параметр высоты заполнения аппарата: $\gamma := 8 \cdot \frac{H}{D} + 1$ $\gamma = 6.6$

Площадь проекции трубы передавливания на меридиональную плоскость, м.кв

$$f_T := d_T \cdot h_T \quad f_T = 0.466$$

Коэффициент гидравлического сопротивления трубы передавливания

$$\zeta_T := .82 + \frac{.98 - .82}{40 - 10} \cdot \left(\frac{h_T}{d_T} - 10 \right) \quad \zeta_T = 0.907$$

Гидравлическое сопротивление внутренних устройств $R_{вн} := \zeta_T \cdot f_T$

Параметр сопротивления корпуса аппарата $\lambda := 0.095$

Признак выбора вида уравнения равенства моментов

$$R_{вн} = 0.422 < 0.1 \cdot H \cdot D = 1.75$$

Запись и решение уравнения равенства моментов сил, действующих на перемешиваемую среду:

параметр профиля окружной скорости перемешиваемой среды ψ_2

$$s_1 := 0.5 \quad s_2 := 1.25 \quad \psi_2(x) := -s_1 - s_2 \cdot x$$

коэффициент мощности перемешивания

$$K_1(x) := 0.1x^2 + 0.222 \cdot x \cdot \psi_2(x) + 0.125 \psi_2(x)^2$$

относительная осредненная окружная скорость перемешиваемой среды

$$v_{cp}(x) := \frac{1 + 0.4 \cdot x + 0.5 \cdot \psi_2(x) + 2 \cdot (1 + x + \psi_2(x)) \cdot \ln(G_D)}{2 \cdot G_D}$$

относительная окружная скорость перемешиваемой среды на радиусе r

$$v_r(x, r) := \frac{(1 + x + \psi_2(x)) \cdot d_M}{2 \cdot r}$$

крутящий момент (от вращения лопастей мешалок)

$$M_{кр}(x, S_M) := z_M \cdot S_M \cdot K_1(x)$$

момент сопротивления стенок корпуса аппарата

$$M_{\text{кор}}(x) := v_{\text{ср}}(x)^{1.75} \cdot G_D^{2.75} \cdot \frac{\pi \cdot \lambda \cdot \gamma}{2.2 \cdot \text{Re}_{\text{ц}}^{0.25}}$$

момент сопротивления внутренних устройств $M_{\text{вн}}(x) := \left(\frac{2}{d_M}\right)^3 \cdot R_{\text{вн}} \cdot v_r(x, r_T)^2 \cdot r_T$

уравнение равенства моментов $x := s_1 \cdot (1 - s_2)^{-1}$

$$f(x, S_M) := M_{\text{кр}}(x, S_M) - M_{\text{кор}}(x) - M_{\text{вн}}(x)$$

параметр профиля окружной скорости перемешиваемой среды ψ_1

$$i := 0..1 \quad \psi_{1_i} := \text{root}(f(x, \zeta_i), x) \quad \psi_1 = \begin{pmatrix} -9.49 \times 10^{-3} \\ 1.209 \end{pmatrix}$$

Критерий мощности перемешивания

$$K_{N_i} := 3.87 \cdot z_M \cdot \zeta_i \cdot K_1(\psi_{1_i}) \quad K_N = \begin{pmatrix} 1.002 \\ 0.243 \end{pmatrix}$$

Мощность, необходимая для осуществления перемешивания, Вт

$$N_i := K_{N_i} \cdot \rho_c \cdot n^3 \cdot d_M^5 \quad N = \begin{pmatrix} 7389.331 \\ 1789.938 \end{pmatrix}$$

Глубина центральной воронки, м

$$h_b := (-17.2 + \exp(-0.2 \cdot \psi_1 + 3.33)) \cdot \frac{n^2 \cdot d_M^2}{2 \cdot 9.807} \quad h_b = \begin{pmatrix} 1.343 \\ 0.59 \end{pmatrix}$$

Минимальная высота расположения верхней мешалки над днищем, м

$$h_M := d_M \cdot (z_M - 0.6) \quad h_M = 0.5$$

Условие покрытия ступицы верхней мешалки перемешиваемой средой:

$$H - h_M = 3 > h_b \quad \text{- выполняется}$$

4. Расчет параметров качества перемешивания:

Скорость осаждения взвешенных частиц, м/с

$$w_{\text{ос}} := 1.15 \cdot \sqrt{d_{\text{ср}} \cdot g \cdot \frac{\rho_T - \rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{ж}}}} \quad w_{\text{ос}} = 0.032$$

Параметр поля скоростей $m := 1 + \psi_{1_i} + \psi_2(\psi_{1_i}) \quad m = \begin{pmatrix} 0.502 \\ 0.198 \end{pmatrix}$

Относительный радиус границы зон перемешивания

$$w(r, x) := 4 \cdot x \cdot r^3 + 3 \cdot \psi_2(x) \cdot r^2 + 1$$

$$r := 1 \quad r_m := \text{root}(w(r, \psi_{1_i}), r) \quad r_m = \begin{pmatrix} 0.818 \\ 1.066 \end{pmatrix}$$

Радиус границы зон перемешивания, м $0.5 \cdot r_m \cdot d_M = \begin{pmatrix} 0.511 \\ 0.666 \end{pmatrix}$

Параметр $K_{\text{ц}}$ $K_{\text{ц}} := \frac{w_{\text{ос}}}{0.035 \cdot (G_D - r_m)^2 \cdot \sqrt{g \cdot d_M}} \quad K_{\text{ц}} = \begin{pmatrix} 0.026 \\ 0.03 \end{pmatrix}$

Параметр L $L_w := 2 \cdot \exp\left(-K_{\text{ц}} \cdot \frac{G_D^{1.5}}{1.5}\right) \cdot G_D^{-2} \quad L = \begin{pmatrix} 0.109 \\ 0.106 \end{pmatrix}$

Отношение средней концентрации частиц в аппарате к их концентрации на радиусе $R = D/2$

$$X_{R_i} := L_i \left[\frac{G_D^2 - (r_m)^2}{2} + \sum_{k=1}^5 \left[\frac{\left(\frac{K_{\text{ц}}}{1.5}\right)^k \cdot G_D^{\frac{3 \cdot k + 4}{2}} - (r_m)^{\frac{3 \cdot k + 4}{2}}}{(1.5 \cdot k + 2) \cdot 120} \right] \right] \quad X_R = \begin{pmatrix} 0.836 \\ 0.791 \end{pmatrix}$$

Концентрация твердой фазы у стенки аппарата, масс. доли

$$x_{c_i} := \frac{X_{\text{ср}}}{X_{R_i}} \quad x_c = \begin{pmatrix} 0.06 \\ 0.063 \end{pmatrix}$$

Коэффициент турбулентного переноса в осевом направлении, м.кв./с

$$k_r := 1.6 \cdot \psi_1 \cdot (r_m^5 - 1) + 1.5 \cdot \psi_2(\psi_1) \cdot (r_m^4 - 1) + (r_m^2 - 1)$$

$$D_{r2_1} := 0.318 \cdot n \cdot d_m^2 \cdot \frac{(G_D - r_{m_1})^2}{G_D^2 - (r_{m_1})^2} \cdot (k_{r_1} + 2 \cdot \ln(G_D) \cdot m_1) \quad D_{r2} = \begin{pmatrix} 0.544 \\ 0.341 \end{pmatrix}$$

Циркуляционный расход перемешиваемой среды, м.куб./с

$$q_i := k_i \cdot n \cdot d_m^3 \cdot \exp(6.9 \cdot m_1) \quad q = \begin{pmatrix} 0.102 \\ 0.027 \end{pmatrix}$$

Скорость восходящего потока жидкости, м/с

$$w_{2_1} := \frac{q_i}{0.785 \cdot [D^2 - d_m^2 \cdot (r_{m_1})^2]} \quad w_2 = \begin{pmatrix} 0.005 \\ 0.001 \end{pmatrix}$$

Модифицированный критерий Пекле

$$Pe_{M_1} := (w_{oc} - w_{2_1}) \cdot \frac{H}{D_{r2_1}} \quad Pe_M = \begin{pmatrix} 0.171 \\ 0.313 \end{pmatrix}$$

Относительная разность концентраций твердой фазы по высоте аппарата

$$\Delta x_{max_1} := \frac{Pe_{M_1}}{1 - \exp(-Pe_{M_1})} - 1 \quad \Delta x_{max} = \begin{pmatrix} 0.088 \\ 0.165 \end{pmatrix}$$

Концентрация твердой фазы у дна аппарата, масс. доли

$$x_{d_1} := X_{cp} \cdot (\Delta x_{max_1} + 1) \quad x_d = \begin{pmatrix} 0.054 \\ 0.058 \end{pmatrix}$$

5. Исходные данные для расчета вала привода мешалки:

Тип вала _____	жесткий консольный, постоянного сечения
Длина вала, м _____	L2 := 5.4
Длина консоли вала, м _____	L1 := 4.5
Длина пролета вала, м _____ L _____	L _ж := 0.9
Координата центра массы мешалки на консоли вала, м _____	h := 4.5
Масса мешалки, кг _____	m := $\begin{pmatrix} 135 \\ 69 \end{pmatrix}$
Координата опасного по жесткости сечения на консоли, м _____	z1 := 0.52
Координата опасного по прочности сечения в пролете, м _____	z := 0.9
Высота радиальных зазоров в опорах вала, м _____	ΔA := 0.00002 ΔB := 0.000022
Начальная изогнутость вала в точке приведения, м _____	εв := 0.0002
Тип уплотнения вала _____	торцовое
Допускаемое смещение вала в опасном по жесткости сечении, м _____	Az1_доп := 0.00025
Коэффициент режима нагрузки (сильные толчки) _____	β := 3
Материал вала _____	сталь 12X18H10T
Плотность материала вала, кг/м ³ _____	ρв := 7800
Модуль продольной упругости материала, Па _____	E := 2.12 · 10 ¹¹
Предел выносливости материала, Па _____	σ ₁ := 2.75 · 10 ⁸
Допускаемый запас прочности для материала _____	n_доп := 2.4
Отношение коэффициентов Kσ/Kd _____	KσKd := 0.4
Фазовое состояние перемешиваемой среды _____	жидкость-твердое

6. Выбор диаметра вала:

Относительная длина консоли $L_{-1} := \frac{L_1}{L_2} \quad L_{-1} = 0.833$

Относительная координата центра массы мешалки $l_1 := \frac{h}{L_1} \quad l_1 = 1$

Угловая скорость вала, рад/с $\omega := 2 \cdot \pi \cdot n \quad \omega = 7.854$

Безразмерный динамический прогиб вала в центре массы мешалки

$$Y_{11} := (1 - L_1) \cdot l_1 + \frac{3}{2} \cdot L_1 \cdot l_1^2 - \frac{1}{2} \cdot L_1 \cdot l_1^3 \quad Y_{11} = 1$$

Приведенная масса мешалки, кг $m_{пр1} := m_i \cdot Y_{11}^2 \quad m_{пр1} = \begin{pmatrix} 135 \\ 69 \end{pmatrix}$

Приведенная безразмерная масса вала

$$m_{в_пр} := \frac{8 \cdot (1 - L_1)^5 + 140 \cdot (1 - L_1)^2 \cdot L_1^3 + 231 \cdot (1 - L_1) \cdot L_1^4 + 99 \cdot L_1^5}{420 \cdot L_1^2} \quad m_{в_пр} = 0.208$$

Комплексы A_1 , m^2 и A_2 , m^4

$$A_1 := m_{в_пр} \cdot \frac{16 \cdot \rho_{в} \cdot \omega^2 \cdot L_1^3 \cdot L_2}{3 \cdot E} \quad A_2 := \frac{128 \cdot m_{пр1} \cdot \omega^2 \cdot L_1^2 \cdot L_2}{3 \cdot E \cdot \pi}$$

$$A_1 = 1.367 \times 10^{-3}$$

$$A_2 = \begin{pmatrix} 6.441 \times 10^{-5} \\ 3.292 \times 10^{-5} \end{pmatrix}$$

Расчетный диаметр вала, м $d_p := \sqrt{A_1 + \sqrt{A_1^2 + A_2}} \quad d_p = \begin{pmatrix} 0.098 \\ 0.085 \end{pmatrix}$

Принятый диаметр вала, м $d := \begin{pmatrix} 0.11 \\ 0.095 \end{pmatrix}$

7. Проверка выполнения условия виброустойчивости вала:

Линейная масса вала, кг $m_{в} := \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \rho_{в} \quad m_{в} = \begin{pmatrix} 74.126 \\ 55.288 \end{pmatrix}$

Относительная суммарная масса мешалок

$$m_{пр} := \frac{m_{пр1}}{m_{в} \cdot L_2} \quad m_{пр} = \begin{pmatrix} 0.337 \\ 0.231 \end{pmatrix}$$

Безразмерная критическая угловая скорость вала $\lambda := L_1$

$$\omega_{-1} := \sqrt{\frac{1260}{8 \cdot (1 - l)^5 + 140 \cdot (1 - l)^2 \cdot l^3 + 231 \cdot (1 - l) \cdot l^4 + 99 \cdot l^5 + 420 \cdot l^2 \cdot m_{пр}}}$$

Первая критическая угловая скорость вала, рад/с $\omega_{-1} = \begin{pmatrix} 2.815 \\ 3.137 \end{pmatrix}$

$$\omega_{1i} := \frac{\omega_{-1} \cdot d_i}{4 \cdot L_2^2} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho_{в}}} \quad \omega_{1i} = \begin{pmatrix} 13.173 \\ 12.678 \end{pmatrix}$$

Условие виброустойчивости: $\frac{\omega}{\omega_1} = \begin{pmatrix} 0.596 \\ 0.62 \end{pmatrix} < 0.7$ - выполняется

8. Проверка выполнения условия жесткости вала:

Эксцентриситет массы мешалки, м $\varepsilon := \frac{0.001}{\sqrt{\omega}} \quad e = 3.568 \times 10^{-4}$

Относительная координата опасного по жесткости сечения

$$z_1 := \frac{z_1}{L_1} \quad z_1 = 0.116$$

Безразмерный динамический прогиб вала в опасном по жесткости сечении

$$Y_{z1} := (1 - L_1) \cdot z_1 + \frac{3}{2} \cdot L_1 \cdot z_1^2 - \frac{1}{2} \cdot L_1 \cdot z_1^3 \quad Y_{z1} = 0.035$$

Приведенный эксцентриситет массы мешалки, м

$$e_{pr1} := \frac{e}{Y_{z1}} \quad e_{pr1} = 3.568 \times 10^{-4}$$

Приведенная масса вала, кг $m_{впр} := m_{в пр} \cdot m_{в} \cdot L_2 \quad m_{впр} = \begin{pmatrix} 83.172 \\ 62.036 \end{pmatrix}$

Смещение оси вала от оси вращения за счет зазора в опорах в опасном по

жесткости сечении, м $\Delta z_1 := \frac{(\Delta A + \Delta B) \cdot (z_1 + L)}{L} - \Delta A \quad \Delta z_1 = 4.627 \times 10^{-5}$

Смещение оси вала от оси вращения за счет начальной изогнутости

в опасном по жесткости сечении, м $\varepsilon z_1 := \varepsilon_{в} \cdot Y_{z1} \quad \varepsilon z_1 = 7.062 \times 10^{-6}$

Смещение оси вала от оси вращения в точке приведения за счет зазоров в

опорах, м $\Delta B := (\Delta A + \Delta B) \cdot \frac{L_1}{L} + \Delta B \quad \Delta B = 2.32 \times 10^{-4}$

Комплекс Б2, м $B_{2i} := \frac{m_{пр1i} \cdot e_{пр1}}{m_{пр1i} + m_{впрi}} \quad B_2 = \begin{pmatrix} 2.208 \times 10^{-4} \\ 1.879 \times 10^{-4} \end{pmatrix}$

Динамический прогиб оси вала в точке приведения, м

$$Y_{вi} := \frac{B_{2i} + \Delta B + \varepsilon_{в}}{\left(\frac{\omega_1}{\omega}\right)^2 - 1} \quad Y_{в} = \begin{pmatrix} 3.1 \times 10^{-4} \\ 3.303 \times 10^{-4} \end{pmatrix}$$

Смещение оси вала от оси вращения за счет динамического прогиба

в опасном по жесткости сечении, м

$$Y_{z1} := Y_B \cdot Y_{z1} \quad Y_{z1} = \begin{pmatrix} 1.094 \times 10^{-5} \\ 1.166 \times 10^{-5} \end{pmatrix}$$

Динамическое смещение вала в опасном по жесткости сечении, м

$$A_{z1} := Y_{z1} + \Delta z1 + \varepsilon z1 \quad A_{z1} = \begin{pmatrix} 6.427 \times 10^{-5} \\ 6.499 \times 10^{-5} \end{pmatrix}$$

Коэффициент увеличения мощности перемешивания

$$K_4 := \left(1.886 \cdot \frac{f_T}{D^2} \right)^{0.387} \cdot \left(\frac{0.67 \cdot \zeta_T}{K_N} - 1 \right) + 1 \quad K_4 = \begin{pmatrix} 0.892 \\ 1.411 \end{pmatrix}$$

Относительное смещение центра эпоры окружной скорости перемешиваемой среды от оси мешалки

$$so_i := \left[-0.14 + 0.27 \cdot K_{4_i} - 0.02 \cdot (K_{4_i})^2 \right] \cdot \exp \left[0.85 \cdot (K_{4_i})^{-0.3} \cdot \psi_{1_i} \right] \quad so = \begin{pmatrix} 0.084 \\ 0.508 \end{pmatrix}$$

Безразмерная поперечная гидродинамическая сила

$$Q_{o_i} := 0.73 \cdot (so_i)^{1.77} - 0.243 \cdot so_i \cdot \psi_{1_i} \quad Q_o = \begin{pmatrix} 9.357 \times 10^{-3} \\ 0.071 \end{pmatrix}$$

Поперечная гидродинамическая сила, действующая на одну мешалку, Н

$$Q_{m_i} := 0.015 \cdot Q_{o_i} \cdot \zeta_i \cdot \rho_c \cdot \omega^2 \cdot d_m^4 \quad Q_m = \begin{pmatrix} 219.693 \\ 111.256 \end{pmatrix}$$

Суммарная приведенная гидродинамическая сила, Н

$$Q_{pr_i} := Q_{m_i} \cdot Y_{i1} \quad Q_{pr} = \begin{pmatrix} 219.693 \\ 111.256 \end{pmatrix}$$

Момент инерции поперечного сечения вала, м⁴

$$I := \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad I = \begin{pmatrix} 7.187 \times 10^{-6} \\ 3.998 \times 10^{-6} \end{pmatrix}$$

