

УДК 62-91

DOI: 10.46548/21vek-2020-0952-0021

**ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ НАПРЯЖЕНИЙ В РОТОРЕ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ДИСПЕРГАТОРА НЕОДНОРОДНЫХ ЖИДКИХ ДИСПЕРСНЫХ СИСТЕМ**

© 2020

**Авроров Валерий Александрович**, доктор технических наук,  
профессор кафедры «Пищевые производства»

**Мурашкина Оксана Александровна**, старший преподаватель кафедры «Пищевые производства»

**Сарафанкина Елена Александровна**, старший преподаватель кафедры «Пищевые производства»

*Пензенский государственный технологический университет*

(440039, Россия, г. Пенза, пр. Байдукова/ул. Гагарина, 1а/11, e-mail: v\_avrorov@bk.ru)

**Аннотация.** Статья посвящена определению напряжений, возникающих в оболочке ротора диспергатора на высоких угловых скоростях ее вращения при обработке неоднородных дисперсных систем в зависимости от конструктивного исполнения внутренней полости ротора. Рассмотрены два исполнения внутренней полости ротора: в виде усеченного конуса и в виде цилиндра. Приведены выражения для определения давления, оказываемого обрабатываемой жидкой средой на стенки оболочки в зависимости от формы ротора, и возникающих при этом напряжений в ее поперечных сечениях. Приведенные выражения позволяют при проектировании промышленного образца диспергатора назначать рациональные размеры элементов тонкостенных оболочек высокоскоростных роторов с позиций прочности.

**Ключевые слова:** высокоскоростной роторный диспергатор, неоднородные дисперсные системы, ротор, оболочка ротора, форма оболочки, давление на стенки оболочки, напряжения в поперечных сечениях оболочки.

**DETERMINATION OF STRESSES IN THE ROTOR OF A HIGH-SPEED DISPERSER FOR INHOMOGENEOUS LIQUID DISPERSED SYSTEMS**

© 2020

**Avrorov Valery Aleksandrovich**, doctor of technical Sciences, Professor of the Department "Food production"

**Murashkina Oksana Aleksandrovna**, senior lecturer of the Department "Food production"

**Sarafankina Elena Aleksandrovna**, senior teacher of the Department "Food production"

*Penza state technological University*

(440039, Russia, Penza, Baidukova Ave. / Gagarina str., 1A / 11, e-mail: v\_avrorov@bk.ru)

**Abstract.** The Article is devoted to determining the stresses that occur in the dispersant rotor shell at high angular speeds of its rotation when processing inhomogeneous dispersed systems, depending on the design of the internal cavity of the rotor. Two versions of the internal cavity of the rotor are considered: in the form of a truncated cone and in the form of a cylinder. Expressions are given for determining the pressure exerted by the processed liquid medium on the shell walls depending on the shape of the rotor, and the resulting stresses in its cross sections. These expressions allow us to assign rational dimensions of elements of thin-walled shells of high-speed rotors in terms of strength when designing an industrial sample of a dispersant.

**Keywords:** high-speed rotary disperser, a heterogeneous disperse system, the rotor, the shell of the rotor shell, the pressure on the walls of the shell, stress in the cross sections of the shell.

**Введение.** Для обработки неоднородных дисперсных систем, к которым относятся различного вида эмульсии и суспензии, разработано устройство роторного высокоскоростного диспергирования [1], которое предназначено не только для ультратонкого распыления жидких сред, но и измельчения дисперсной фазы эмульсий и суспензий, что увеличивает их однородность и стабильность свойств.

Практическая значимость разработки подтверждена в 2010г. на X Московском международном салоне инноваций и инвестиций, на котором разработанное устройство было удостоено серебряной медали.

Исследованиям способов получения водно-жировых эмульсий, пен и методам расчета роторных аппаратов посвящены многие работы отечественных ученых [2-8].

В ранее опубликованных нами работах [9-13] на основе высокоскоростного роторного диспергатора были отражены результаты теоретических исследова-

ний технологических и гидродинамических параметров диспергирования неоднородных дисперсных систем. При проектировании промышленного образца диспергатора возникает задача расчета напряжений в стенке чашеобразного ротора, определяющих условия его прочности. Оболочка и внутренняя полость ротора может быть выполнена в виде усеченного конуса (рис. 1а) или цилиндра (рис. 1б).

