

В. В. Харьков, А. Н. Николаев

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ АППАРАТА ВИХРЕВОГО ТИПА ДЛЯ КОНЦЕНТРИРОВАНИЯ ФРУКТОВЫХ СОКОВ

Ключевые слова: концентрированный фруктовый сок, концентрат, вихревой аппарат, тангенциальный завихритель, равновесный радиус капли.

Разработана конструкция вихревого аппарата для проведения процесса концентрирования фруктовых соков. С учетом допущений и закономерностей движения одиночной капли жидкости в закрученном потоке газа получено уравнение равновесного радиуса капли. Проведен анализ зависимости равновесного радиуса от диаметра капли при изменении следующих параметров: количества и угла наклона лопастей тангенциального завихрителя, среднерасходной скорости в живом сечении завихрителя, отношения расходов жидкости и газа.

Keywords: concentrated fruit juice, concentrate, vortex apparatus, air tangent swirl diffuser, equilibrium radius of the drop.

This article describes the new vortex apparatus for concentrating fruit juices. Taking into consideration assumptions and the aerohydrodynamic principles an equation for equilibrium radius of a single drop of liquid in swirl gas flow is derived. Dependences of equilibrium radius on droplet diameter by varying such parameters as amount and blade's inclination of an air tangent swirl diffuser, average consumed velocity at the effective cross-section of an air tangent swirl diffuser, input liquid-gas ratio are analyzed.

Производство концентрированных фруктовых соков в современной соковой промышленности является одним из ведущих направлений благодаря непрерывно возрастающему спросу на его продукцию и высокой технологичности процессов, способствующих эффективному внедрению новых достижений техники и передовой технологии в отрасль. Концентрирование заключается в удалении воды без существенного изменения химических, органолептических, питательных и физиологических свойств сока; это энергоемкий процесс, поэтому постоянно ищутся новые способы, позволяющие проводить отделение воды и производить концентраты соков надлежащего качества.

В качестве одного из вариантов перспективного оборудования для концентрирования фруктовых соков может быть предложен вихревой аппарат с тангенциально-лопаточным завихрителем потока газа. Полный вихревой аппарат (рис. 1) состоит из корпуса 1, тангенциального завихрителя 2, оросителя 3. Горячий воздух, поступающий из патрубка 4, закручивается тангенциально-лопаточным завихрителем, который изготавливается в виде ряда лопастей плоской или профилированной формы, расположенных по образующей цилиндра под углом друг к другу. Ороситель, через который происходит подача жидкости (сока), находится в верхней части корпуса и представляет собой перфорированную трубу. Поступающая из отверстий оросителя жидкость дробится высокоскоростным газовым потоком на капли, которые образуют вращающийся капельный дисперсный слой. Такой характер взаимодействия фаз увеличивает поверхность межфазного взаимодействия и интенсифицирует процесс концентрирования. Газожидкостная смесь удалается через патрубок 5, расположенный коаксиально в нижней части корпуса аппарата на сепарацию.

Эффективность, протекающих в вихревом аппарате процессов, определяется гидроаэродинамической структурой потоков и параметрами вращения газожидкостного слоя. Однако, простран-

ственное движение капель жидкости в закрученном потоке газа является сложным явлением и поэтому при решении подобных задач, как правило, пренебрегают взаимодействием капель между собой, их коалесценцией, дроблением, обратным влиянием дисперсной фазы на несущую среду, рассматривая движение одиночной капли сферической формы в несущем потоке по равновесной траектории.