Динамический прогиб вала в точке приведения от суммарной гидродинамической силы, м

$$Y_{BQ_i} := \frac{Q_{pr_i} \cdot L_2 \cdot L_1^2}{3 \cdot E \cdot I_i} \quad Y_{BQ} = \begin{pmatrix} 5.256 \times 10^{-3} \\ 4.784 \times 10^{-3} \end{pmatrix}$$

Динамическое смещение вала в опасном по жесткости сечении, м

$$A_{Qz1} := A_{z1} + Y_{BQ} \cdot Y_{z1} \quad A_{Qz1} = \begin{pmatrix} 2.498 \times 10^{-4} \\ 2.339 \times 10^{-4} \end{pmatrix}$$

Условие жесткости: $A_{Qz1} \leq A_{z1_доп}$ - выполняется

9. Проверка выполнения условия прочности вала

Смещение оси вала от оси вращения за счет зазоров в опорах, м

$$\Delta l1 := \frac{(\Delta A + \Delta B) \cdot (h + L)}{L} - \Delta A \quad \Delta l1 = 2.32 \times 10^{-4}$$

Смещение оси вала от оси вращения за счет начальной изогнутости, м

$$\varepsilon l1 := \varepsilon_B \cdot Y_{i1} \quad \varepsilon l1 = 2 \times 10^{-4}$$

Смещение оси вала от оси вращения за счет динамического прогиба, м

$$Y l1 := Y_B \cdot Y_{i1} \quad Y l1 = \begin{pmatrix} 3.1 \times 10^{-4} \\ 3.303 \times 10^{-4} \end{pmatrix}$$

Динамическое смещение центра массы мешалок, м

$$A l1_i := Y l1_i + \Delta l1 + \varepsilon l1 + \varepsilon p l1 \quad A l1 = \begin{pmatrix} 1.099 \times 10^{-3} \\ 1.119 \times 10^{-3} \end{pmatrix}$$

Динамическое смещение вала в точке приведения, м

$$A_B := Y_B + \Delta B + \varepsilon_B \quad A_B = \begin{pmatrix} 7.42 \times 10^{-4} \\ 7.623 \times 10^{-4} \end{pmatrix}$$

Сосредоточенная центробежная сила, действующая на мешалки, Н

$$F_{1j} := \beta \cdot m_j \cdot \omega^2 \cdot A_{1j} \quad F_1 = \begin{pmatrix} 27.451 \\ 14.289 \end{pmatrix}$$

Приведенная центробежная сила, действующая на вал в точке приведения, Н

$$F_{впрj} := \beta \cdot m_{впрj} \cdot \omega^2 \cdot A_{вj} \quad F_{впр} = \begin{pmatrix} 11.42 \\ 8.751 \end{pmatrix}$$

Комплекс B6, Н*м $B_{6j} := F_{1j} \cdot h + Q_{Mj} \cdot h$ $B_6 = \begin{pmatrix} 1.112 \times 10^3 \\ 564.955 \end{pmatrix}$

Реакция опоры A, Н $RAQ := \frac{1}{L} \cdot (B_6 + F_{впр} \cdot L_1)$ $RAQ = \begin{pmatrix} 1.293 \times 10^3 \\ 671.482 \end{pmatrix}$

Изгибающий момент в опасном по прочности сечении, Н*м

$$M_i := RAQ \cdot z \quad M_i = \begin{pmatrix} 1.164 \times 10^3 \\ 604.333 \end{pmatrix}$$

Крутящий момент в опасном по прочности сечении, Н*м

$$M_k := \frac{N}{\omega} \quad M_k = \begin{pmatrix} 940.839 \\ 227.902 \end{pmatrix}$$

Момент сопротивления в опасном по прочности сечении, м³

$$W_i := \frac{\pi}{32} \cdot d^3 \quad w = \begin{pmatrix} 1.307 \times 10^{-4} \\ 8.417 \times 10^{-5} \end{pmatrix}$$

Эквивалентное напряжение в опасном по прочности сечении, Па

$$\sigma_{эвj} := \frac{\sqrt{(M_{ij})^2 + (M_{kj})^2}}{w_j} \quad \sigma_{эв} = \begin{pmatrix} 1.145 \times 10^7 \\ 7.673 \times 10^6 \end{pmatrix}$$

Запас прочности для сечений, подверженных коррозионной усталости

$$n := \frac{\sigma_{-1}}{(K \sigma_{Kd} + 2.333) \cdot (\sigma_{эв})} \quad n = \begin{pmatrix} 8.787 \\ 13.113 \end{pmatrix}$$

Условие прочности: $n \geq n_{доп}$ - выполняется

10. Исходные данные для расчета герметизирующей способности уплотнения:

Тип уплотнения _____	ТСК
Допустимая утечка рабочей среды, м.куб/м/с _____	$U_d := 5 \cdot 10^{-11}$
Усредненный размер зазора в уплотнении, м _____	$h_y := 1 \cdot 10^{-7}$
Динамическая вязкость среды в зоне уплотнения, Па*с _____	$\mu := 0.000037$
Рабочее давление в аппарате, Па _____	$p_c := 250000$
Внутренний диаметр пояска трения, м _____	$D_1 := \begin{pmatrix} 0.135 \\ 0.115 \end{pmatrix}$
Внешний диаметр пояска трения, м _____	$D_2 := \begin{pmatrix} 0.185 \\ 0.155 \end{pmatrix}$

11. Расчет герметизирующей способности уплотнения

$$\text{Утечка рабочей среды, м.куб/м/с } U := \frac{h_y^3 \cdot p_c}{6 \cdot \mu \cdot (D_2 - D_1)} \quad U = \begin{pmatrix} 2.252 \times 10^{-11} \\ 2.815 \times 10^{-11} \end{pmatrix}$$

Условие пригодности уплотнения: $U \leq U_d$ - выполняется

12. Исходные данные для теплового расчета аппарата:

Толщина стенки аппарата, м _____	$\delta_{ст} := 0.02$
Теплопроводность материала стенки аппарата, Вт/м/К _____	$\lambda_{ст} := 17.5$
Высота рубашки, м _____	$H_T := 3.3$
Площадь поверхности теплообмена, м.кв _____	$F_{\text{ст}} := 50$
Начальная температура среды, гр.С _____	$t_1 := 35$
Конечная температура среды, гр.С _____	$t_2 := 5$

Коэффициент теплоотдачи от перемешиваемой среды, Вт/м.кв./К

$$\alpha := 0.267 \cdot c \cdot \left(\frac{p_c}{Pr} \right)^{0.75} \cdot \left(\frac{N \cdot v \cdot p_c}{V} \right)^{0.25} \quad \alpha = \begin{pmatrix} 8.843 \times 10^3 \\ 6.204 \times 10^3 \end{pmatrix}$$

Необходимый тепловой поток, Вт $\Phi := \frac{V \cdot \rho_c \cdot c}{\tau} \cdot (t_1 - t_2) \quad \Phi = 2.771 \times 10^5$

14. Расчет теплоотдачи от хладагента в рубашке

Средняя температура хладагента, гр.С $t_{TC} := \frac{t_{T1} + t_{T2}}{2} \quad t_{TC} = -7.5$

Объемный расход хладагента, м.куб/с $V_T := \frac{\Phi}{\rho_T(t_{TC}) \cdot c_T(t_{TC}) \cdot (t_{T2} - t_{T1})} \quad V_T = 0.009$

Начальное значение температуры стенки аппарата, гр.С $t_{CT} := 0.5 \cdot (t + t_{TC})$

Произведение чисел Грасгофа и Прандтля для хладагента

$GrPr(t_{CT}) := N_T^3 \cdot (t_{CT} - t_{TC}) \cdot \frac{9.807 \cdot \beta_T(t_{TC}) \cdot \rho_T(t_{TC})^2 \cdot c_T(t_{TC})}{\mu_T(t_{TC}) \cdot \lambda_T(t_{TC})} \quad GrPr(t_{CT}) = 2.821 \times 10^{12}$

Коэффициент теплоотдачи от теплоносителя, Вт/м.кв/К

$\alpha_T(t_{CT}) := 0.135 \cdot \frac{\lambda_T(t_{TC})}{H_T} \cdot GrPr(t_{CT})^{0.33}$

Определение температуры стенки аппарата, гр.С

Given $\alpha_0 \cdot (t - t_{CT}) = \alpha_T(t_{CT}) \cdot (t_{CT} - t_{TC}) \quad t_{C0} := \text{Find}(t_{CT}) \quad t_{C0} = 19.054$

Given $\alpha_1 \cdot (t - t_{CT}) = \alpha_T(t_{CT}) \cdot (t_{CT} - t_{TC}) \quad t_{C1} := \text{Find}(t_{CT}) \quad t_{C1} = 18.677$

Коэффициент теплопередачи, Вт/м.кв/К

$K_{ww} := \left(\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_T(t_C)} \right)^{-1} \quad K = \begin{pmatrix} 225.682 \\ 222.512 \end{pmatrix}$

Разность температур между перемешиваемой средой и теплоносителем, гр.С

$\Delta t := t - t_{TC} \quad \Delta t = 27.5$

Расчетный тепловой поток, Вт $\Phi_p := K \cdot F \cdot \Delta t \quad \Phi_p = \begin{pmatrix} 3.103 \times 10^5 \\ 3.06 \times 10^5 \end{pmatrix}$

Условие пригодности рубашки $\Phi_p > \Phi$ выполняется

Приложение Б

ПРИМЕР СРАВНЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЛАМИНАРНОГО ПЕРЕМЕШИВАНИЯ МАЛОКОНЦЕНТРИРОВАННОЙ СУСПЕНЗИИ В ЕМКОСТНОМ АППАРАТЕ МЕШАЛКАМИ РАЗНЫХ ТИПОВ

1. Характеристики аппарата и перемешиваемой среды:

Диаметр аппарата, м _____ $D := 2.8$
Высота заполнения аппарата, м _____ $H_{\text{зап}} := 2.65$
Плотность жидкой фазы суспензии, кг/м.куб. _____ $\rho_{\text{ж}} := 1100$
Концентрация твердой фазы в суспензии, масс. доли _____ $x_{\text{ср}} := 0.05$
Плотность материала взвешенных частиц, кг/м.куб. _____ $\rho_{\text{т}} := 950$
Динамическая вязкость жидкой фазы, Па*с _____ $\mu_{\text{ж}} := 5$
Требуемая степень неоднородности среды _____ $\eta := 0.9$

2. Конструкция перемешивающего устройства:

Частота вращения мешалок, 1/с _____ $n := 0.5$
Высота мешалок, м _____ $H_{\text{М}} := 1.75$
Тип мешалок _____
0 - рамная
1 - ленточная
2 - шнековая
Диаметры мешалок, м _____ $d_{\text{М0}} := 2.12$
 $d_{\text{М1}} := 2.12$
 $d_{\text{М2}} := 1.12$
Число горизонтальных траверс мешалки _____ $n_{\text{Т0}} := 4$
 $n_{\text{Т1}} := 3$
Расстояние между траверсами, м _____ $l_{\text{Т0}} := 0.6$
 $l_{\text{Т1}} := 0.875$
Коэффициент расхода рамной мешалки _____ $k_{20} := 0.0033$
Число лопастей ленточной мешалки _____ $n_{\text{Л1}} := 2$
Диаметр вала ленточной мешалки, м _____ $d_{\text{В1}} := 0.08$
Диаметр вала шнековой мешалки, м _____ $d_{\text{В2}} := 0.11$
Шаг винтовой линии лопасти шнековой мешалки, (м) _____ $t_{\text{Л2}} := 0.875$

Расстояние от подшипника в стойке до лопасти шнековой мешалки, (м) $h_{12} := 1.9$

3. Расчет характеристик перемешиваемой среды:

Объем перемешиваемой среды, м.куб. $V_{\text{мш}} := 0.25 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot H$ $V = 16.317$

Средняя плотность суспензии, кг/м.куб.

$$\rho := \frac{\rho_T \cdot \rho_{\text{ж}}}{\rho_T - x_{\text{ср}} \cdot (\rho_T - \rho_{\text{ж}})} \quad \rho = 1.091 \times 10^3$$

Средняя объемная доля твердой фазы в суспензии

$$\phi_{\text{ср}} := \frac{x_{\text{ср}} \cdot \rho}{\rho_T} \quad \phi_{\text{ср}} = 0.057$$

Динамическая вязкость суспензии, Па*с

$$\mu := \mu_{\text{ж}} \cdot \exp(4.163 \cdot \phi_{\text{ср}}^2 + 2.856 \cdot \phi_{\text{ср}}) \quad \mu = 5.973$$

Кинематическая вязкость суспензии, м.кв/с $\nu := \frac{\mu}{\rho}$

$$\nu = 5.473 \times 10^{-3}$$

4. Расчет мощности перемешивания:

4.1 Мешалка - рамная

Ширина лопасти мешалки, м $b_{\text{л0}} := 0.07 \cdot d_{\text{м0}}$ $b_{\text{л0}} = 0.148$

Относительная ширина зазора между мешалкой и стенками аппарата $h_{\text{з00}} := \frac{D - d_{\text{м0}}}{2 \cdot b_{\text{л0}}}$ $h_{\text{з00}} = 2.291$

Относительная ширина лопасти мешалки $b_{\text{ло0}} := \frac{b_{\text{л0}}}{d_{\text{м0}}}$ $b_{\text{ло0}} = 0.07$

Коэффициент сопротивления лопастей мешалки

$$\lambda_{\text{л0}} := -21.591 \cdot \ln(1.055 \cdot h_{\text{з00}}) + 23.426 \cdot h_{\text{з00}} \quad \lambda_{\text{л0}} = 34.616$$

Число Рейнольдса $Re_{\text{ц0}} := \frac{n \cdot d_{\text{м0}}^2}{\nu}$ $Re_{\text{ц0}} = 410.617$ - режим переходный

$$Re_{\text{ц0}} := \text{if}(Re_{\text{ц0}} \leq 80, Re_{\text{ц0}}, 80) \quad Re_{\text{ц0}} = 80$$

112

Параметр M

$$M_0 := \lambda_{\text{л0}} \cdot \frac{H_{\text{м}}}{d_{\text{м0}}} \cdot (1 - b_{\text{ло0}})^2 + 3.5 \cdot n_{\text{т0}} \cdot (1 - 2 \cdot b_{\text{ло0}})^3 \quad M_0 = 33.619$$

Коэффициент мощности $K_{\text{N0}} := \pi^2 \cdot \frac{M_0}{2 \cdot Re_{\text{ц0}}}$ $K_{\text{N0}} = 2.074$

Мощность, необходимая для осуществления перемешивания, Вт

$$N_{\text{м0}} := K_{\text{N0}} \cdot \rho \cdot n^3 \cdot d_{\text{м0}}^5 \quad N_0 = 1.212 \times 10^4$$

4.2 Мешалка - ленточная

Ширина лопасти мешалки, м $b_{л1} := 0.05 \cdot d_{M1}$ $b_{л1} = 0.106$

Относительная ширина зазора между мешалкой и стенками аппарата $h_{з01} := \frac{D - d_{M1}}{2 \cdot b_{л1}}$ $h_{з01} = 3.208$

Относительная ширина лопасти мешалки $b_{ло1} := \frac{b_{л1}}{d_{M1}}$ $b_{ло1} = 0.05$

Коэффициент сопротивления лопастей мешалки

$$\lambda_{л1} := -21.591 \cdot \ln(1.055 \cdot h_{з01}) + 23.426 \cdot h_{з01} \quad \lambda_{л1} = 48.82$$

Число Рейнольдса $Re_{ц1} := \frac{n \cdot d_{M1}^2}{\nu}$ $Re_{ц1} = 410.617$ - режим переходный

$$Re_{цM} := \text{if}(Re_{ц1} \leq 80, Re_{ц1}, 80) \quad Re_{ц1} = 80$$

Параметр М

$$M_1 := n_{л1} \cdot \lambda_{л1} \cdot \frac{H_M}{d_{M1}} \cdot (1 - b_{ло1})^2 + 3.5 \cdot n_{T1} \cdot (1 - 2 \cdot b_{ло1})^3 \quad M_1 = 80.394$$

Коэффициент мощности $K_{N1} := \pi \cdot \frac{M_1}{2 \cdot Re_{ц1}}$ $K_{N1} = 4.959$

Мощность, необходимая для осуществления перемешивания, Вт:

$$N_1 := K_{N1} \cdot \rho \cdot n^3 \cdot d_{M1}^5 \quad N_1 = 2.897 \times 10^4$$

4.3 Мешалка - шнековая

Относительная ширина зазора между мешалкой и стенками аппарата $h_{з02} := \frac{D - d_{M2}}{d_{M2}}$ $h_{з02} = 1.5$

Коэффициент сопротивления лопасти мешалки

$$\lambda_{л2} := \begin{cases} 157.685 \cdot e^{-4.27 \cdot h_{з02}} + 46.728 \cdot h_{з02} & \text{if } h_{з02} \leq 0.6 \\ 40 & \text{otherwise} \end{cases} \quad \lambda_{л2} = 40$$

Число Рейнольдса $Re_{ц2} := \frac{n \cdot d_{M2}^2}{\nu}$ $Re_{ц2} = 114.604$ - режим переходный

$$Re_{цM} := \text{if}(Re_{ц2} \leq 30, Re_{ц2}, 30) \quad Re_{ц2} = 30$$

Параметр М $M_2 := \frac{1}{3} \cdot \lambda_{л2} \cdot \frac{H_M}{d_{M2}} \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{B2}}{d_{M2}} \right)^3 \right]$ $M_2 = 20.814$

Коэффициент мощности $K_{N2} := \pi \cdot \frac{M_2}{2 \cdot Re_{ц2}}$ $K_{N2} = 3.424$

Мощность, необходимая для осуществления перемешивания, Вт

$$N_2 := K_{N2} \cdot \rho \cdot n^3 \cdot d_{M2}^5 \quad N_2 = 823.139$$

5. Расчет времени гомогенизации перемешиваемой среды:

5.1 Мешалка - рамная

Циркуляционный расход среды, м.куб/с $q_0 := k_{20} \cdot n \cdot d_{M0}^3$ $q_0 = 0.016$

Время гомогенизации, с

$$\tau_{\eta 0} := \left(0.315 + 8.921 \cdot \eta - 18.077 \cdot \eta^2 + 14.569 \cdot \eta^3 \right) \cdot \frac{V}{q_0} \quad \tau_{\eta 0} = 4.486 \times 10^3$$

5.2 Мешалка - ленточная

Относительный радиус вала мешалки $\Gamma_{B01} := \frac{d_{B1}}{D}$ $\Gamma_{B01} = 0.029$