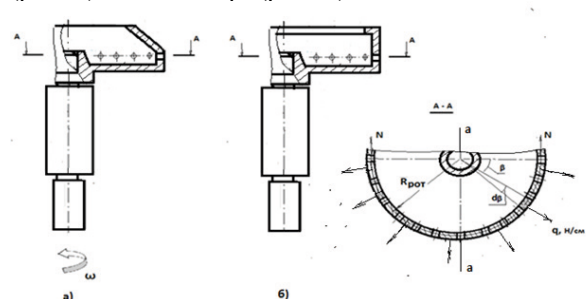


Рисунок 1 – Варианты исполнения внутренней полости ротора

**Материалы и результаты исследования.** Определяем напряжения в оболочке ротора. Пусть ротор, рассматриваемый в данном случае как тонкое кольцо, равномерно вращается вокруг вертикальной оси без жидкой среды с угловой скоростью  $\omega$ . Угловое и тангенциальное ускорения равны нулю. На все элементы этого кольца будет действовать центростремительное ускорение, равное  $w = (R_{рот} + s/2)\omega^2$ , где  $s$  - толщина стенки [14]. Для определения напряженного состояния кольца, согласно принципу Даламбера, приложим ко всем его элементам силы инерции, которые будут направлены от центра и равномерно распределены по дуге окружности. Их интенсивность выразится как

$$q = \frac{\rho F}{g} \left( R_{рот} + \frac{s}{2} \right) \omega^2, \quad (1)$$

где  $\rho$  - плотность материала кольца, кг/м<sup>3</sup>;  $F$  - площадь поверхности, м<sup>2</sup>.

Так как кольцо симметрично, то напряженное состояние во всех его точках можно считать одинаковым, и каждый его элемент должен деформироваться также одинаково.

Для определения внутренних сил  $N$  в поперечных

сечениях кольца (рис.1, сечение  $A-A$ ) условие равновесия в проекции на ось  $aa$  запишется как

$$-2N + 2 \int_0^{\pi/2} q \left( R_{рот} + \frac{s}{2} \right) \cos \beta d\beta \quad (2)$$

Откуда

$$N = \frac{\rho F v^2}{g} \quad (3)$$

где  $v = (R_{рот} + \frac{s}{2})\omega$  - окружная скорость ротора, м/с.

Нормальное напряжение в поперечном сечении кольца будет равно [14]:

$$\sigma = \frac{N}{F} = \frac{\rho v^2}{g} \quad (4)$$

Из формулы (4) можно видеть, что величина напряжений, возникающих в поперечных сечениях ротора, прямо пропорциональна квадрату окружной скорости и плотности материала ротора

Примем допущение, что поверхность жидкой дисперсной среды, поступающей в полость вращающегося ротора, будет иметь форму параболоида вращения для конической внутренней полости ротора (рис.2а) или форму цилиндра (рис.2б).

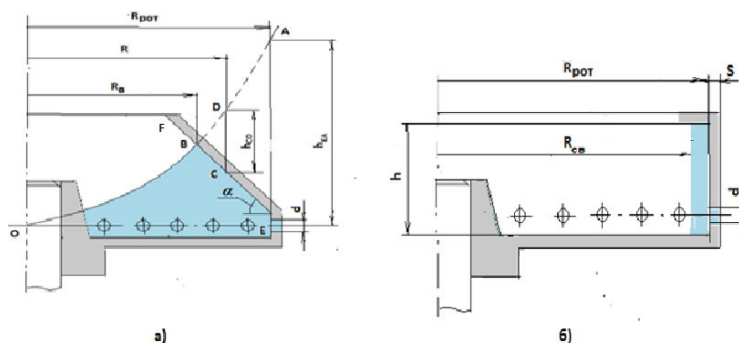


Рисунок 2 – Положение жидкой среды при вращении ротора

Ротор диспергатора можно рассматривать как тонкостенную осесимметричную чашеобразную оболочку. Теория расчета на прочность вращающихся оболочек с учетом поверхностных и массовых сил была подробно рассмотрена в [15,16].

Расчет по моментной теории в области малых перемещений, как отмечается в [17], сводится к решению линейных дифференциальных уравнений с правой частью, обуславливаемой действующей нагрузкой. При использовании безмоментной теории силы инерции допускается объединить с поверхностными силами, что отразится лишь на величине расчетного давления.