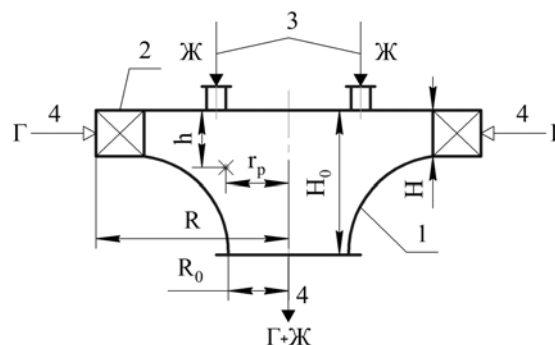


Рис. 1 – Схема вихревого аппарата: 1 – корпус; 2 – тангенциально-лопаточный завихритель; 3 – патрубки подвода жидкости (Ж); 4 – патрубки входа газа (Г); 5 – патрубок выхода газожидкостного потока (ГЖ); R – радиус аппарата; R₀ – радиус выходного патрубка ГЖ; H – высота цилиндрической части; H₀ – общая высота аппарата

Анализ сил, проведенный авторами работы [1] свидетельствует о том, что при расчете траекторий и скоростей движения капель жидкости в вихревом аппарате наибольшее влияние оказывают следующие внешние активные силы: сила аэродинамического сопротивления среды и сила тяжести. С учетом этого движение одиночной капли определяется системой дифференциальных уравнений в неподвижной цилиндрической системе координат, жестко связанной с вихревым аппаратом (ось совпадает с осью z системы координат):

$$\begin{cases} \frac{dV_r}{d\tau} = \frac{V_\varphi^2}{r} + \frac{3\rho_r}{4\rho_{ж}} c_a \frac{V_{отн}}{a} (W_r - V_r) \\ \frac{dV_\varphi}{d\tau} = -\frac{V_r V_\varphi}{r} + \frac{3\rho_r}{4\rho_{ж}} c_a \frac{V_{отн}}{a} (W_\varphi - V_\varphi) \\ \frac{dV_z}{d\tau} = g + \frac{3\rho_r}{4\rho_{ж}} c_a \frac{V_{отн}}{a} (W_z - V_z) \\ \frac{dr}{d\tau} = V_r, \quad \frac{d\varphi}{d\tau} = V_\varphi, \quad \frac{dz}{d\tau} = V_z \end{cases} \quad (1)$$

где r, φ, z – цилиндрические координаты; V_r, V_φ, V_z – компоненты вектора абсолютной скорости капли; W_r, W_φ, W_z – компоненты вектора скорости газа; a – диаметр капли; $\rho_r, \rho_{ж}$ – плотность газа и жидкости соответственно; c_a – коэффициент аэродинамического сопротивления капли; $V_{отн}$ – скорость движения капли относительно газа, рав-

$$V_{отн} = \sqrt{(W_r - V_r)^2 + (W_\varphi - V_\varphi)^2 + (W_z - V_z)^2}.$$

В газожидкостном слое выход капли на равновесную траекторию обеспечивается при равенстве центробежной силы, действующей на каплю, и силы сопротивления со стороны набегающего потока газа. Допустим, что влияние силы тяжести на траекторию одиночной капли незначительно, то есть, $V_z \ll V_r, V_\varphi, W_r, W_\varphi$ и $W_z = 0$; при условиях взвешивания капли на определенном равновесном радиусе $r_p: r = r_p, V_r = 0, V_\varphi = W_\varphi, dV_r/d\tau = 0$, система дифференциальных уравнений (1) преобразуется к виду:

$$\frac{W_\varphi^2}{r_p} - \frac{3\rho_r}{4\rho_{ж}} c_a \frac{W_r^2}{a} = 0. \quad (2)$$

Коэффициент аэродинамического сопротивления капли c_a в области промежуточных чисел Рейнольдса ($2 < Re < 500$) может быть рассчитан по приближенному соотношению [2]:

$$c_a = 18,5 / Re^{0,6}, \quad (3)$$

где $Re = aV_{отн}/\nu_r$ – критерий Рейнольдса; ν_r – кинематический коэффициент вязкости газа.

Радиальная компонента скорости газа W_r находится из условия постоянства расхода газа Q_v в вихревом аппарате:

$$2\pi R H W_{rR} = 2\pi r h W_r = Q, \quad (4)$$

$$W_r = W_{rR} \frac{R H}{r h}, \quad (5)$$

где W_{rR} – радиальная составляющая скорости газа на радиусе R (вблизи лопастей завихрителя).