Относительный радиус границы раздела зон

$$\Gamma_{ц01} := 0.57 + 0.36 \cdot \Gamma_{B01} \quad \Gamma_{ц01} = 0.58$$

Параметр центральной зоны циркуляции $X_{11} := \frac{r_{в01}}{r_{ц01}}$ $X_{11} = 0.049$

Параметры циркуляционного расхода среды в центральной зоне

$$\Theta_{11} := 0.627 - 1.17 \cdot X_{11} + 9.8 \cdot X_{11}^2 - 27.2 \cdot X_{11}^3 + 34.16 \cdot X_{11}^4 - 15.67 \cdot X_{11}^5$$

$$\Omega_{11} := 0.5 \cdot r_{ц01} \cdot (r_{ц01} - r_{в01})^2 \cdot \Theta_{11} \quad \Theta_{11} = 0.59 \quad \Omega_{11} = 0.052$$

Параметры циркуляционного расхода среды в периферийной зоне

$$\Theta_{21} := 0.627 - 1.17 \cdot r_{ц01} + 9.8 \cdot r_{ц01}^2 - 27.2 \cdot r_{ц01}^3 + 34.16 \cdot r_{ц01}^4 - 15.67 \cdot r_{ц01}^5$$

$$\Omega_{21} := 0.5 \cdot (1 - r_{ц01})^2 \cdot \Theta_{21} \quad \Theta_{21} = 0.775 \quad \Omega_{21} = 0.068$$

Объемный циркуляционный расход среды, м.куб/с

$$q_1 := \frac{1}{16} \cdot \lambda_{л1} \cdot D^2 \cdot \frac{n_{л1} \cdot 2 \cdot l_{т1} \cdot H_M}{H \cdot (1 - r_{ц01})^2 \cdot (\Omega_{11} + \Omega_{21})} \cdot \Omega_{11} \cdot \Omega_{21} \cdot \pi \quad q_1 = 1.232$$

Время гомогенизации, с

$$\tau_{\eta 1} := (0.315 + 8.921 \cdot \eta - 18.077 \cdot \eta^2 + 14.569 \cdot \eta^3) \cdot \frac{V}{q_1} \quad \tau_{\eta 1} = 57.245$$

5.3 Мешалка - шнековая

Относительный радиус границы раздела зон $r_{в02} := \frac{d_{в2}}{D}$ $r_{в02} = 0.039$

Относительный радиус вала мешалки

$$r_{ц02} := 0.57 + 0.36 \cdot r_{в02} \quad r_{ц02} = 0.584$$

Параметр центральной зоны циркуляции $X_{12} := \frac{r_{в02}}{r_{ц02}}$ $X_{12} = 0.067$

Параметры циркуляционного расхода среды в центральной зоне

$$\Theta_{12} := 0.627 - 1.17 \cdot X_{12} + 9.8 \cdot X_{12}^2 - 27.2 \cdot X_{12}^3 + 34.16 \cdot X_{12}^4 - 15.67 \cdot X_{12}^5$$

$$\Omega_{12} := 0.5 \cdot r_{ц02} \cdot (r_{ц02} - r_{в02})^2 \cdot \Theta_{12} = 0.585 \quad \Omega_{12} = 0.051 \quad 115$$

Параметры циркуляционного расхода среды в периферийной зоне

$$\Theta_{22} := 0.627 - 1.17 \cdot r_{ц02} + 9.8 \cdot r_{ц02}^2 - 27.2 \cdot r_{ц02}^3 + 34.16 \cdot r_{ц02}^4 - 15.67 \cdot r_{ц02}^5$$

$$\Omega_{22} := 0.5 \cdot (1 - r_{ц02})^2 \cdot \Theta_{22} \quad \Theta_{22} = 0.778 \quad \Omega_{22} = 0.067$$

Объемный циркуляционный расход среды, м.куб/с

$$q_2 := \frac{1}{16} \cdot \lambda_{л2} \cdot D^2 \cdot \frac{\left(1 - \frac{d_{в2}}{d_{м2}}\right) \cdot r_{л2} \cdot H_M}{H \cdot (r_{ц02}^2 - r_{в02}^2) \cdot (\Omega_{12} + \Omega_{22})} \cdot \Omega_{12} \cdot \Omega_{22} \cdot \pi \quad q_2 = 0.435$$

Время гомогенизации, с

$$\tau_{\eta 2} := (0.315 + 8.921 \cdot \eta - 18.077 \cdot \eta^2 + 14.569 \cdot \eta^3) \cdot \frac{V}{q_2} \quad \tau_{\eta 2} = 162.264$$

6. Исходные данные для расчета вала привода мешалки:

Тип вала _____ жесткий однопролетный, постоянного сечения

Длина вала, м _____ $L :=$ _____ $l_{\text{в}} := 3.8$

Число мешалок на валу _____ $n_{\text{м}} := 1$

Координата центра массы меш _____ $l_{\text{м}} := 2.8$

Координаты опасных сечений по жесткости и прочности, м $z := \begin{pmatrix} 0.51 \\ 2.8 \end{pmatrix}$

Материал вала _____ сталь 12Х18Н10Т ГОСТ 1050-74

плотность материала, кг/м³ _____ $\rho_{\text{в}} := 7800$

модуль продольной упругости, Па _____ $E := 2.12 \cdot 10^{11}$
 допускаемое напряжение, Па _____ $\sigma_{\text{доп}} := 2.91 \cdot 10^8$
 предел выносливости при симметричном цикле, Па _____ $\sigma_{-1} := 2.75 \cdot 10^8$
 допускаемый запас прочности _____ $n_{\text{доп}} := 2.4$
 116 Радиальные зазоры в опорах, м _____ $\Delta A := 1.5 \cdot 10^{-5}$
 _____ $\Delta B := 1.5 \cdot 10^{-5}$
 Начальная изогнутость вала в точке приведения, м _____ $\epsilon_B := 0.0002$
 Режим нагрузки (умеренные толчки) _____ $\beta := 1.5$
 Отношение коэффициентов $K\sigma/Kd$ _____ $K\sigma Kd := 0.4$
 Масса мешалок, кг $m :=$ _____ $m := \begin{pmatrix} 200 & \text{- рамная} \\ 179 & \text{- ленточная} \\ 126 & \text{- шнековая} \end{pmatrix}$
 Перемешиваемая среда (по фазовому состоянию) _____ жидкость-твердое
 Тип уплотнения вала мешалки _____ сальник
 Допускаемое смещение вала в зоне уплотнения, м _____ $Az_{\text{доп}} := 0.0001$

7. Выбор диаметров валов: $i := 0..2$
 Относительная координата центра масс мешалок $l_1 := \frac{1}{L}$ $l_1 = 0.737$
 Угловая скорость валов, рад./с $\omega := 2 \cdot \pi \cdot n$ $\omega = 3.142$
 Безразмерный динамический прогиб валов в центре масс мешалок
 $Y_1 := \text{if}[l_1 \leq 0.5, 3 \cdot l_1 - 4 \cdot l_1^3, 3 \cdot (1 - l_1) - 4 \cdot (1 - l_1)^3]$ $Y_1 = 0.717$
 Приведенные массы мешалок, кг $m_{\text{пр}i} := m_i \cdot Y_i^2$ $m_{\text{пр}} = \begin{pmatrix} 102.696 \\ 91.913 \\ 64.699 \end{pmatrix}$
 Комплексы $A_1, \text{м}^2; A_2, \text{м}^4$ $A_1 := \frac{\rho_B \cdot \omega^2 \cdot L^4}{6 \cdot E}$ $A_1 = 1.262 \times 10^{-5}$
 $A_2 := \frac{8 \cdot m_{\text{пр}} \cdot \omega^2 \cdot L^3}{\pi \cdot 3 \cdot E}$ $A_2 = \begin{pmatrix} 2.227 \times 10^{-7} \\ 1.993 \times 10^{-7} \\ 1.403 \times 10^{-7} \end{pmatrix}$

$$\text{Расчетные диаметры валов, м} \quad d_p := \sqrt{A1 + \sqrt{A1^2 + A2}} \quad d_p = \begin{pmatrix} 0.022 \\ 0.021 \\ 0.02 \end{pmatrix}$$

$$\text{Принятые диаметры валов, м} \quad d := \begin{pmatrix} 0.095 \\ 0.08 \\ 0.11 \end{pmatrix}$$

8. Проверка выполнения условия виброустойчивости валов:

$$\text{Линейные массы валов, кг} \quad m_{\text{в}} := \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \rho_{\text{в}} \quad m_{\text{в}} = \begin{pmatrix} 55.288 \\ 39.207 \\ 74.126 \end{pmatrix}$$

$$\text{Относительные суммарные массы мешалок} \quad m_{\text{пр}} := \frac{m_{\text{пр}}}{m_{\text{в}} \cdot L} \quad m_{\text{пр}} = \begin{pmatrix} 0.489 \\ 0.617 \\ 0.23 \end{pmatrix}$$

$$\text{Безразмерные критические угловые скорости валов} \quad \omega_{-1} := \frac{9.807}{\sqrt{1 + 2m_{\text{пр}}}} \quad \omega_{-1} = \begin{pmatrix} 6.974 \\ 6.562 \\ 8.118 \end{pmatrix}$$

$$\text{Первые критические угловые скорости валов, рад./с} \quad \omega_{1i} := \frac{\omega_{-1i} \cdot d_i}{4 \cdot L^2} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho_{\text{в}}}} \quad \omega_{1i} = \begin{pmatrix} 59.797 \\ 47.38 \\ 80.601 \end{pmatrix}$$

$$\text{Условие виброустойчивости:} \quad \frac{\omega}{\omega_{1i}} = \begin{pmatrix} 0.053 \\ 0.066 \\ 0.039 \end{pmatrix} < 0.7 - \text{выполняется}$$

9. Проверка выполнения условия жесткости валов:

$$\text{Эксцентриситет масс мешалок, м} \quad e_{\text{м}} := \frac{0.001}{\sqrt{\omega}} \quad e = 5.642 \times 10^{-4}$$

Относительная координата опасного по жесткости сечения

$$z_{-0} := \frac{z_0}{L} \quad z_{-0} = 0.134$$

Безразмерный динамический прогиб валов в опасном по жесткости сечении

$$Y_{-z_0} := \text{if} \left[z_{-0} \leq 0.5, 3 \cdot z_{-0} - 4 \cdot (z_{-0})^3, 3 \cdot (1 - z_{-0}) - 4 \cdot (1 - z_{-0})^3 \right] \quad Y_{-z_0} = 0.393$$

Приведенный эксцентриситет масс мешалок, м

$$e_{\text{пр}} := \frac{e}{Y_{-1}} \quad e_{\text{пр}} = 7.873 \times 10^{-4}$$

Приведенные массы валов, кг $m_{впр} := 0.5 \cdot m_{в} \cdot L$ $m_{впр} = \begin{pmatrix} 105.047 \\ 74.493 \\ 140.839 \end{pmatrix}$

Смещение осей валов от оси вращения за счет зазора в опорах в опасном по жесткости сечении, м

$$\Delta z_0 := \frac{(\Delta B - \Delta A) \cdot z_0}{L} + \Delta A \quad \Delta z_0 = 1.5 \times 10^{-5}$$

Смещение осей валов от оси вращения за счет начальной изогнутости в опасном по жесткости сечении, м

$$\varepsilon z_0 := \varepsilon_{в} \cdot Y_{z_0} \quad \varepsilon z_0 = 7.859 \times 10^{-5}$$

Смещение осей валов от оси вращения в точке приведения за счет зазоров в опорах, м

$$\Delta B := \frac{\Delta A + \Delta B}{2} \quad \Delta B = 1.5 \times 10^{-5}$$

Комплексы B1, м $B1 := \frac{e_{пр} \cdot m_{пр}}{m_{пр} + m_{впр}}$ $B1 = \begin{pmatrix} 3.892 \times 10^{-4} \\ 4.349 \times 10^{-4} \\ 2.478 \times 10^{-4} \end{pmatrix}$

Приведенные эксцентриситеты масс валов с мешалками, м

$$e_{пр} := B1 + \Delta B + \varepsilon_{в} \quad e_{пр} = \begin{pmatrix} 6.042 \times 10^{-4} \\ 6.499 \times 10^{-4} \\ 4.628 \times 10^{-4} \end{pmatrix}$$

Динамические прогибы осей валов в точке приведения, м $Y_{в} := \frac{e_{пр}}{\left(\frac{\omega 1}{\omega}\right)^2 - 1}$ $Y_{в} = \begin{pmatrix} 1.672 \times 10^{-6} \\ 2.87 \times 10^{-6} \\ 7.042 \times 10^{-7} \end{pmatrix}$

Смещения осей валов от оси вращения за счет динамического прогиба в опасном по жесткости сечении, м

$$Y_{z_0} := Y_{в} \cdot Y_{z_0} \quad Y_{z_0} = \begin{pmatrix} 6.572 \times 10^{-7} \\ 1.128 \times 10^{-6} \\ 2.767 \times 10^{-7} \end{pmatrix}$$

Динамические смещения валов в опасном по жесткости сечении, м

$$Az := Y_{z_0} + \Delta z_0 + \varepsilon z_0 \quad Az = \begin{pmatrix} 9.425 \times 10^{-5} \\ 9.472 \times 10^{-5} \\ 9.387 \times 10^{-5} \end{pmatrix}$$

Условия жесткости: $Az_{доп} > Az$ - выполняются

10. Проверка выполнения условия прочности валов:

Смещение осей валов от оси вращения за счет зазоров в опорах, м

$$\Delta l := \frac{(\Delta A + \Delta B) \cdot l}{L} - \Delta A \quad \Delta l = 7.105 \times 10^{-6}$$

Смещение осей валов от оси вращения за счет начальной изогнутости, м

$$\varepsilon l := \varepsilon_{в} \cdot Y_{l} \quad \varepsilon l = 1.433 \times 10^{-4}$$

Смещения осей валов от оси вращения за счет динамического прогиба, м $Y_l := Y_{в} \cdot Y_{l}$ $Y_l = \begin{pmatrix} 1.198 \times 10^{-6} \\ 2.056 \times 10^{-6} \\ 5.046 \times 10^{-7} \end{pmatrix}$

Динамические смещения центров масс мешалок, м $Al := Y_l + \Delta l + \varepsilon l + e_{пр}$ $Al = \begin{pmatrix} 9.39 \times 10^{-4} \\ 9.398 \times 10^{-4} \\ 9.383 \times 10^{-4} \end{pmatrix}$

Динамические смещения валов в точке приведения, м

$$A_B := Y_B + \Delta B + \varepsilon_B \quad A_B = \begin{pmatrix} 2.167 \times 10^{-4} \\ 2.179 \times 10^{-4} \\ 2.157 \times 10^{-4} \end{pmatrix}$$

Сосредоточенные центробежные силы, действующие на мешалки, Н

$$F_j := \beta \cdot m_j \cdot \omega^2 \cdot A_j \quad F = \begin{pmatrix} 2.78 \\ 2.491 \\ 1.75 \end{pmatrix}$$

Приведенная центробежная сила, действующая на валы в точке приведения, Н

$$F_{впр} := \beta \cdot m_{впр} \cdot \omega^2 \cdot A_B \quad F_{впр} = 1.027$$

Комплексы B1, Н*м

$$B1 := F \cdot (L - l) \quad B1 = \begin{pmatrix} 2.78 \\ 2.491 \\ 1.75 \end{pmatrix}$$

Реакции опоры А, Н

$$R_A := \frac{B1}{L} + \frac{F_{впр}}{2} \quad R_A = \begin{pmatrix} 1.245 \\ 1.169 \\ 0.974 \end{pmatrix}$$

Комплексы B3, Н*м

$$B3 := F \cdot l \quad B3 = \begin{pmatrix} 7.784 \\ 6.973 \\ 4.901 \end{pmatrix}$$

Реакции опоры Б, Н

$$R_B := \frac{B3}{L} + \frac{F_{впр}}{2} \quad R_B = \begin{pmatrix} 2.562 \\ 2.349 \\ 1.803 \end{pmatrix}$$

Изгибающие моменты в опасном по прочности сечении, Н*м

$$M_i := R_A \cdot z_1 - F_{впр} \cdot (z_1 - 0.5 \cdot L)$$

Дополнительный изгибающий момент для шнековой мешалки, Н*м

$$\phi_1 := 2 \cdot \pi \cdot \frac{h_{12}}{t_{л2}} \quad \phi_1 = 13.643$$

$$\phi_2 := 2 \cdot \pi \cdot \frac{h_{12} + H_M}{t_{л2}} \quad \phi_2 = 26.21$$

$$a := \sin(\phi_2) - \sin(\phi_1) - \phi_2 \cdot \cos(\phi_2) + \phi_1 \cdot \cos(\phi_1) \quad a = -5.955$$

$$b := \cos(\phi_2) - \cos(\phi_1) + \phi_2 \cdot \sin(\phi_2) - \phi_1 \cdot \sin(\phi_1) \quad b = 11.066$$

$$M_{\text{ИШ}} := \pi \cdot \lambda_{\text{Л2}} \cdot \mu \cdot n \cdot \frac{d_{\text{М2}} \cdot t_{\text{Л2}}}{16 \cdot \pi} \left[1 - \left(\frac{d_{\text{В2}}}{d_{\text{М2}}} \right)^2 \right] \sqrt{a^2 + b^2} \quad M_{\text{ИШ}} = 91.058$$

$$M_{\text{И2}} := \quad M_{\text{И2}} := M_{\text{И2}} + M_{\text{ИШ}} \quad M_{\text{И}} = \begin{pmatrix} 2.562 \\ 2.349 \\ 92.861 \end{pmatrix}$$

Крутящие моменты в опасном по прочности сечении, Н*М

$$M_{\text{К}} := \frac{N}{\omega}$$

$$M_{\text{К}} = \begin{pmatrix} 3.856 \times 10^3 \\ 9.222 \times 10^3 \\ 262.013 \end{pmatrix}$$

Моменты сопротивления в опасном по прочности сечении, м³

$$w := \frac{\pi}{32} \cdot d^3$$

$$w = \begin{pmatrix} 8.417 \times 10^{-5} \\ 5.027 \times 10^{-5} \\ 1.307 \times 10^{-4} \end{pmatrix}$$

Эквивалентные напряжения в опасном по прочности сечении, Па

$$\sigma_{\text{ЭКВ}_i} := \frac{\sqrt{(M_{\text{И}_i})^2 + (M_{\text{К}_i})^2}}{w_i}$$

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \begin{pmatrix} 4.581 \times 10^7 \\ 1.835 \times 10^8 \\ 2.127 \times 10^6 \end{pmatrix}$$