Руководствуясь методикой расчета [17] определим напряжения в конической стенке (рис.1а и 2а), установленного с натягом на валу ротора. Угловая скорость вращения ротора  $\omega$  может изменяться в пределах от 6280 до 20933,3 с<sup>-1</sup>.

Пусть свободная поверхность жидкой среды при установившемся вращении ротора соответствует параболической кривой  $OA$ .

Давление в точке  $E$  на радиусе  $R_{рот}$  будет определяться давлением столба жидкости высотой  $h_{EA}$

$$p_E = \rho_{ж.с.} h_{EA} = \rho_{ж.с.} \frac{R_{рот}^2 \omega^2}{2g} \quad (5)$$

где  $\rho_{ж.с.}$  - плотность обрабатываемой жидкой среды, кг/м<sup>3</sup>.

Давление  $p_C$  в произвольной точке  $C$ , находящейся на радиусе  $R$  будет зависеть от высоты столба жидкости  $h_{CD}$

$$p_{CD} = \rho_{ж.с.} h_{CD} = \rho_{ж.с.} \left[ \frac{R^2 \omega^2}{2g} - (R_{рот} - R) \tan \alpha \right] \quad (6)$$

Силы инерции, возникающие при вращении ротора, направлены перпендикулярно оси его вращения, и их плотность  $q$  на каждом единице длины срединной поверхности оболочки равна

$$q = \frac{\rho}{g} R s \omega^2 \quad (7)$$

где  $s$  - толщина стенки ротора, м.

Из суммы проекций на вертикальную ось действующих сил в нормальном сечении  $C$  на радиусе  $R$  получим:

$$\sigma_n 2\pi R s \sin \alpha = V \rho_{ж.с.} \quad (8)$$

где  $\sigma_n$  - напряжение в нормальном сечении на радиусе  $R$ ; Н/м<sup>2</sup>;  $V$  - объем, ограниченный смоченной поверхностью  $BC$  стенки, свободной поверхностью  $BD$  и вертикальными образующими  $\Delta BCD$ , м<sup>3</sup>.

Согласно [17] этот объем равен:

$$V = \frac{\pi \omega^2}{4g} (R^4 - R_c^4) - \pi(R - R_c) \operatorname{tg} \alpha \left[ \left( \frac{2R_c + R}{3} \right) (R - R_c) + (R + R_c)(R_{\text{пот}} - R) \right] \quad (9)$$

Напряжение в нормальном сечении стенки на радиусе  $R$ :

$$\sigma_n = \frac{V_p}{2\pi R s \sin \alpha} \quad (10)$$

Для варианта исполнения ротора (рис.2 б) с учетом высокой угловой скорости его вращения можно принять, что поверхности равного давления в жидкой среде будут представлять собой цилиндрическую поверхность. Поэтому давление среды по всей образующей цилиндра будет постоянным и равным

$$p = \frac{\rho_i}{2g} [(R_{\text{пот}} + s)^2 - R_{\text{св}}^2] \omega^2, \quad (11)$$

где  $R_{\text{св}}$  – минимально возможный внутренний радиус кольцевого слоя жидкости, м ;

$\rho_i$  – плотность обрабатываемой неоднородной жидкой среды (суспензии или эмульсии), кг/м<sup>3</sup>.

При расчете на прочность стенок ротора, кроме давления слоя жидкости, дополнительно должна быть учтена плотность сил инерции, приходящаяся на квадрат единицы длины цилиндрической поверхности ротора.

$$q = \frac{\rho}{g} R_{\text{св}} s \omega^2. \quad (12)$$

Величина расчетного давления на стенку

$$p_p = p + q. \quad (13)$$

Приближенная оценка напряжения в меридиональном сечении цилиндрической оболочки согласно безмоментной теории расчета прочности [17] равна

$$\sigma_t = \frac{p_p (R_{\text{пот}} + s)}{s}, \quad (14)$$

в нормальном сечении:

$$\sigma_n = \frac{\rho \omega^2 [(R_{\text{пот}} + s)^2 - R_{\text{св}}^2]^2}{8gs(R_{\text{пот}} + s)} \quad (15)$$

Приведенные выше формулы, определяющие давление, оказываемого вращающейся жидкой средой, на стенки ротора справедливы для сплошных стенок, в которых отсутствуют выходные отверстия. Наличие ряда выходных отверстий, через которые удаляется жидкость из ротора, снижает величину давления на стенки. Это снижение может быть учтено поправочным коэффициентом, равным отношению суммарной площади отверстий к общей площади смачиваемой поверхности ротора.