Осевая сила ленточной мешалки, Н

$$P_{\text{О}_1} := \frac{\rho \cdot n^2 \cdot d_{\text{М1}}^2}{2 \cdot \text{Рец}_1} \cdot l_{\text{Г1}} \cdot n_{\text{Л1}} \cdot \lambda_{\text{Л1}} \cdot H_{\text{М}}$$

$$P_{\text{О}_1} = 1.146 \times 10^3$$

Осевая сила шнековой мешалки, Н

$$P_{\text{О}_2} := \frac{3 \cdot t_{\text{Л2}} \cdot \left(1 - \frac{d_{\text{В2}}}{d_{\text{М2}}} \right)}{\pi^2 \cdot d_{\text{М2}}^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{\text{В2}}}{d_{\text{М2}}} \right)^3 \right]} \cdot \frac{N_2}{n}$$

$$P_{\text{О}_2} = 315.073$$

Площади сечения валов, м.кв $sv := \frac{\pi}{4} \cdot d^2$ $sv = \begin{pmatrix} 7.088 \times 10^{-3} \\ 5.027 \times 10^{-3} \\ 9.503 \times 10^{-3} \end{pmatrix}$

Напряжения растяжения валов за счет действия осевых сил, Па

$$\sigma_{oi} := \frac{P_{oi}}{sv_i} \quad \sigma_o = \begin{pmatrix} 0 \\ 2.28 \times 10^5 \\ 3.315 \times 10^4 \end{pmatrix} < \sigma_{доп}$$

Запасы прочности $nз := \frac{\sigma_1}{K\sigma Kd \cdot \sigma_{экв}}$ $nз = \begin{pmatrix} 15.006 \\ 3.747 \\ 323.172 \end{pmatrix} > n_{доп}$

Условия прочности выполняются

11. Исходные данные для расчета герметизирующей способности уплотнения:

Допустимая утечка рабочей среды, м.куб/м/с _____ $U_d := 5 \cdot 10^{-12}$

Время работы уплотнения в пределах требуемого класса негерметичности, с _____ $T_w := 2500-3600$

Сальниковая набивка _____ ФУМ

Коэффициент трения набивки о вал _____ $f := 0.075$

Внутренний диаметр колец набивки, м _____ $d_B := \begin{pmatrix} 0.0942 \\ 0.0794 \\ 0.109 \end{pmatrix}$

Высота колец набивки, м _____ $b_k := \begin{pmatrix} 0.008 \\ 0.0065 \\ 0.1 \end{pmatrix}$

Динамическая вязкость среды в зоне уплотнения, Па*с _____ $\mu_c := 0.000087$

Рабочее давление в аппарате, Па _____ $p_c := 350000$

12. Расчет герметизирующей способности уплотнения

Необходимое число колец набивки $nk := \begin{cases} 3 & \text{if } p_c < 0.2 \cdot 10^6 \\ \text{otherwise} & \\ 4 & \text{if } p_c < 10^6 \\ \text{otherwise} & \\ 5 & \text{if } p_c < 2 \cdot 10^6 \\ 6 & \text{otherwise} \end{cases} \quad nk = 4$

Удельное давление на поверхности скольжения, МПа

$p := p_c \cdot \exp(f \cdot nk) \quad p = 4.725 \times 10^5$

Радиаль $\delta := \text{затяг колец при сборке, м} \quad \delta_m := 0.5 \cdot (d - d_B) \quad \delta = \begin{pmatrix} 4 \times 10^{-4} \\ 3 \times 10^{-4} \\ 5 \times 10^{-4} \end{pmatrix}$

Ширина полоски скольжения набивки по валу, м $l_y := nk \cdot b_k \quad l_y = \begin{pmatrix} 0.032 \\ 0.026 \\ 0.4 \end{pmatrix}$

Коэффициент работоспособности уплотнения

$y_i := 1 - 4.8 \cdot 10^{-11} \cdot \frac{\pi \cdot d_i \cdot n \cdot (f \cdot p \cdot 10^{-5})^3 \cdot T}{\delta_i} \quad y = \begin{pmatrix} 0.993 \\ 0.992 \\ 0.993 \end{pmatrix}$

Утечка рабочей среды, м.куб/м/с

$U_i := 6.4 \cdot 10^{-17} \cdot \frac{\sqrt{d_i \cdot n}}{\mu_c \cdot l_y \cdot \left(\frac{p}{p_c}\right)^3 \cdot (1 - 2 \cdot y_i)} \quad U = \begin{pmatrix} 4.094 \times 10^{-12} \\ 4.627 \times 10^{-12} \\ 3.523 \times 10^{-13} \end{pmatrix}$

Условие пригодности уплотнения: $U \leq U_d$ - выполняется

13. Исходные данные для теплового расчета аппарата:

Толщина стенки аппарата, м _____ $\delta_{ст} := 0.022$

Теплопроводность материала стенки аппарата, Вт/м/К _____ $\lambda_{ст} := 17.5$

Теплообменное устройство _____	цилиндрическая рубашка
Высота рубашки, м _____	$H_T := 2.8$
Площадь поверхности теплообмена, м.кв _____	$F := 17.5$
Температура перемешиваемой среды, гр.С _____	$t := 85$
Теплопроводность среды при температуре t, Вт/м/К _____	$\lambda := 0.668$
Удельная теплоемкость среды при температуре t, Дж/кг/К _____	$\rho_{ж} := 1276$
Тепловой поток, необходимый для реакции, Вт _____	$\Phi := 78870$
Вид теплоносителя _____	водяной пар
Давление пара, Па _____	$p := 0.3 \cdot 98070$

Зависимости характеристик конденсата пара от температуры:

пл $\rho_T(t) := \rho$, кг/м.куб	$\rho_{ж}(t) := -3.1352 \cdot 10^{-3} \cdot t^2 + 988.38$
динамическая вязкость, Па*с	$\mu_T(t) := 10^{-4} \left(10^{-5} \cdot t^2 - 16.6 \cdot t^{-1} + 0.42 \right)^{-1}$
теплопроводность, Вт/м/К	$\lambda_T(t) := \sqrt{-3.56 \cdot 10^{-6} \cdot t^2 + 0.10937 \cdot \ln(t)}$
теплоёмкость, Дж/кг*К	$c_T(t) := \left(-3.4 \cdot 10^{-9} \cdot t^2 + 0.013 \cdot t^{-1} + 1.5 \cdot 10^{-6} \cdot t \right)^{-1}$
Давление пара абсолютное, МПа	$p_{абс}(t) := e^{4.7583 \cdot \ln(t) + \left(\frac{111.91}{t} \right) - 25.29}$
Удельная теплота парообразования, Дж/кг	$r(t) := 10^5 \cdot (5.695 - 0.009233 \cdot t)$
Плотность пара, кг/м.куб	$\rho_{п}(t) := 3.282 - 0.109 \cdot t + 0.001489 \cdot t^2$

14. Расчет теплоотдачи от перемешиваемой среды

14.1 Мешалка - рамная

Число Прандтля для среды $Pr := \mu \cdot \frac{c}{\lambda}$ $Pr = 1.141 \times 10^4$

Коэффициент теплоотдачи от перемешиваемой среды, Вт/м.кв./К

$$\alpha_0 := 0.267 \cdot c \cdot \left(\frac{\rho}{Pr} \right)^{0.75} \cdot \left(\frac{N_0 \cdot \mu}{V} \right)^{0.25} \quad \alpha_0 = 478.208$$

14.2 Мешалка - ленточная

Коэффициент сопротивления корпуса аппарата

$$\lambda_{к1} := \frac{12.6 \cdot (1 + h_{301})}{0.053 + h_{301}} \quad \lambda_{к1} = 16.26$$

Средняя окружная скорость движения среды, м/с

$$v_{o1} := \frac{\lambda_{л1} \cdot d_{M1}^2 \cdot H_M}{2 \cdot D \cdot H \cdot \lambda_{к1}} \cdot \left(1 - \frac{b_{л1}}{d_{M1}}\right) \cdot n \quad v_{o1} = 0.756$$

Средняя осевая скорость движения среды, м/с

$$w_{o1} := \frac{4 \cdot q_1}{\pi \cdot D^2 \cdot (1 + r_{цo1}^2)} \quad w_{o1} = 0.15$$

Длина участка стабилизированного движения среды у стенки аппарата, м

$$l_{o1} := \frac{\sqrt{v_{o1}^2 + w_{o1}^2}}{\left(n - \frac{v_{o1}}{\pi \cdot d_{M1}} - \frac{w_{o1}}{2 \cdot l_{r1}}\right) \cdot n_{л1}} \quad l_{o1} = 1.28$$

Относительный радиус максимума циркуляционной скорости среды

$$r_{M1} := 0.495 + 0.647 \cdot r_{цo1} \quad r_{M1} = 0.87$$

Параметр скорости сдвига на стенке корпуса аппарата

$$B_1 := \left[\frac{H_T \cdot \lambda_{л1} \cdot n \cdot (d_{M1} - b_{л1})^2}{2 \cdot D^2 \cdot H} \right]^2 + \left[\frac{8 \cdot (1 - r_{M1}) \cdot q_1}{\pi \cdot D^3 \cdot \Omega_{21}} \right]^2 \quad B_1 = 44.588$$

Коэффициент теплоотдачи от перемешиваемой среды, Вт/м.кв./К

$$\alpha_1 := 0.17 \cdot \sqrt[3]{\frac{\lambda_{л1} \cdot \sqrt{B_1}}{l_{o1}} \cdot \rho \cdot c \cdot \lambda^2} \quad \alpha_1 = 91.952$$

14.3 Мешалка - шнековая

Относительный радиус максимума циркуляционной скорости среды

$$r_{M2} := 0.495 + 0.647 \cdot r_{цo2} \quad r_{M2} = 0.873$$

Скорость сдвига на стенке корпуса аппарата, 1/с

$$\gamma_{c2} := \frac{8 \cdot q_2}{\pi \cdot D^3 \cdot \Omega_{22}} \cdot (1 - r_{M2}^2) \quad \gamma_{c2} = 0.178$$

Коэффициент теплоотдачи от перемешиваемой среды, Вт/м.кв./К

$$\alpha_2 := 0.82 \cdot \sqrt[3]{\frac{\gamma_{c2}}{H_T} \cdot \rho \cdot c \cdot \lambda^2} \quad \alpha_2 = 27.952$$

15. Расчет теплоотдачи от теплоносителя в рубашке

Температура кипения, гр.С $t_{п} := 100$ $f(t) := P_{пabс}(t) - p$

$t_{п} :=$ $t_{п} := \text{root}(f(t_{п}), t_{п})$ $t_{п} = 126.645$

Средняя разность температур среды и пара, гр.С $\Delta t := t_{п} - t$ $\Delta t = 41.645$

Коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара, Вт/м.кв./К

$$\alpha_T(t_{CT}) := 0.943 \cdot \left[\frac{\lambda_T(t_{п})^3 \cdot \rho_T(t_{п}) \cdot (\rho_T(t_{п}) - \rho_{п}(t_{п})) \cdot 9.807 \cdot r(t_{п})}{\mu_T(t_{п}) \cdot H_T \cdot (t_{п} - t_{CT})} \right]^{0.25}$$

Расчет температур стенки аппарата, гр.С $t_{CT_i} := t + 5$

$$\text{Given } \alpha_T(t_{CT_0}) \cdot (t_{п} - t_{CT_0}) = \alpha_0 \cdot (t_{CT_0} - t)$$

$$\alpha_T(t_{CT_1}) \cdot (t_{п} - t_{CT_1}) = \alpha_1 \cdot (t_{CT_1} - t)$$

$$\alpha_T(t_{CT_2}) \cdot (t_{TP} - t_{CT_2}) = \alpha_2 \cdot (t_{CT_2} - t)$$

$$t_{CT} := \text{Find}(t_{CT})$$

$$t_{CT} = \begin{pmatrix} 122.605 \\ 126.14 \\ 126.54 \end{pmatrix}$$

Проверка значения параметра P

$$P := \frac{r(t_{TP})}{c_T(t_{TP}) \cdot (t_{TP} - t_{CT})}$$

$$P = \begin{pmatrix} 26.672 \\ 213.201 \\ 1.03 \times 10^3 \end{pmatrix} > 5$$

Коэффициенты теплопередачи, Вт/м.кв*К

$$K_{\text{вн}} := \left(\frac{1}{\alpha} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_T(t_{CT})} \right)^{-1}$$

$$K = \begin{pmatrix} 279.883 \\ 81.526 \\ 26.937 \end{pmatrix}$$

Максимально возможный тепловой поток, Вт

$$\Phi_D := F \cdot K \cdot \Delta t \quad \Phi_D = \begin{pmatrix} 2.04 \times 10^5 \\ 5.941 \times 10^4 \\ 1.963 \times 10^4 \end{pmatrix} \begin{matrix} > \Phi = 7.887 \times 10^4 \\ < \Phi \\ < \Phi \end{matrix}$$

Необходимый тепловой поток способна обеспечить только рамная мешалка

Приложение В

СТАНДАРТНЫЕ ДИАМЕТРЫ И МАССЫ НАИБОЛЕЕ РАСПРОСТРАНЁННЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ МЕШАЛОК ПРОМЫШЛЕННЫХ АППАРАТОВ

В1. Диаметры и массы быстроходных мешалок

№ п/п	Диаметр мешалки, м	Масса стальной мешалки, кг			
		трёхлопастная	турбинная открытая	турбинная закрытая	фрезерная
1	0,16	0,35	0,65	1,4	0,38
2	0,18	0,5	1,1	2,4	0,54
3	0,2	0,6	1,4	3,0	0,74
4	0,22	0,7	1,6	3,6	0,98
5	0,25	0,8	2,7	5,1	1,44
6	0,28	1,1	3,1	6,2	2,02
7	0,32	1,5	3,6	7,8	3,01
8	0,36	1,8	6,2	14,0	4,3
9	0,4	2,3	7,2	17,0	5,9
10	0,45	3,0	9,0	22,0	8,4
11	0,5	4,1	13,8	28,0	11,5
12	0,56	5,8	21,0	45,0	16,1
13	0,63	8,2	25,0	56,0	23,0
14	0,71	11,7	32,0	74,0	32,9
15	0,8	16,8	38,0	90,0	47,0
16	0,9	23,9	56,0	140,0	67,0
17	1,0	32,8	74,0	180,0	92,0
18	1,12	46,0	88,0	220,0	129,1
19	1,25	69,0	135,0	340,0	179,5
20	1,32	75,4	146,0	380,0	211,4
21	1,4	90,0	160,0	420,0	252,0

В2. Диаметры и массы тихходных мешалок

№ п/п	Диаметр мешалки, м	Масса стальной мешалки, кг				
		лопастная	якорная	рамная*	ленточная**	шнековая***
1	0,4	1,4	2,2	3,3	–	2,3
2	0,45	1,9	3,0	3,7	2,5	–
3	0,5	2,5	3,7	4,5	–	–
4	0,56	3,4	4,3	6,7	4,0	6,3
5	0,63	4,0	5,6	7,5	5,0	–
6	0,71	5,4	6,3	8,9	–	12,8
7	0,75	–	7,5	11,0	7,5	–
8	0,8	6,3	9,6	13,0	–	18,5
9	0,9	9,2	12,3	19,0	–	–
10	0,95	–	14,5	22,0	10,0	–
11	1,0	11,0	17,6	26,0	–	35,5
12	1,12	17,0	25,0	36,0	–	50,0
13	1,25	20,0	29,5	54,0	–	69,5
14	1,32	–	34,3	57,0	27,0	–
15	1,4	29,0	41,0	59,0	–	–
16	1,5	–	57,0	73,0	39,5	–
17	1,6	36,0	67,0	75,0	–	–
18	1,7	–	80,0	104,0	57,5	–
19	1,8	52,0	98,5	139,0	–	–
20	1,9	–	119,5	163,0	–	–
21	2,0	62,0	126,5	176,0	–	–
22	2,12	–	141,2	200,0	112,0	–
23	2,24	76,0	163,5	230,0	132,0	–
24	2,36	–	193,0	254,0	–	–
25	2,5	–	225,5	341,0	–	–
26	2,65	–	268,0	390,0	217,0	–
27	2,8	–	308,0	410,0	256,0	–
28	3,0	–	380,0	460,0	315,0	–

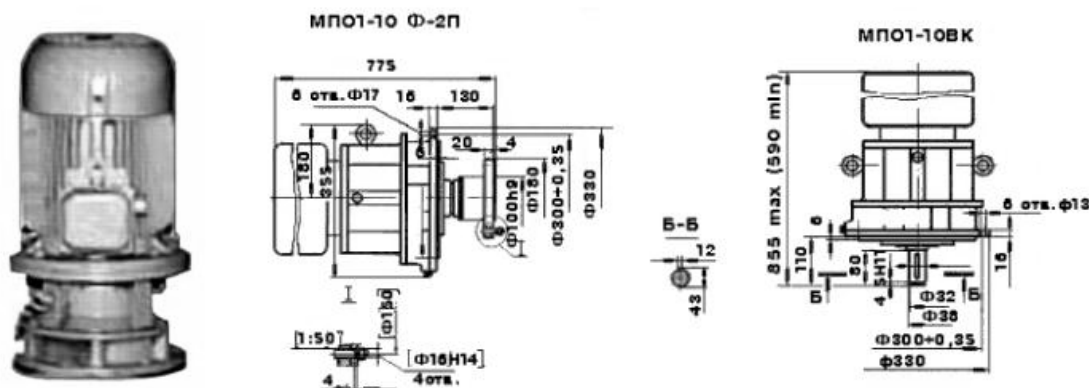
* рамная мешалка с двумя горизонтальными траверсами

** ленточная мешалка с двумя лопастями, тремя траверсами и высотой, равной полутора диаметрам

*** шнековая мешалка с высотой, равной полутора диаметрам, и шагом винтовой линии, равным половине диаметра

**ХАРАКТЕРИСТИКИ НЕКОТОРЫХ МОТОР-РЕДУКТОРОВ,
СЕРИЙНО ВЫПУСКАЕМЫХ
ЗАО «ЗАВОД ТАМБОВПОЛИМЕРМАШ»**

Мотор-редуктор МПО-1М



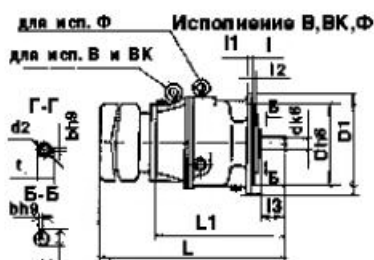
Мотор-редуктор представляет собой блок асинхронного обдуваемого электродвигателя и планетарного редуктора. Применяется в качестве привода для оборудования в химической, медицинской, микробиологической, пищевой и других отраслях промышленности.

Г1. Технические характеристики мотор-редукторов МПО-1М

Типоразмер	Частота вращения выходного вала, 1/мин	Передаточное число	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Типоразмер электродвигателя	Мощность электродвигателя, кВт
МПО-1М-10-5,74-7,5/250	250	5,74	280	АИР132S4	7,5
МПО-1М-10-5,74-7,5/250	250	5,74	280	АИМ132S4	7,5
МПО-1М-10-5,74-5,5/250	250	5,74	206	АИР112M4	5,5
МПО-1М-10-5,74-5,5/250	250	5,74	206	АИМ112M4	5,5
МПО-1М-10-5,74-3,0/250	250	5,74	112	АИР100S4	3,0
МПО-1М-10-5,74-3,0/250	250	5,74	112	АИМ100S4	3,0
МПО-1М-10-5,74-5,5/170	170	5,74	302	АИР132S6	5,5
МПО-1М-10-5,74-5,5/170	170	5,74	302	АИМ132S6	5,5
МПО-1М-10-5,74-7,5/170	170	5,74	413	АИМ132S6	7,5
МПО-1М-10-5,74-3,0/170	170	5,74	165	АИР112M6	3,0
МПО-1М-10-5,74-3,0/170	170	5,74	165	АИМ112M4	3,0
МПО-1М-10-7,34-11/195	195	7,34	528	АИМ112M4	11,0
МПО-1М-10-7,34-11/195	195	7,34	528	АИМ112M4	11,0
МПО-1М-10-7,34-5,0/195	195	7,34	264	АИР100S4	5,0
МПО-1М-10-7,34-5,0/195	195	7,34	265	АИР100S4	5,0
МПО-1М-10-7,34-3,0/195	195	7,34	144	АИР100S4	3,0
МПО-1М-10-7,34-3,0/195	195	7,34	144	АИМ100S4	3,0
МПО-1М-10-7,34-3,0/130	130	7,34	216	АИР112M6	3,0
МПО-1М-10-7,34-3,0/130	130	7,34	216	АИМ112M6	3,0
МПО-1М-10-7,34-7,5/130	130	7,34	540	АИМ112M6	7,5
МПО-1М-10-7,34-7,5/130	130	7,34	540	АИМ112M6	7,5

Отпускная цена (2002 г.): 13 440 р.

Мотор-редуктор МПО-2



Мотор-редуктор представляет собой блок асинхронного обдуваемого электродвигателя и планетарного редуктора. Применяется в качестве привода для оборудования в химической, медицинской, микробиологической, пищевой и других отраслях промышленности.

Г2. Технические характеристики мотор-редукторов МПО-2

Типоразмер	Частота вращения выходного вала, 1/мин	Передаточное число	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Типоразмер электродвигателя	Мощность электродвигателя, кВт
МПО-2М-10-23,1-3,0 / 63	63	23,1	427	АИР100S4	3,0
МПО-2М-10-23,1-3,0 / 63	63	23,1	427	АИМ100S4	3,0
МПО-2М-10-28,2-3,0 / 50	50	28,2	533	АИР100S4	3,0
МПО-2М-10-28,2-3,0 / 50	50	28,2	533	АИМ100S4	3,0
МПО-2М-10-28,2-1,5 / 50	50	28,2	266	АИР80B4	1,5

Продолжение табл. Г2

Типоразмер	Частота вращения выходного вала, 1/мин	Передаточное число	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Типоразмер электродвигателя	Мощность электродвигателя, кВт
МПО-2М-10-28,2-1,5 / 50	50	28,2	266	АИМ80B4	1,5
МПО-2М-10-28,2-0,75 / 50	50	28,2	133	АИР71B4	0,75
МПО-2М-10-28,2-0,75 / 50	50	28,2	133	АИМ71B4	0,75
МПО-2М-10-45,5-1,5 / 31,5	31,5	45,5	418	АИР80B4	1,5
МПО-2М-10-45,5-1,5 / 31,5	31,5	45,5	418	АИМ80B4	1,5
МПО-2М-10-45,5-0,75 / 31,5	31,5	45,5	209	АИР71B4	0,75
МПО-2М-10-45,5-0,75 / 31,5	31,5	45,5	209	АИМ71B4	0,75
МПО-2М-10-66,5-1,5 / 20	20	66,5	600	АИР80B4	1,5
МПО-2М-10-66,5-1,5 / 20	20	66,5	600	АИМ80B4	1,5
МПО-2М-10-66,5-0,75 / 20	20	66,5	319	АИР71B4	0,75
МПО-2М-10-66,5-0,75 / 20	20	66,5	319	АИМ71B4	0,75
МПО-2М-10-81,6-0,75 / 16	16	81,6	416	АИР71B4	0,75
МПО-2М-10-81,6-0,75 / 16	16	81,6	416	АИМ71B4	0,75
МПО-2М-10-208-0,37 / 6,3	6,3	208	454	АИР63B4	0,37
МПО-2М-10-208-0,37 / 6,3	6,3	208	454	АИМ63B4	0,37
МПО-2М-10-2190-0,37 / 0,63	0,63	2190	600	АИР63B4	0,37
МПО-2М-10-2190-0,37 / 0,63	0,63	2190	600	АИМ63B4	0,37
МПО-2М-15-24,6-11 / 59	59	24,6	1620	АИР132M4	11

Продолжение табл. Г2

Типоразмер	Частота вращения выходного вала, 1/мин	Передаточное число	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Типоразмер электродвигателя	Мощность электродвигателя, кВт
МПО-2М-15-24,6-11 / 59	59	24,6	1620	АИМ132M4	11
МПО-2М-15-24,6-7,5 / 59	59	24,6	1105	АИР132S4	7,5
МПО-2М-15-24,6-7,5 / 59	59	24,6	1105	АИМ132S4	7,5
МПО-2М-15-32,1-11 / 45	45	32,1	2078	АИР132M4	11
МПО-2М-15-32,1-11 / 45	45	32,1	2078	АИМ132M4	11
МПО-2М-15-32,1-7,5 / 45	45	32,1	1417	АИР132S4	7,5

МПО-2М-15-32,1-7,5 / 45	45	32,1	1417	АИМ132S4	7,5
МПО-2М-15-32,1-5,5 / 45	45	32,1	1039	АИР112М4	5,5
МПО-2М-15-32,1-5,5 / 45	45	32,1	1039	АИМ112М4	5,5
МПО-2М-15-46,9-5,5 / 31	31	46,9	1508	АИР112М4	5,5
МПО-2М-15-46,9-5,5 / 31	31	46,9	1508	АИМ112М4	5,5
МПО-2М-15-81,5-3,0 / 18	18	81,5	1337	АИР100S4	3,0
МПО-2М-15-81,5-3,0 / 18	18	81,5	1337	АИМ100S4	3,0
МПО-2М-15-101,7-1,5 / 14	14	101,7	860	АИР80В4	1,5
МПО-2М-15-101,7-1,5 / 14	14	101,7	860	АИМ80В4	1,5
МПО-2М-15-204-0,75 / 6,7	6,7	204	823	АИР71В4	0,75
МПО-2М-15-204-0,75 / 6,7	6,7	204	823	АИМ71В4	0,75
МПО-2М-15-204-0,75 / 4,6	4,6	204	1199	АИР80А6	0,75

Продолжение табл. Г2

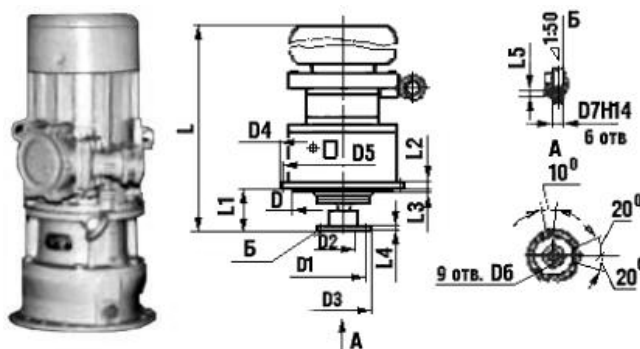
Типоразмер	Частота вращения выходного вала, 1/мин	Передаточное число	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Типоразмер электродвигателя	Мощность электродвигателя, кВт
МПО-2М-15-204-0,75 / 4,6	4,6	204	1199	АИМ80А6	0,75
МПО-2М-15-2469-0,55 / 0,56	0,56	2469	2064	АИР71А4	0,55
МПО-2М-15-2469-0,55 / 0,56	0,56	2469	2064	АИМ71А4	0,55
МПО-2-18-22,8-15 / 64	64	22,8	2082	АИР160S4	15
МПО-2-18-22,8-15 / 64	64	22,8	2080	АИМ160S4	15
МПО-2-18-29,6-15 / 49	49	29,6	2660	АИР160S4	15
МПО-2-18-29,6-15 / 49	49	29,6	2660	АИМ160S4	15
МПО-2-18-29,6-11 / 49	49	29,6	1951	АИР132М4	11
МПО-2-18-45,5-11 / 32	32	45,5	2987	АИР132М4	11
МПО-2-18-45,5-7,5 / 32	32	45,5	2037	АИР132М4	7,5
МПО-2-18-66,5-7,5 / 22	22	66,5	2865	АИР132S4	7,5
МПО-2-18-66,5-5,5 / 22	22	66,5	2101	АИР112М4	5,5
МПО-2-18-81,6-5,5 / 18	18	81,6	2655	АИР112М4	5,5
МПО-2-18-81,6-7,5 / 18	18	81,6	3350	АИР132S4	7,5
МПО-2-18-208-1,5 / 6,7	6,7	208	1689	АИР80В4	1,5
МПО-2-18-208-1,5 / 6,7	6,7	208	1689	АИМ80В4	1,5

Отпускная цена (2002 г.): МПО-2М-10 – 20 430 р.

МПО-2М-15 – 31 560 р.

МПО-2-18 – 47 790 р.

Мотор-редуктор МР-1



Мотор-редуктор представляет собой блок асинхронного обдуваемого электродвигателя и планетарного редуктора. Применяется в качестве привода для оборудования в химической, медицинской, микробиологической, пищевой и других отраслях промышленности. Мотор-редукторы МР-1 комплектуются электродвигателями повышенной мощности.

Г3. Технические характеристики мотор-редукторов МР-1

Типоразмер	Частота вращения выходного вала, 1/мин	Передаточное число	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Типоразмер электродвигателя	Мощность электродвигателя, кВт
МР-1-315У-14-315	315	4,6	1360	АИР200L4	45
МР-1-315У-25-315	315	4,6	910	АИМ180М4	30

MP-1-315Y-14-250	250	5,7	1720	АИР200L4	45
MP-1-315Y-25-250	250	5,7	1145	АИМ180M4	30
MP-1-315Y-14-160	160	5,7	1790	АИР200L6	18,5

Продолжение табл. ГЗ

Типоразмер	Частота вращения выходного вала, 1/мин	Передаточное число	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Типоразмер электродвигателя	Мощность электродвигателя, кВт
MP-1-315Y-25-100	100	5,7	1100	АИМ180M6	30
MP-1-315Y-14-200	200	7,4	2200	АИР200L4	37
MP-1-315Y-14-200	200	7,4	1765	АИР200M4	37
MP-1-315Y-25-200	200	7,4	1430	АИМ180M4	30
MP-1-315Y-14-125	125	7,4	1680	АИР200M6	22
MP-1-315Y-25-125	125	7,4	1410	АИМ180M6	18,5
MP-1-315Y-14-100	100	7,4	1765	АИР200M8	18,5
MP-1-315Y-25-100	100	7,4	1430	АИМ180M8	15
MP-1-315Y-15-315	315	4,6	910	АИР180M4	30
MP-1-315Y-16-315	315	4,6	560	АИР160M4	18,5
MP-1-315Y-26-315	315	4,6	560	АИМ160M4	18,5
MP-1-315Y-15-250	250	5,7	1145	АИР180M4	30
MP-1-315Y-16-250	250	5,7	705	АИР160M4	18,5
MP-1-315Y-26-250	250	5,7	705	АИМ160M4	18,5
MP-1-315Y-15-160	160	5,7	1100	АИР180M6	18,5
MP-1-315Y-25-160	160	5,7	1100	АИМ180M6	18,5
MP-1-315-16-160	160	5,7	895	АИР160M6	15
MP-1-315-26-160	160	5,7	895	АИМ160M6	15
MP-1-315-16-200	200	7,4	880	АИР160M4	18,5
MP-1-315-26-200	200	7,4	880	АИМ180M4	30
MP-1-315-16-125	125	7,4	1145	АИР160M6	15

Продолжение табл. ГЗ

Типоразмер	Частота вращения выходного вала, 1/мин	Передаточное число	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Типоразмер электродвигателя	Мощность электродвигателя, кВт
MP-1-315-26-125	125	7,4	1145	АИМ160M6	15
MP-1-315-16-100	100	7,4	1050	АИР160M8	11
MP-1-315-26-100	100	7,4	1050	АИМ160M8	11
MP-1-500-11-315	315	4,6	4000	АИР280M4	132
MP-1-500-12-315	315	4,6	2730	АИР250M4	90
MP-1-500-21-315	315	4,6	3330	АИМ200S4	170
MP-1-500-22-315	315	4,6	2730	АИМ250M4	90
MP-1-500-11-250	250	5,7	4200	АИР280S4	110
MP-1-500-12-250	250	5,7	3430	АИР250M4	90
MP-1-500-13-250	250	5,7	2100	АИР225M4	55
MP-1-500-23-250	250	5,7	2100	ВАО-82-4	55
MP-1-500-21-250	250	5,7	4200	АИМ280S4	110
MP-1-500-22-250	250	5,7	3430	АИМ250M4	90
MP-1-500-12-200	200	7,4	4300	АИР250M4	90
MP-1-500-13-200	200	7,4	2620	АИР225M4	55
MP-1-500-23-200	200	7,4	2620	ВАО-82-4	55
MP-1-500-22-200	200	7,4	4300	АИМ250M4	90
MP-1-500-11-100	100	7,4	7150	АИР280M8	75
MP-1-500-12-160	160	9,4	4470	АИР250S4	75
MP-1-500-13-160	160	9,4	3280	АИР225M4	55
MP-1-500-22-160	160	9,4	4470	АИМ250S4	75

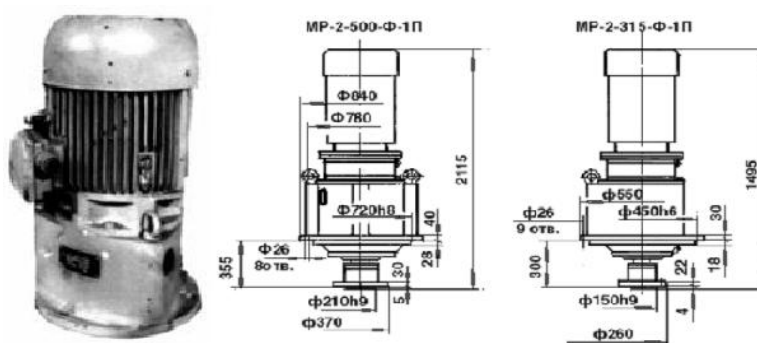
Продолжение табл. ГЗ

Типоразмер	Частота вращения выходного вала, 1/мин	Передаточное число	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Типоразмер электродвигателя	Мощность электродвигателя, кВт
MP-1-500-23-160	160	9,4	1790	ВАО-82-4	55
MP-1-500-25-160	160	9,4	1790	АИМ180M4	30
MP-1-500-12-100	100	9,4	5250	АИР250M6	55

MP-1-500-13-100	100	9,4	3530	АИР225М6	37
MP-1-500-23-100	100	9,4	3820	ВАО-82-6	40
MP-1-500-22-100	100	9,4	5250	АИМ250М6	55
MP-1-500-12-125	125	11,2	5720	АИР250S4	75
MP-1-500-13-125	125	11,2	4200	АИР225М4	55
MP-1-500-23-125	125	11,2	4200	ВАО-82-4	55
MP-1-500-22-125	125	11,2	5720	АИМ250М6	75
MP-1-500-11-80	80	11,2	7150	АИМ280S6	75
MP-1-500-12-80	80	11,2	5370	АИР250S6	45
MP-1-500-13-80	80	11,2	4410	АИР225М6	37
MP-1-500-23-80	80	11,2	4770	ВАО-82-6	40
MP-1-500-21-80	80	11,2	7150	АИМ280S6	75
MP-1-500-22-80	80	11,2	5370	АИМ250S6	45
MP-1-500-12-64	64	11,2	5520	АИР250S8	37
MP-1-500-13-64	64	11,2	4470	АИР225М8	30
MP-1-500-22-64	64	11,2	5520	АИМ250S8	37

Отпускная цена (2002 г.): MP-1-315 – 29 430 р.
MP-1-500 – 63 990 р.

Мотор-редуктор MP-2



Мотор-редуктор представляет собой блок асинхронного обдуваемого электродвигателя и планетарного редуктора. Применяется в качестве привода для оборудования в химической, медицинской, микробиологической, пищевой и других отраслях промышленности. Мотор-редукторы MP-2 комплектуются электродвигателями повышенной мощности.