Основы и методика расчетов быстро вращающихся роторов (центрифуг различных типов) приведены в [18,19].

**Заключение.** Полученные аналитические выражения величины давления жидкой среды на стенки ротора при его вращении и величины возникающих в них напряжений позволяют назначать рациональные размеры конструктивных элементов ротора и выбирать по допускаемым напряжениям конструкционный материал, способный обеспечить диспергирование неоднородных жидких сред на сверхвысоких скоростях при меньшей металлоемкости конструкции.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Авроров В.А., Авроров Г.В. Центрифуга. Патент РФ

№2422213, В04В5/12, 2009.

2. Андреев В.Н., Калошин Ю.А., Тимин В.М. Способы получения водно-жировых эмульсий. Тезисы научно-практической конференции МГЗИПП (филиал г. Мелеуз) «Будущее за новыми технологиями». – М: 1999. – С.14-15.

3. Добкин Ф.С., Немчин А.Ф. Способ получения эмульсий. А. с. СССР № 1713628, В 01 F 3/08, 1992.

4. Промтов М.А. Интенсификация химико-технологических процессов в импульсных потоках гетерогенных гидкоствей. Автореферат дисс. д.т.н. – Тамбов: ТГУ, 2001. – 32с.

5. Усупкожоева А.А. Применение пневмоцентробежного способа распыления для получения сухого молока 25 % жирности. Вестник БГСХА, 2016. т.45. № 4. – С. 101–108.

6. Березовский Ю.М. Теоретический анализ процесса взбивания пенообразных кондитерских масс в роторном эмульсаторе / Хранение и переработка сельхозсырья. – № 5, 2005. – С. 12–14.

7. Червяков В.М. Теоретические основы методов расчета роторных аппаратов с учетом нестационарных гидродинамических течений. Автореферат дисс. д.т.н. – Тамбов: ТГУ, 2007. – 31с.

8. Орешина М.Н. Импульсное диспергирование многокомпонентных пищевых систем и его аппаратурная реализация. Автореферат дисс. д.т.н. – М: 2010. – 50с.

9. Авроров В.А. О высокоскоростном роторном диспергировании жидких сред / Химическое и нефтегазовое машиностроение, 2019, №10. – С.12 – 14.

10. Авроров В.А. Анализ движения жидкости в зазоре между ротором и статором высокоскоростного диспергатора / Химическое и нефтегазовое машиностроение, 2020, №2. – С. 12 – 14.

11. Авроров В.А. Анализ движения жидкой среды в отверстиях ротора и статора / Химическое и нефтегазовое машиностроение, 2019, №12. – С. 6 – 9

12. Авроров В.А. О возможности измельчения частиц дисперсной фазы суспензии в высокоскоростном роторном диспергаторе / Химическое и нефтегазовое машиностроение, 2019, № 6. – С.

13. Avrorov V, Avrorov G. High-speed the dispersion continuous foods and others surroundings of spatial limit micro and nanostructure / Norwegian journal of the international science, 34, 2017. – р. 70 – 74.

14. Беляев Н.М. Соппротивление материалов. – М: Наука, 1976. – 608с.

15. Пономарев С.Д. и др. Расчеты на прочность в машиностроении. Т.2. – М:Машгиз, 1959.

16. Соколов В.И. Расчет роторов сепараторов по допускаемым напряжениям и по допускаемым напрузкам. Вестник машиностроения, №6, 1956.

17. Пономарев С.Д. и др. Расчеты на прочность в машиностроении. Т.3. – М:Машгиз, 1959. - 1118с..

18. Канторович З.Б. Основы расчета химических машин и аппаратов. Изд.2-е. – М:Машгиз, 1952.

19. Соколов В.И., Шкоропад Д.Е. Автоматические и непрерывно действующие центрифуги. – М: Машгиз, 1954.

*Статья поступила в редакцию 20.08.2020*

*Статья принята к публикации 14.09.2020*