Г4. Технические характеристики мотор-редукторов MP-2

Типоразмер	Частота вращения выходного вала, 1/мин	Передаточное число	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Типоразмер электродвигателя	Мощность электродвигателя, кВт
MP-2-315У-14-80	80	18,6	5260	АИР200L4	45
MP-2-315У-25-80	80	18,6	3505	АИМ180М4	30
MP-2-315У-14-64	64	22,8	6575	АИМ200L4	45
MP-2-315У-25-64	64	22,8	4380	АИМ200L4	30
MP-2-315У-14-40	40	22,8	7010	АИР200L6	30

Продолжение табл. Г4

Типоразмер	Частота вращения выходного вала, 1/мин	Передаточное число	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Типоразмер электродвигателя	Мощность электродвигателя, кВт
MP-2-315У-25-40	40	22,8	4325	АИМ180М6	18,5
MP-2-315У-14-50	50	29,6	6920	АИР200М4	37
MP-2-315У-25-50	50	29,6	4110	АИМ180М4	30
MP-2-315У-14-32	32	29,6	6430	АИР200М6	22
MP-2-315У-25-32	32	29,6	5405	АИМ180М6	18,5
MP-2-315У-14-25	25	29,6	6920	АИР200М8	18,5
MP-2-315У-25-25	25	29,6	5910	АИМ180М8	15
MP-2-315-15-80	80	18,6	3500	АИР180М4	30
MP-2-315-16-80	80	18,6	2160	АИР160М4	18,5
MP-2-315-26-80	80	18,6	2160	АИМ160М4	18,5
MP-2-315-15-64	64	22,8	4380	АИР180М4	30
MP-2-315-16-64	64	22,8	2700	АИР160М4	18,5
MP-2-315-26-64	64	22,8	2700	АИМ160М4	18,5
MP-2-315-15-40	40	22,8	4325	АИР180М6	18,5

MP-2-315-16-40	40	22,8	3510	АИР160М6	15
MP-2-315-26-40	40	22,8	3510	АИМ160М6	15
MP-2-315-16-50	50	29,6	3460	АИР160М4	18,5
MP-2-315-26-50	50	29,6	3460	АИМ160М4	18,5
MP-2-315-16-32	32	29,6	4380	АИР160М6	15
MP-2-315-26-32	32	29,6	4380	АИМ160М6	15
MP-2-315-27-32	32	29,6	2190	АИМ132М6	7,5
MP-2-315-16-25	25	29,6	4110	АИР160М8	11

Продолжение табл. Г4

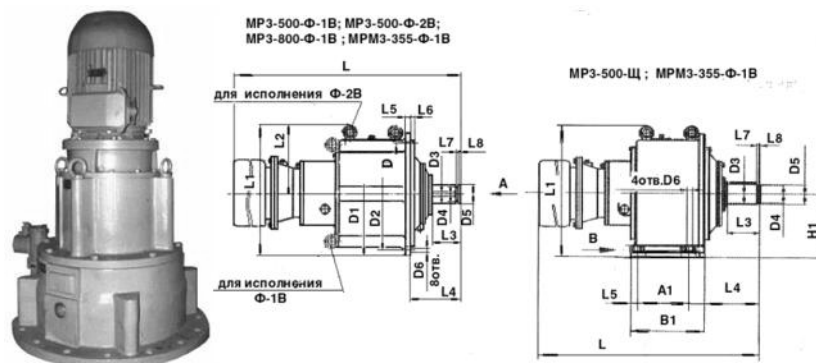
Типоразмер	Частота вращения выходного вала, 1/мин	Передаточное число	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Типоразмер электродвигателя	Мощность электродвигателя, кВт
MP-2-315-26-25	25	29,6	4110	АИМ160М8	11
MP-2-315-17-32	32	29,6	2190	АИР132М6	7,5
MP-2-315-17-25	25	29,6	2060	АИР132М8	5,5
MP-2-315-27-25	25	29,6	2060	АИМ132М8	5,5
MP-2-500-11-80	80	18,6	15340	АИР280М4	132
MP-2-500-12-80	80	18,6	10520	АИР250М4	90
MP-2-500-21-80	80	18,6	12850	АИМ280С4	110
MP-2-500-22-80	80	18,6	10520	АИМ250М4	90
MP-2-500-11-64	64	22,8	16070	АИМ280С4	110
MP-2-500-12-64	64	22,8	13150	АИР250М4	90
MP-2-500-13-64	64	22,8	8040	АИР225М4	55
MP-2-500-21-64	64	22,8	16070	АИМ280С4	110
MP-2-500-22-64	64	22,8	13150	АИМ250М4	90
MP-2-500-23-64	64	22,8	8040	ВАО-82-4	55
MP-2-500-12-50	50	29,6	16830	АИР250М4	90
MP-2-500-13-50	50	29,6	10300	АИР225М4	55
MP-2-500-22-50	50	29,6	16830	АИМ250М4	90
MP-2-500-23-50	50	29,6	10300	ВАО-82-4	55
MP-2-500-15-50	50	29,6	5610	АИР180М4	30
MP-2-500-25-50	50	29,6	5610	АИМ180М4	30
MP-2-500-15-40	40	29,6	7010	АИР180М4	30
MP-2-500-25-40	40	29,6	7010	АИМ180М4	30

Продолжение табл. Г4

Типоразмер	Частота вращения выходного вала, 1/мин	Передаточное число	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Типоразмер электродвигателя	Мощность электродвигателя, кВт
MP-2-500-12-40	40	37,8	18000	АИР250С4	75
MP-2-500-13-40	40	37,8	12850	АИР225М4	55
MP-2-500-22-40	40	37,8	18000	АИМ250С4	75
MP-2-500-13-32	32	44,8	16070	АИР225М4	55
MP-2-500-23-32	32	44,8	16070	АИР180М4	30
MP-2-500-15-32	32	44,8	87600	АИМ180М4	30
MP-2-500-25-32	32	44,8	87600	АИМ180М4	30
MP-2-500-13-25	25	37,8	13840	АИР225М6	37
MP-2-500-23-25	25	37,8	14960	ВАО-82-6	40
MP-2-500-13-20	20	44,8	17300	АИР225М6	37
MP-2-500-15-20	20	44,8	8650	АИР180М6	18,5
MP-2-500-23-20	20	44,8	18700	ВАО-82-6	40
MP-2-500-25-20	20	44,8	8650	АИМ180М6	18,5
MP-2-500-13-16	16	44,8	17590	АИР225М8	30
MP-2-500-23-16	16	44,8	17590	ВАО-82-6	30
MP-2-500-15-16	16	44,8	8760	АИР180М8	15
MP-2-500-25-16	16	44,8	8760	АИМ180М8	15

Отпускная цена (2002 г.): MP-2-315 – 57 360 р.
MP-2-500 – 117 690 р.

Мотор-редуктор МР-3



Мотор-редуктор представляет собой блок асинхронного обдуваемого электродвигателя и планетарного редуктора. Применяется в качестве привода для оборудования в химической, медицинской, микробиологической, пищевой и других отраслях промышленности. Мотор-редукторы МР-3 комплектуются электродвигателями повышенной мощности.

Г5. Технические характеристики мотор-редукторов МР-3

Типоразмер	Частота вращения выходного вала, 1/мин	Передаточное число	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Типоразмер электродвигателя	Мощность электродвигателя, кВт
МР-3-500-15-20	20	74,4	13590	АИР180М4	30
МР-3-500-16-20	20	74,4	8380	АИР160М4	18,5
МР-3-500-14-20	20	74,4	20380	АИР200Л4	45
МР-3-500-25-20	20	74,4	13590	АИМ180М4	30

Продолжение табл. Г5

Типоразмер	Частота вращения выходного вала, 1/мин	Передаточное число	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Типоразмер электродвигателя	Мощность электродвигателя, кВт
МР-3-500-26-20	20	74,4	8380	АИМ160М4	18,5
МР-3-500-14-16	16	91,2	25470	АИР200Л4	45
МР-3-500-15-16	16	91,2	16980	АИР180М4	30
МР-3-500-16-16	16	91,2	10470	АИР160М4	18,5
МР-3-500-25-16	16	91,2	16980	АИМ180М4	30
МР-3-500-26-16	16	91,2	10470	АИМ160М4	18,5
МР-3-500-14-10	10	91,2	27170	АИР200Л6	30
МР-3-500-15-10	10	91,2	16750	АИР180М6	18,5
МР-3-500-16-10	10	91,2	13590	АИР160М6	15
МР-3-500-25-10	10	91,2	16750	АИМ180М6	18,5
МР-3-500-26-10	10	91,2	13590	АИМ160М6	15
МР-3-500-14-12,5	12,5	118,4	26810	АИР200М4	37
МР-3-500-16-12,5	12,5	118,4	13400	АИР160М4	18,5
МР-3-500-25-12,5	12,5	118,4	21740	АИМ180М4	30
МР-3-500-26-12,5	12,5	118,4	13400	АИМ160М4	18,5
МР-3-500-14-8	8	118,4	25000	АИР200М6	22
МР-3-500-16-8	8	118,4	16980	АИР160М6	15
МР-3-500-25-8	8	118,4	20980	АИМ180М6	18,5

Продолжение табл. Г5

Типоразмер	Частота вращения выходного вала, 1/мин	Передаточное число	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Типоразмер электродвигателя	Мощность электродвигателя, кВт
МР-3-500-26-8	8	118,4	16980	АИМ160М6	15
МР-3-500-14-6,3	6,3	118,4	26600	АИР200М8	18,5
МР-3-500-16-6,3	6,3	118,4	15810	АИР160М8	11
МР-3-500-25-6,3	6,3	118,4	21560	АИМ180М8	15
МР-3-500-26-6,3	6,3	118,4	15810	АИМ160М8	11

MP-3-800-11-25	25	118,4	41830	АИР280М4	132
MP-3-800-21-25	25	118,4	39850	АИМ280S4	110
MP-3-800-11-20	20	74,4	59780	АИР280М4	132
MP-3-800-12-20	20	74,4	40760	АИР250М4	90
MP-3-800-21-20	20	74,4	49820	АИМ280S4	110
MP-3-800-22-20	20	74,4	40760	АИМ250М4	90
MP-3-800-11-16	16	91,2	62270	АИР280S4	110
MP-3-800-12-16	16	91,2	50950	АИР280М4	90
MP-3-800-13-16	16	91,2	31140	АИР225М4	55
MP-3-800-21-16	16	91,2	62270	АИМ280S4	110
MP-3-800-22-16	16	91,2	50950	АИМ250М4	90
MP-3-800-23-16	16	91,2	31140	ВАО-82-4	55
MP-3-800-12-12,5	12,5	118,4	65220	АИР250М4	90

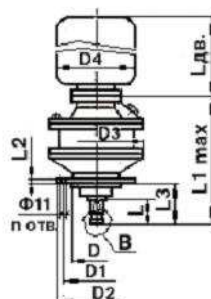
Продолжение табл. Г5

Типоразмер	Частота вращения выходного вала, 1/мин	Передачное число	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Типоразмер электродвигателя	Мощность электродвигателя, кВт
MP-3-800-13-12,5	12,5	118,4	39850	АИР225М4	55
MP-3-800-22-12,5	12,5	118,4	65220	АИМ250М4	90
MP-3-800-23-12,5	12,5	118,4	65220	ВАО-82-4	55
MP-3-800-12-10	10	151,2	72000	АИР250S4	75
MP-3-800-13-10	10	151,2	49820	АИР22М4	55
MP-3-800-22-10	10	151,2	72000	АИМ250S4	75
MP-3-800-23-10	10	151,2	49820	ВАО-82-4	55
MP-3-800-13-6,3	6,3	151,2	53200	АИР225М6	37
MP-3-800-23-6,3	6,3	151,2	57510	ВАО-82-4	40
MP-3-800-13-8	8	179,2	62270	АИР225М4	55
MP-3-800-23-8	8	179,2	62270	ВАО-82-4	55
MP-3-800-13-5	5	179,2	67030	АИР225М6	37
MP-3-800-23-5	5	179,2	72000	ВАО82-4	40
MP-3-800-13-4	4	179,2	67940	АИР225М8	30
MP-3-800-23-4	4	179,2	67940	ВАО-82-4	30
МРМ-3-355	12	120	8300	АИ132М4	11

Отпускная цена (2002 г.): МР-3-500 – 125 190 р.

МР-3-800 – 304 890 р.

Мотор-редуктор МРВ



Мотор-редуктор представляет собой блок асинхронного обдуваемого электродвигателя и планетарного редуктора. Предназначен для комплектации малогабаритного оборудования. Изготавливается только вертикальным, выходным валом вниз, с кольцевой канавкой на выходном валу.

Г6. Технические характеристики мотор-редукторов МРВ

Типоразмер	Частота вращения выходного вала, 1/мин	Передаточное число	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Типоразмер электродвигателя	Мощность электродвигателя, кВт
МРВ02-0,75/355	355	4	19,2	АИР71В4	0,75
МРВ02-0,75/355	355	4	19,2	АИМ71В4	0,75
МРВ02-0,75/280	280	5,14	24,2	АИР71В4	0,75

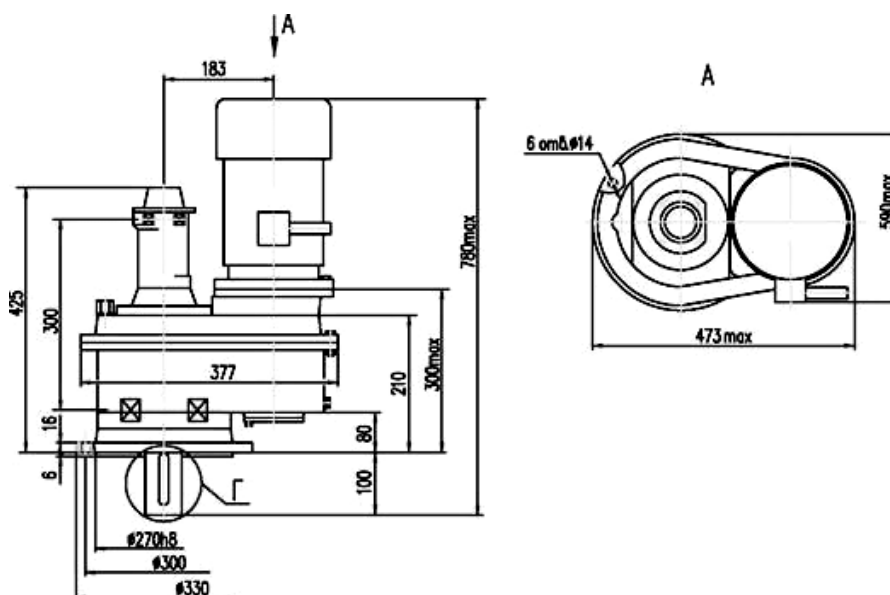
Продолжение табл. Г6

Типоразмер	Частота вращения выходного вала, 1/мин	Передаточное число	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Типоразмер электродвигателя	Мощность электродвигателя, кВт
МРВ02-0,75/280	280	5,14	24,2	АИМ71В4	0,75
МРВ02-0,75/180	180	7,7	37,8	АИР71В4	0,75
МРВ02-0,75/180	180	7,7	37,8	АИМ71В4	0,75
МРВ02-0,25/85	85	16	26,7	АИМ63А4	0,25
МРВ02-0,25/85	85	16	26,7	АИР63А4	0,25
МРВ04-0,75/85	85	16	80,1	АИР71В4	0,75
МРВ04-0,75/85	85	16	80,1	АИМ71В4	0,75
МРВ04-0,75/56	56	25,2	121,5	АИР71В4	0,75
МРВ04-0,75/56	56	25,2	121,5	АИМ71В4	0,75
МРВ04-0,25/37,5	37,5	39,6	60,5	АИР63В4	0,25
МРВ04-0,25/37,5	37,5	39,6	60,5	АИМ63А4	0,25
МРВ04-0,25/25	25	59,44	90,7	АИР63А4	0,25
МРВ04-0,25/25	25	59,44	90,7	АИМ63А4	0,25
МРВ02-0,12/25	25	59,44	43,5	АИР56А4	0,12

Отпускная цена (2002 г.): МРВ-02 – 7290 р.

МРВ-04 – 8370 р.

Привод электрический многооборотный (ПЭМ)



Привод представляет собой блок асинхронного обдуваемого электродвигателя и клиноременной передачи. Применяется в качестве привода для оборудования в химической, медицинской, микробиологической, пищевой и других отраслях промышленности.

Г7. Технические характеристики ПЭМ

Типоразмер	Частота вращения выходного вала, 1/мин	Передаточное число	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Типоразмер электродвигателя	Мощность электродвигателя, кВт
ПЭМ-40-0,75/32	32	28	220	АИР80А6	0,75
ПЭМ-40-0,75/32	32	28	220	АИМ80А6	0,75
ПЭМ-40-0,75/32	32	28	145	АИР71В4	0,75
ПЭМ-40-0,75/32	32	28	145	АИМ71В4	0,75
ПЭМ-40-1,5/50	50	28	290	АИР80В4	1,5
ПЭМ-40-1,5/50	50	28	290	АИМ80В4	1,5
ПЭМ-40-1,5/80	80	17	180	АИР80В4	1,5
ПЭМ-40-1,5/80	80	17	180	АИМ80В4	1,5
ПЭМ-40-2,2/100	100	14,3	210	АИР90L4	2,2
ПЭМ-40-2,2/100	100	14,3	210	АИМ90L4	2,2
ПЭМ-40-3,0/100	100	14,3	290	АИР100S4	3,0
ПЭМ-40-3,0/100	100	14,3	290	АИМ100S4	3,0
ПЭМ-40-1,5/64	64	14,3	220	АИР90L6	1,5
ПЭМ-40-1,5/64	64	14,3	220	АИМ90L6	1,5
ПЭМ-40-1,5/125	125	11,8	115	АИР80В4	1,5
ПЭМ-40-1,5/125	125	11,8	115	АИМ80В4	1,5
ПЭМ-40-2,2/125	125	11,8	170	АИР90L4	2,2
ПЭМ-40-2,2/125	125	11,8	170	АИМ90L4	2,2
ПЭМ-40-3,0/125	125	11,8	230	АИР100S4	3,0
ПЭМ-40-3,0/125	125	11,8	230	АИМ100S4	3,0

Продолжение табл. Г7

Типоразмер	Частота вращения выходного вала, 1/мин	Передаточное число	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Типоразмер электродвигателя	Мощность электродвигателя, кВт
ПЭМ-40-1,5/160	160	8,9	90	АИР80В4	1,5
ПЭМ-40-1,5/160	160	8,9	90	АИМ80В4	1,5
ПЭМ-40-3,0/160	160	8,9	180	АИР100S4	3,0
ПЭМ-40-3,0/160	160	8,9	180	АИМ100S4	3,0
ПЭМ-40-4,0/160	160	8,9	240	АИР100L4	4,0
ПЭМ-40-4,0/160	160	8,9	240	АИМ100L4	4,0
ПЭМ-40-4,0/200	200	7,2	190	АИР100L4	4,0
ПЭМ-40-4,0/200	200	7,2	190	АИМ100L4	4,0
ПЭМ-50-2,2/50	50	28	420	АИР90L4	2,2
ПЭМ-50-2,2/50	50	28	420	АИМ90L4	2,2
ПЭМ-50-3,0/50	50	28	580	АИР100S4	3,0
ПЭМ-50-3,0/50	50	28	580	АИМ100S4	3,0
ПЭМ-50-1,5/32	32	28	460	АИР90L6	1,5
ПЭМ-50-1,5/32	32	28	460	АИМ90L6	1,5
ПЭМ-50-4,0/100	100	14,4	380	АИР100L4	4,0
ПЭМ-50-4,0/100	100	14,4	380	АИМ100L4	4,0
ПЭМ-50-5,5/100	100	14,4	530	АИР112М4	5,5
ПЭМ-50-5,5/100	100	14,4	530	АИМ112М4	5,5
ПЭМ-50-3,0/125	125	11,3	235	АИР100S4	3,0
ПЭМ-50-3,0/125	125	11,3	235	АИМ100S4	3,0

Продолжение табл. Г7

Типоразмер	Частота вращения выходного вала, 1/мин	Передаточное число	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Типоразмер электродвигателя	Мощность электродвигателя, кВт
ПЭМ-50-4,0/125	125	11,3	310	АИР100L4	4,0
ПЭМ-50-4,0/125	125	11,3	310	АИМ100L4	4,0
ПЭМ-50-5,5/125	125	11,3	420	АИР112М4	5,5
ПЭМ-50-5,5/125	125	11,3	420	АИМ112М4	5,5

ПЭМ-50-7,5/125	125	11,3	580	АИР132S4	7,5
ПЭМ-50-7,5/125	125	11,3	580	АИМ132S4	7,5
ПЭМ-50-7,5/160	160	9	450	АИР132S4	7,5
ПЭМ-50-7,5/160	160	9	450	АИМ132S4	7,5
ПЭМ-50-1,5/160	160	9	90	АИР80B4	1,5
ПЭМ-50-1,5/160	160	9	90	АИМ80B4	1,5
ПЭМ-50-3,0/160	160	9	180	АИР100S4	3,0
ПЭМ-50-3,0/160	160	9	180	АИМ100S4	3,0
ПЭМ-50-5,5/160	160	9	330	АИР112M4	5,5
ПЭМ-50-5,5/160	160	9	330	АИМ112M4	5,5
ПЭМ-50-5,5/200	200	7	265	АИР112M4	5,5
ПЭМ-50-5,5/200	200	7	265	АИМ112M4	5,5
ПЭМ-50-7,5/200	200	7	360	АИР132S4	7,5
ПЭМ-50-7,5/200	200	7	360	АИМ132S4	7,5
ПЭМ-50-11/200	200	7	530	АИР132M4	11
ПЭМ-50-11/200	200	7	530	АИМ132M4	11

Продолжение табл. Г7

Типоразмер	Частота вращения выходного вала, 1/мин	Передаточное число	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Типоразмер электродвигателя	Мощность электродвигателя, кВт
ПЭМ-65-4,0/50	50	28,7	780	АИР100L4	4,0
ПЭМ-65-4,0/50	50	28,7	780	АИМ100L4	4,0
ПЭМ-65-5,5/50	50	28,7	1070	АИР112M4	5,5
ПЭМ-65-5,5/50	50	28,7	1070	АИМ112M4	5,5
ПЭМ-65-3,0/32	32	28,7	900	АИР112MA6	3,0
ПЭМ-65-3,0/32	32	28,7	900	АИМ112MA6	3,0
ПЭМ-65-7,5/100	100	14,5	730	АИР132S4	7,5
ПЭМ-65-7,5/100	100	14,5	730	АИМ132S4	7,5
ПЭМ-65-11/100	100	14,5	1070	АИР132M4	11
ПЭМ-65-11/100	100	14,5	1070	АИМ132M4	11
ПЭМ-65-5,5/100	100	14,5	520	АИР112M4	5,5
ПЭМ-65-5,5/100	100	14,5	520	АИМ112M4	5,5
ПЭМ-65-7,5/64	64	14,5	1100	АИР132M6	7,5
ПЭМ-65-7,5/64	64	14,5	1100	АИМ132M6	7,5
ПЭМ-65-7,5/125	125	11,1	565	АИР132S4	7,5
ПЭМ-65-7,5/125	125	11,1	565	АИМ132S4	7,5
ПЭМ-65-15/125	125	11,1	1160	АИР160S6	15
ПЭМ-65-15/125	125	11,1	1160	АИМ160S6	15
ПЭМ-65-3,0/125	125	11,1	230	АИР100S4	3,0
ПЭМ-65-3,0/125	125	11,1	230	АИМ100S4	3,0
ПЭМ-65-11/125	125	11,1	850	АИР132M4	11

Продолжение табл. Г7

Типоразмер	Частота вращения выходного вала, 1/мин	Передаточное число	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Типоразмер электродвигателя	Мощность электродвигателя, кВт
ПЭМ-65-11/125	125	11,1	850	АИМ132M4	11
ПЭМ-65-15/160	160	9,1	910	АИР160S4	15
ПЭМ-65-15/160	160	9,1	910	АИМ160S4	15
ПЭМ-65-15/200	200	7,3	730	АИР160S4	15
ПЭМ-65-15/200	200	7,3	730	АИМ160S4	15
ПЭМ-65-18,5/200	200	7,3	900	АИР160M4	18,5
ПЭМ-65-18,5/200	200	7,3	900	АИМ160M4	18,5
ПЭМ1А-130-11/100-1-У2,У3	100	9,4	960	АИР112M4	5,5
ПЭМ1А-130-11/100-2-У2,У3	100	9,4	960	АИМ112M4	5,5
ПЭМ1А-130-15/100-1-У2,У3	100	9,4	1310	АИР132S4	7,5
ПЭМ1А-130-15/100-2-У2,У3	100	9,4	1310	АИМ132S4	7,5
ПЭМ1А-130-22/100-1-У2,У3	100	9,4	1925	АИР132M4	11
ПЭМ1А-130-22/100-2-У2,У3	100	9,4	1925	АИМ132M4	11
ПЭМ2-130-11/100-1-У2,У3	100	9,4	1015	АИР132M4	11
ПЭМ2-130-11/100-2-У2,У3	100	9,4	1015	АИМ132M4	11

ПЭМ2-130-15/100-1-У2,У3	100	9,4	1385	АИР160S4	15
ПЭМ2-130-15/100-2-У2,У3	100	9,4	1385	АИМ160S4	15
ПЭМ2-130-22/100-1-У2,У3	100	9,4	2035	АИР180S4	22
ПЭМ2-130-22/100-2-У2,У3	100	9,4	2035	АИМ180S4	22

Отпускная цена (2002 г.): ПЭМ-40 – 44 460 р.
ПЭМ-50 – 51 510 р.

ПЭМ-65 – 64 860 р.
ПЭМ1А, ПЭМ2 – 77 777 р.

Приложение Д

ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ ПО РАСЧЁТУ И ВЫБОРУ КОНСТРУКЦИЙ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕМЕШИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ

Для заданной конструкции механического перемешивающего устройства определить затраты мощности на перемешивание и значения параметров качества перемешивания при реализации указанного процесса. Определить оптимальную конструкцию устройства для заданных значений параметров качества перемешивания и подобрать стандартный мотор-редуктор с помощью информационной системы MixerOptimization.

Д1. Задания для перемешивания газожидкостных систем

Вариант № 1.1	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства						
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин	
	2,4	2,8	Турбинная	1	0,71	125	
	Характеристики внутренних устройств						
	<i>Отражательные перегородки</i>			<i>Кольцевой барботёр</i>			
	Число	Ширина, м	Высота погруженной части, м	Число витков	Диаметр трубы, м	Средний диаметр навивки, м	
	4	0,24	2	3	0,057	2	
Характеристики перемешиваемой среды							
Расход газа, м ³ /с	<i>Объёмная доля газа</i>	Плотность жидкости, кг/м ³	Плотность газа, кг/м ³	Вязкость жидкости, Па·с	Вязкость газа, Па·с	Коэффициент поверхностного натяжения, Н/м	
0,016	0,2	1200	1,5	0,0024	0,00001	0,025	

Продолжение табл. Д1

Вариант № 1.2	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства								
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин			
	2,6	3,1	Рамная	1	2,24	32			
	Характеристики внутренних устройств								
	<i>Пластинчатые отражатели</i>				<i>Трубный барботёр</i>				
	Число	Диаметр, м	Высота погружения, м	Глубина пластин, м	Ширина пластин, м	Радиус расположения, м	Диаметр трубы, м	Высота погруженной части, м	
	4	0,045	2,8	0,1	0,15	1,25	0,045	3	
Характеристики перемешиваемой среды									
Расход газа, м ³ /с	<i>Объёмная доля газа</i>	Плотность жидкости, кг/м ³	Плотность газа, кг/м ³	Вязкость жидкости, Па·с	Вязкость газа, Па·с	Коэффициент поверхностного натяжения, Н/м			
0,021	0,15	1080	1,8	0,0019	0,000017	0,022			
Вариант № 1.3	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства								
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин			
	2,2	2,6	Трёхлопастная	2	0,8	200			
	Характеристики внутренних устройств								
	<i>Секционный змеевик</i>				<i>Трубный барботёр</i>				
	Число секций	Диаметр расположения секций, м	<i>Секция</i>				Радиус расположения, м	Диаметр трубы, м	Высота погружения, м
			Диаметр трубы, м	Диаметр навивки, м	Шаг навивки, м	Число витков			
6	1,7	0,01	0,32	0,02	25	1,05	0,032	2,5	
Характеристики перемешиваемой среды									
Расход газа, м ³ /с	<i>Объёмная доля газа</i>	Плотность жидкости, кг/м ³	Плотность газа, кг/м ³	Вязкость жидкости, Па·с	Вязкость газа, Па·с	Коэффициент поверхностного натяжения, Н/м			
0,012	0,1	1110	1,35	0,0022	0,0000085	0,027			

Д2. Задания для перемешивания взаимно растворимых жидкостей

Вариант № 2.1	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства					
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин
	2,2	2,8	Турбинная	1	0,63	200
	Характеристики внутренних устройств					
	<i>Труба передавливания</i>			<i>Гильза термопары</i>		
	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погруженной части, м	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погруженной части, м
	0,089	1,05	2,8	0,02	0,6	1,4
Характеристики перемешиваемой среды						
Длительность перемешивания, с	Требуемая неоднородность	Плотность основной жидкости, кг/м ³	Плотность введённой жидкости, кг/м ³	Вязкость основной жидкости, Па·с	Вязкость введённой жидкости, Па·с	Масса введённой жидкости, кг
30	0,8	1200	1500	0,0012	0,0025	5000

Вариант № 2.2	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства					
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин
	1,8	2,3	Трёхлопастная	2	0,56	160
	Характеристики внутренних устройств					
	<i>Ограждающие перегородки</i>			<i>Труба передавливания</i>		
	Число	Ширина, м	Высота погружения, м	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погружения, м
	4	0,16	1,8	0,057	0,85	2,3
Характеристики перемешиваемой среды						
Длительность перемешивания, с	Требуемая неоднородность	Плотность основной жидкости, кг/м ³	Плотность введённой жидкости, кг/м ³	Вязкость основной жидкости, Па·с	Вязкость введённой жидкости, Па·с	Масса введённой жидкости, кг
45	0,85	1130	1350	0,0011	0,0018	2000

Продолжение табл. Д2

Вариант № 2.3	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства					
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин
	2,6	2,9	Рамная	1	2,36	45
	Характеристики внутренних устройств					
	<i>Труба уровнемера</i>			<i>Гильза термопары</i>		
	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погруженной части, м	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погруженной части, м
	0,032	1,25	2,9	0,02	0,8	0,5
Характеристики перемешиваемой среды						
Длительность перемешивания, с	Требуемая неоднородность	Плотность основной жидкости, кг/м ³	Плотность введённой жидкости, кг/м ³	Вязкость основной жидкости, Па·с	Вязкость введённой жидкости, Па·с	Масса введённой жидкости, кг
160	0,9	1300	1470	0,0015	0,002	8000

Вариант № 2.4	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства							
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин		
	2,4	3,0	Якорная	1	1,9	25		
	Характеристики внутренних устройств							
	<i>Пальцевые отражатели</i>			<i>Труба передавливания</i>				
	Число	Диаметр, м	Высота погружения, м	Глубина пальца, м	Диаметр пальца, м	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погружения, м
	4	0,057	2,0	0,15	0,068	0,057	1,15	3,0
Характеристики перемешиваемой среды								
Длительность перемешивания, с	Требуемая неоднородность	Плотность основной жидкости, кг/м ³	Плотность введённой жидкости, кг/м ³	Вязкость основной жидкости, Па·с	Вязкость введённой жидкости, Па·с	Масса введённой жидкости, кг		
90	0,95	1050	1220	0,001	0,0015	4000		

Продолжение табл. Д2

Вариант № 2.5	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства					
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин
	2,0	2,6	Лопастная	2	1,12	80
	Характеристики внутренних устройств					
	<i>Концентрический змеевик</i>			<i>Гильза термопары</i>		
	Диаметр навивки, м	Диаметр трубы, м	Число витков	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погруженной части, м
	1,8	0,045	12	0,02	0,75	1,2
Характеристики перемешиваемой среды						
Длительность перемешивания, с	Требуемая неоднородность	Плотность основной жидкости, кг/м ³	Плотность введённой жидкости, кг/м ³	Вязкость основной жидкости, Па·с	Вязкость введённой жидкости, Па·с	Масса введённой жидкости, кг

	45	0,87	1250	1300	0,0014	0,0023	3000		
Вариант № 2.6	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства								
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин			
	2,8	3,6	Фрезерная	3	0,9	315			
	Характеристики внутренних устройств								
	<i>Секционный змеевик</i>				<i>Гильза термопары</i>				
	Число секций	Диаметр расположения секций, м	Секция				Радиус расположения, м	Диаметр трубы, м	Высота погружения, м
			Диаметр трубы, м	Диаметр наливки, м	Шаг наливки, м	Число витков			
4	2,2	0,02	0,45	0,05	18	1,25	0,02	1,6	
Характеристики перемешиваемой среды									
<i>Длительность перемешивания, с</i>	Требуемая неоднородность	Плотность основной жидкости, кг/м ³	Плотность введённой жидкости, кг/м ³	Вязкость основной жидкости, Па·с	Вязкость введённой жидкости, Па·с	Масса введённой жидкости, кг			
20	0,93	1290	1375	0,0013	0,0022	15 000			

Д3. Задания для перемешивания несмешиваемых жидкостей

Вариант № 3.1	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства						
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин	
	2,2	2,8	Фрезерная	2	0,71	160	
	Характеристики внутренних устройств						
	<i>Отражательные перегородки</i>				<i>Труба передавливания</i>		
	Число	Ширина, м	Высота погруженной части, м	Радиус расположения, м	Диаметр трубы, м	Высота погруженной части, м	
	3	0,2	2,4	1,05	0,057	2,8	
Характеристики перемешиваемой среды							
<i>Относительная разность концентраций фаз</i>	Объёмная доля дисперсной фазы	Плотность сплошной фазы, кг/м ³	Плотность дисперсной фазы, кг/м ³	Вязкость сплошной фазы, Па·с	Вязкость дисперсной фазы, Па·с	Межфазное натяжение, Н/м	
0,04	0,2	1200	800	0,0024	0,015	0,0025	

Вариант № 3.2	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства							
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин		
	1,9	2,5	Якорная	1	1,5	20		
	Характеристики внутренних устройств							
	<i>Пальцевые отражатели</i>				<i>Гильза термопары</i>			
	Число	Диаметр, м	Высота погружения, м	Глубина пальца, м	Диаметр пальца, м	Радиус расположения, м	Диаметр трубы, м	Высота погруженной части, м
	3	0,045	2,2	0,12	0,057	0,55	0,03	1,25
Характеристики перемешиваемой среды								
<i>Относительная разность концентраций фаз</i>	Объёмная доля дисперсной фазы	Плотность сплошной фазы, кг/м ³	Плотность дисперсной фазы, кг/м ³	Вязкость сплошной фазы, Па·с	Вязкость дисперсной фазы, Па·с	Межфазное натяжение, Н/м		
0,045	0,25	1350	950	0,0028	0,018	0,003		

Продолжение табл. Д3

Вариант № 3.3	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства								
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин			
	2,5	3,1	Лопастная	3	1,12	45			
	Характеристики внутренних устройств								
	<i>Секционный змеевик</i>				<i>Гильза термопары</i>				
	Число секций	Диаметр расположения секций, м	Секция				Радиус расположения, м	Диаметр трубы, м	Высота погружения, м
			Диаметр трубы, м	Диаметр наливки, м	Шаг наливки, м	Число витков			
4	1,8	0,025	0,57	0,075	20	1,25	0,02	1,5	
Характеристики перемешиваемой среды									
<i>Относительная разность концентраций фаз</i>	Объёмная доля дисперсной фазы	Плотность сплошной фазы, кг/м ³	Плотность дисперсной фазы, кг/м ³	Вязкость сплошной фазы, Па·с	Вязкость дисперсной фазы, Па·с	Межфазное натяжение, Н/м			
0,035	0,15	1280	920	0,0027	0,016	0,002			

Д4. Задания для перемешивания малоконцентрированных суспензий

Вариант № 4.1	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства						
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин	
	2,5	2,7	Трёхлопастная	1	0,8	200	
	Характеристики внутренних устройств						
	<i>Труба передавливания</i>				<i>Гильза термопары</i>		
	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погруженной части, м	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погруженной части, м	
	0,089	1,2	2,7	0,02	1,0	1,4	
Характеристики перемешиваемой среды							
<i>Относительная разность концентраций</i>	Отношение концентраций по	Плотность жидкости, кг/м ³	Плотность твёрдой фазы, кг/м ³	Вязкость среды, м ² /с	Массовая доля твёрдой фазы	Диаметр твёрдых частиц, м	

	по высоте	радиусу					
	0,1	0,8	1210	2165	0,0000906	0,05	0,0001

Продолжение табл. Д4

Вариант № 4.2	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства					
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин
	2,6	3,2	Турбинная	2	0,8	160
	Характеристики внутренних устройств					
	<i>Отражательные перегородки</i>			<i>Труба передавливания</i>		
	Число	Ширина, м	Высота погружения, м	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погружения, м
	4	0,18	2,4	0,057	1,25	3,2
Характеристики перемешиваемой среды						
<i>Относительная разность концентраций по высоте</i>	Плотность жидкости фазы, кг/м ³	Плотность твёрдой фазы, кг/м ³	Вязкость среды, м ² /с	Массовая доля твёрдой фазы	Диаметр твёрдых частиц, м	
0,05	1180	2250	0,000002	0,075	0,0002	

Вариант № 4.3	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства					
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин
	2,8	3,5	Якорная	1	2,5	40
	Характеристики внутренних устройств					
	<i>Труба уровнемера</i>			<i>Гильза термомпары</i>		
	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погруженной части, м	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погруженной части, м
	0,045	1,3	3,5	0,02	0,9	1,5
Характеристики перемешиваемой среды						
<i>Относительная разность концентраций по высоте</i>	Плотность жидкости фазы, кг/м ³	Плотность твёрдой фазы, кг/м ³	Вязкость среды, м ² /с	Массовая доля твёрдой фазы	Диаметр твёрдых частиц, м	
0,07	1080	2320	0,000005	0,035	0,00015	

Продолжение табл. Д4

Вариант № 4.4	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства							
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин		
	2,4	2,75	Рамная	1	1,8	80		
	Характеристики внутренних устройств							
	<i>Пластинчатые отражатели</i>			<i>Труба уровнемера</i>				
	Число	Диаметр, м	Высота погружения, м	Глубина пластин, м	Ширина пластин, м	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погружения, м
	4	0,057	2,0	0,12	0,16	0,045	1,1	2,75
Характеристики перемешиваемой среды								
<i>Относительная разность концентраций по высоте</i>	Плотность жидкости фазы, кг/м ³	Плотность твёрдой фазы, кг/м ³	Вязкость среды, м ² /с	Массовая доля твёрдой фазы	Диаметр твёрдых частиц, м			
0,08	1250	3015	0,0000055	0,06	0,00025			

Вариант № 4.5	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства					
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин
	2,2	2,8	Фрезерная	1	0,56	315
	Характеристики внутренних устройств					
	<i>Концентрический змеевик</i>			<i>Гильза термомпары</i>		
	Диаметр навивки, м	Диаметр трубы, м	Число витков	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погруженной части, м
	1,9	0,057	10	0,02	0,8	1,0
Характеристики перемешиваемой среды						
<i>Относительная разность концентраций по высоте</i>	Отношение концентраций по радиусу	Плотность жидкости, кг/м ³	Плотность твёрдой фазы, кг/м ³	Вязкость среды, м ² /с	Массовая доля твёрдой фазы	Диаметр твёрдых частиц, м
0,09	0,85	1030	1950	0,0000035	0,045	0,00005

Продолжение табл. Д4

Вариант № 4.6	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства							
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин		
	3,2	4	Лопастная	3	2	100		
	Характеристики внутренних устройств							
	<i>Секционный змеевик</i>			<i>Гильза термомпары</i>				
	Число секций	Диаметр расположения секций, м	<i>Секция</i>				Радиус расположения, м	Диаметр трубы, м
Диаметр трубы, м			Диаметр навивки, м	Шаг навивки, м	Число витков			
3	2,4	0,025	0,68	0,075	22	0,8	0,02	1,5

Характеристики перемешиваемой среды						
Относительная разность концентраций по высоте	Плотность жидкости фазы, кг/м ³	Плотность твёрдой фазы, кг/м ³	Вязкость среды, м ² /с	Массовая доля твёрдой фазы	Диаметр твёрдых частиц, м	
0,06	1110	2420	0,000003	0,08	0,0003	

Д5. Задания для перемешивания высококонцентрированных суспензий

Вариант № 5.1	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства					
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин
	1,8	2,2	Турбинная	2	0,36	315
	Характеристики внутренних устройств					
	Труба передавливания			Гильза термопары		
	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погруженной части, м	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погруженной части, м
0,068	0,85	2,2	0,02	0,55	1,1	
Характеристики перемешиваемой среды						
Неоднородность распределения твёрдой фазы по высоте	Максимальная объёмная доля твёрдой фазы	Плотность жидкости, кг/м ³	Плотность твёрдой фазы, кг/м ³	Вязкость жидкости, Па·с	Массовая доля твёрдой фазы	Диаметр твёрдых частиц, м
0,08	0,75	1000	2900	0,0015	0,7	0,0073

Продолжение табл. Д5

Вариант № 5.2	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства					
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин
	2,2	2,7	Фрезерная	2	0,71	315
	Характеристики внутренних устройств					
	Ограждающие перегородки			Труба передавливания		
	Число	Ширина, м	Высота погружения, м	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погружения, м
6	0,12	2,1	0,068	1,05	2,7	
Характеристики перемешиваемой среды						
Неоднородность распределения твёрдой фазы по высоте	Плотность жидкости фазы, кг/м ³	Плотность твёрдой фазы, кг/м ³	Вязкость жидкости, Па·с	Массовая доля твёрдой фазы	Диаметр твёрдых частиц, м	
0,02	1700	2350	0,0025	0,37	0,0016	

Вариант № 5.3	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства					
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин
	2,4	2,9	Рамная	1	2,12	45
	Характеристики внутренних устройств					
	Труба уравнимера			Гильза термопары		
	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погруженной части, м	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погруженной части, м
0,032	1,1	2,4	0,02	0,65	1,2	
Характеристики перемешиваемой среды						
Неоднородность распределения твёрдой фазы по высоте	Максимальная объёмная доля твёрдой фазы	Плотность жидкости, кг/м ³	Плотность твёрдой фазы, кг/м ³	Вязкость жидкости, Па·с	Массовая доля твёрдой фазы	Диаметр твёрдых частиц, м
0,07	0,7	1280	2590	0,003	0,4	0,001

Продолжение табл. Д5

Вариант № 5.4	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства						
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин	
	2,6	3,1	Якорная	1	1,8	80	
	Характеристики внутренних устройств						
	Пальцевые отражатели				Труба уравнимера		
	Число	Диаметр, м	Высота погружения, м	Глубина пальца, м	Диаметр пальца, м	Диаметр, м	Радиус расположения, м
2	0,12	2,0	0,26	0,15	0,045	1,2	3,1
Характеристики перемешиваемой среды							
Неоднородность распределения твёрдой фазы по высоте	Плотность жидкости фазы, кг/м ³	Плотность твёрдой фазы, кг/м ³	Вязкость жидкости, Па·с	Массовая доля твёрдой фазы	Диаметр твёрдых частиц, м		
0,04	1320	2480	0,0035	0,45	0,0025		

Вариант № 5.5	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства					
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин
	2,8	3,6	Трёхлопастная	3	0,71	195
	Характеристики внутренних устройств					
	Концентрический змеевик			Гильза термопары		
	Диаметр навивки, м	Диаметр трубы, м	Число витков	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погруженной части, м
2,4	0,068	14	0,02	1,1	1,0	
Характеристики перемешиваемой среды						

<i>Неоднородность распределения твёрдой фазы по высоте</i>	Максимальная объёмная доля твёрдой фазы	Плотность жидкости, кг/м ³	Плотность твёрдой фазы, кг/м ³	Вязкость жидкости, Па·с	Массовая доля твёрдой фазы	Диаметр твёрдых частиц, м
0,06	0,725	1140	1900	0,00085	0,5	0,002

Продолжение табл. Д5

Вариант № 5.6	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства								
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин			
	2,4	4,4	Лопастная	4	1,2	125			
	Характеристики внутренних устройств								
	<i>Секционный змеевик</i>			<i>Гильза термопары</i>					
	Число секций	Диаметр расположения секций, м	Секция				Радиус расположения, м	Диаметр трубы, м	Высота погружения, м
			Диаметр трубы, м	Диаметр навивки, м	Шаг навивки, м	Число витков			
4	1,8	0,02	0,57	0,035	25	0,8	0,02	2,0	
Характеристики перемешиваемой среды									
<i>Неоднородность распределения твёрдой фазы по высоте</i>	Плотность жидкости фазы, кг/м ³	Плотность твёрдой фазы, кг/м ³	Вязкость жидкости, Па·с	Массовая доля твёрдой фазы	Диаметр твёрдых частиц, м				
0,07	1420	2150	0,0035	0,25	0,00075				

Д6. Задания для растворения твёрдого полидисперсного материала

Вариант № 6.1	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства									
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин				
	2,4	2,8	Трёхлопастная	1	0,8	110				
	Характеристики внутренних устройств									
	<i>Труба переदाвливания</i>			<i>Гильза термопары</i>						
	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погруженной части, м	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погруженной части, м				
	0,075	1,15	2,8	0,02	0,75	1,4				
Характеристики перемешиваемой среды										
<i>Допустимая концентрация нерастворившегося вещества, кг/м³</i>	Продолжительность растворения, с	1-я фракция твёрдой фазы		2-я фракция твёрдой фазы		Плотность жидкости, кг/м ³	Плотность твёрдой фазы, кг/м ³	Вязкость среды, м ² /с	Кэф-фициент диффузии, м ² /с	Концентрация насыщения, кг/м ³
		XO ₁ , кг/м ³	dO ₁ , мм	XO ₂ , кг/м ³	dO ₂ , мм					
0,00005	30	3,5	0,4	1,5	0,75	1000	2215	0,000001	2·10 ⁻⁹	361,5

Продолжение табл. Д6

Вариант № 6.2	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства									
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин				
	2,2	2,7	Турбинная	1	0,8	200				
	Характеристики внутренних устройств									
	<i>Отражательные перегородки</i>			<i>Труба передавливания</i>						
	Число	Ширина, м	Высота погруженной части, м	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погруженной части, м				
	4	0,14	1,9	0,068	1,15	2,7				
Характеристики перемешиваемой среды										
<i>Допустимая концентрация нерастворившегося вещества, кг/м³</i>	Продолжительность растворения, с	1-я фракция твёрдой фазы		2-я фракция твёрдой фазы		Плотность жидкости, кг/м ³	Плотность твёрдой фазы, кг/м ³	Вязкость среды, м ² /с	Кэф-фициент диффузии, м ² /с	Концентрация насыщения, кг/м ³
		XO ₁ , кг/м ³	dO ₁ , мм	XO ₂ , кг/м ³	dO ₂ , мм					
0,00003	20	1,75	0,35	2,25	0,55	1080	2120	0,000003	2,3·10 ⁻⁹	353

Вариант № 6.3	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства									
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин				
	2,6	3,2	Якорная	1	1,9	31,5				
	Характеристики внутренних устройств									
	<i>Труба уровнемера</i>			<i>Гильза термопары</i>						
	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погруженной части, м	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погруженной части, м				
	0,032	1,2	3,2	0,02	0,95	1,5				
Характеристики перемешиваемой среды										
<i>Допустимая концентрация нерастворившегося вещества, кг/м³</i>	Продолжительность растворения, с	1-я фракция твёрдой фазы		2-я фракция твёрдой фазы		Плотность жидкости, кг/м ³	Плотность твёрдой фазы, кг/м ³	Вязкость среды, м ² /с	Кэф-фициент диффузии, м ² /с	Концентрация насыщения, кг/м ³
		XO ₁ , кг/м ³	dO ₁ , мм	XO ₂ , кг/м ³	dO ₂ , мм					
0,00001	15	2,0	0,2	3,5	0,1	1140	1785	0,000002	2,2·10 ⁻⁹	377

Продолжение табл. Д6

Вариант № 6.4	Характеристики аппарата и перемешивающего устройства						
	Диаметр аппарата, м	Высота заполнения, м	Тип мешалки	Число мешалок	Диаметр мешалки, м	Частота вращения, 1/мин	
	2,5	3,0	Рамная	1	1,7	22	
	Характеристики внутренних устройств						
	<i>Пластиновые отражатели</i>			<i>Труба уровнемера</i>			
Число	Диаметр, м	Высота погружения, м	Глубина пластин, м	Ширина пластин, м	Диаметр, м	Радиус расположения, м	Высота погружения, м
3	0,057	2,5	0,1	0,2	0,045	1,2	3,0

Характеристики перемешиваемой среды										
Допустимая концентрация нерастворившегося вещества, кг/м ³	Продолжительность растворения, с	1-я фракция твёрдой фазы		2-я фракция твёрдой фазы		Плотность жидкости, кг/м ³	Плотность твёрдой фазы, кг/м ³	Вязкость среды, м ² /с	Коэффициент диффузии, м ² /с	Концентрация насыщения, кг/м ³
		XO _{1,3} , кг/м ³	dO ₁ , мм	XO _{2,3} , кг/м ³	dO ₂ , мм					
0,000025	25	7,5	0,25	2,5	0,15	1140	2840	0,0000015	2,5·10 ⁻⁹	342,5
Характеристики аппарата и перемешивающего устройства										
Диаметр аппарата, м		Высота заполнения, м		Тип мешалки		Число мешалок		Диаметр мешалки, м		Частота вращения, 1/мин
2,1		2,6		Лопастная		1		1,4		31,5
Характеристики внутренних устройств										
Концентрический змеевик					Гильза термопары					
Диаметр навивки, м		Диаметр трубы, м		Число витков		Диаметр, м		Радиус расположения, м		Высота погруженной части, м
1,8		0,068		8		0,02		0,7		1,5
Характеристики перемешиваемой среды										
Допустимая концентрация нерастворившегося вещества, кг/м ³	Продолжительность растворения, с	1-я фракция твёрдой фазы		2-я фракция твёрдой фазы		Плотность жидкости, кг/м ³	Плотность твёрдой фазы, кг/м ³	Вязкость среды, м ² /с	Коэффициент диффузии, м ² /с	Концентрация насыщения, кг/м ³
		XO _{1,3} , кг/м ³	dO ₁ , мм	XO _{2,3} , кг/м ³	dO ₂ , мм					
0,00006	35	5,5	0,6	3,5	0,3	1050	3100	0,0000028	2,6·10 ⁻⁹	395

Вариант № 6.5

Продолжение табл. Д6

Характеристики аппарата и перемешивающего устройства										
Диаметр аппарата, м		Высота заполнения, м		Тип мешалки		Число мешалок		Диаметр мешалки, м		Частота вращения, 1/мин
2,8		3,6		Фрезерная		2		0,71		315
Характеристики внутренних устройств										
Секционный змеевик						Гильза термопары				
Число секций	Диаметр расположения секций, м	Секция				Число витков	Радиус расположения, м	Диаметр трубы, м	Высота погружения, м	
		Диаметр трубы, м	Диаметр навивки, м	Шаг навивки, м						
6	2,0	0,025	0,68	0,04	20	1,1	0,02	2,2		
Характеристики перемешиваемой среды										
Допустимая концентрация нерастворившегося вещества, кг/м ³	Продолжительность растворения, с	1-я фракция твёрдой фазы		2-я фракция твёрдой фазы		Плотность жидкости, кг/м ³	Плотность твёрдой фазы, кг/м ³	Вязкость среды, м ² /с	Коэффициент диффузии, м ² /с	Концентрация насыщения, кг/м ³
		XO _{1,3} , кг/м ³	dO ₁ , мм	XO _{2,3} , кг/м ³	dO ₂ , мм					
0,00003	40	4,75	0,5	3,55	0,75	1230	3460	0,0000022	1,8·10 ⁻⁹	388

Вариант № 6.6

Замечание: При определении затрат мощности на перемешивание и значений параметров качества перемешивания для заданной конструкции механического перемешивающего устройства необходимо найти значение характеристики перемешиваемой среды, записанной курсивом. При определении оптимальной конструкции устройства считать записанные в табл. Д1 – Д6 значения этих характеристик заданными.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ КОНСТРУКЦИИ МЕХАНИЧЕСКОГО ПЕРЕМЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ВЕРТИКАЛЬНОГО ЕМКОСТНОГО АППАРАТА	6
1.1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЁТА ВЕРТИКАЛЬНЫХ ЕМКОСТНЫХ АППАРАТОВ	6
1.1.1. Поле скоростей при турбулентном перемешивании	6
1.1.2. Расчёт затрат мощности при турбулентном перемешивании	9
1.1.3. Турбулентный перенос и циркуляция в аппаратах с мешалками	13
1.1.4. Расчёт затрат мощности при ламинарном перемешивании	15
1.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ КАЧЕСТВА ПЕРЕМЕШИВАНИЯ	19

РАЗЛИЧНЫХ СРЕД	
1.2.1. Перемешивание взаимно растворимых жидкостей	19
1.2.2. Перемешивание малоконцентрированных суспензий	20
1.2.3. Перемешивание высококонцентрированных суспензий	22
1.2.4. Перемешивание несмешиваемых жидкостей	26
1.2.5. Перемешивание газожидкостных систем	28
1.2.6. Перемешивание при растворении в системе жидкость–твёрдая фаза	30
1.2.7. Эффективность ламинарного перемешивания	33
1.3. МЕТОДИКА РАСЧЁТА ВАЛОВ ПЕРЕМЕШИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ЕМКОСТНЫХ АППАРАТОВ	35
1.3.1. Условие виброустойчивости вала	35
1.3.2. Условие жёсткости вала	38
1.3.3. Условие прочности вала	42
1.4. ВЛИЯНИЕ ГЕРМЕТИЗИРУЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ УПЛОТНЕНИЯ ВАЛА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРЕМЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА	44
1.4.1. Герметизирующая способность манжетных уплотнений	45
1.4.2. Герметизирующая способность сальниковых уплотнений	46
1.4.3. Герметизирующая способность торцовых уплотнений	46
1.5. ВЛИЯНИЕ ТЕПЛООБМЕННЫХ УСТРОЙСТВ НА КОНСТРУКЦИЮ ПЕРЕМЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА	48
1.5.1. Расчёт теплоотдачи от перемешиваемой среды	49
1.5.2. Расчёт теплоотдачи от теплоносителей	52
1.6. СРАВНЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПЕРЕМЕШИВАНИЯ МЕШАЛКАМИ РАЗНЫХ ТИПОВ	56
1.6.1. Выбор типа мешалки для турбулентного перемешивания	56
1.6.2. Выбор типа мешалки для ламинарного перемешивания	58
2. МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ ПЕРЕМЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ВЕРТИКАЛЬНОГО ЕМКОСТНОГО АППАРАТА	61
2.1. ОБЩАЯ ПОСТАНОВКА И АЛГОРИТМ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ	61
2.1.1. Постановка задачи определения оптимальной конструкции перемешивающего устройства вертикального емкостного аппарата	61
2.1.2. Метод и алгоритм решения задачи	67
2.2. СИСТЕМА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕМЕШИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ ЕМКОСТНЫХ АППАРАТОВ	73
2.2.1. Структура и состав системы	73
2.2.2. Информационное обеспечение системы	78

2.3. ПРИМЕРЫ ПОСТАНОВКИ И РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИИ ПЕРЕМЕШИВАЮЩИХ УСТРОЙСТВ ПРОМЫШЛЕННЫХ АППАРАТОВ	79
2.3.1. Пример постановки и решения задачи для турбулентного режима перемешивания	79
2.3.2. Пример постановки и решения задачи для переходного режима перемешивания	82
2.3.3. Пример постановки и решения задачи для случая турбулентного и переходного режима перемешивания	86
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	91
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	93
ПРИЛОЖЕНИЯ	95
Приложение А. Пример сравнения эффективности турбулентного перемешивания малоцентрированной суспензии в емкостном аппарате мешалками разных типов	95
Приложение Б. Пример сравнения эффективности ламинарного перемешивания малоцентрированной суспензии в емкостном аппарате мешалками разных типов	107
Приложение В. Стандартные диаметры и массы наиболее распространённых механических мешалок промышленных аппаратов	122
Приложение Г. Характеристики некоторых мотор-редукторов, серийно выпускаемых ЗАО «Завод Тамбовполимермаш»	124
Приложение Д. Варианты заданий по расчёту и выбору конструкций механических перемешивающих устройств	150