Геометрия криволинейного днища аппарата (рис. 1) описывается следующим соотношением:

$$\frac{h - H}{H_0 - H} = \left(\frac{R - r}{R - R_0} \right)^b, \quad (6)$$

или

$$h = H + (H_0 - H) \left(\frac{R - r}{R - R_0} \right)^b. \quad (7)$$

Таким образом, радиальная компонента скорости газа формуле (5) имеет вид:

$$W_r = \frac{Q}{2\pi r H} \frac{1}{1 + (\bar{H} - 1) \left(\frac{R - r}{R - R_0} \right)^b}, \quad (8)$$

где $\bar{H} = H_0/H$ – безразмерный коэффициент, характеризующий геометрию камеры.

В общем виде закономерность изменения профиля тангенциальной составляющей скорости по радиусу подчиняется закону сохранения циркуляции и может быть описана выражением [3]:

$$W_\varphi r^m = \text{const}. \quad (9)$$

В периферийной зоне камеры показатель степени имеет значение порядка единицы и соответствует потенциальному вращению. В этом случае уравнение (9) принимает вид:

$$W_\varphi = W_{\varphi R} \frac{R}{r}, \quad (10)$$

где $W_{\varphi R}$ – тангенциальная компонента скорости газа у лопастей завихрителя на радиусе R .

Исследовано [4], что поток жидкости на входе приобретает часть кинетической энергии газовой фазы, что влечет снижение тангенциальной составляющей скорости газового потока. Коэффициент сохранения скорости на входе в аппарат, учитывающий изменение фактической скорости газа по сравнению с расчетной, описывается зависимостью:

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + 1580 \frac{\rho_r L}{\rho_{ж} G}}, \quad (11)$$

где L/G – отношение массовых расходов жидкости и газа соответственно.

Тангенциальная составляющая скорости газа на радиусе R определяется с учетом геометрии завихрителя:

$$W_{\varphi R} = W_{вх} \cos(\alpha) \varepsilon, \quad (12)$$

где α – угол наклона лопастей к плоскости, касательной к боковой поверхности завихрителя; $W_{вх}$ – среднерасходная скорость газа в живом сечении тангенциального завихрителя с прямыми лопастями:

$$W_{вх} = Q / e n H, \quad (13)$$

e – ширина входной щели, для тангенциального завихрителя $e = 2 R \sin(\pi/n) \sin(\alpha + \pi/n)$; n – количество лопастей завихрителя.

В соответствии с этим получается, что:

$$W_{\varphi R} = \frac{Q \cos(\alpha) \varepsilon}{2 n H R \sin\left(\frac{\pi}{n}\right) \sin\left(\alpha + \frac{\pi}{n}\right)}. \quad (14)$$

Тангенциальная составляющая скорости газового потока по уравнению (10) получает вид:

$$W_\varphi = \frac{Q \cos(\alpha) \varepsilon}{2 n r H \sin\left(\frac{\pi}{n}\right) \sin\left(\alpha + \frac{\pi}{n}\right)}. \quad (15)$$

С учетом полученных соотношений (8) и (15) из выражения (2) получаем уравнение для рав-

новесного радиуса одиночной капли в завихренном потоке газа в аппарате:

$$r_p = \frac{4}{3} \frac{\rho_{ж}}{\rho_{г}} \frac{a}{c_a} \varepsilon^2 \left(\frac{\pi}{n} \right)^2 \frac{\cos^2(\alpha) \left[\left(1 + (H-1) \left(\frac{R-r}{R-R_0} \right)^b \right) \right]^2}{\sin^2\left(\frac{\pi}{n}\right) \sin^2\left(\alpha + \frac{\pi}{n}\right)} \quad (16)$$

Авторы экспериментального исследования распределения капель жидкости по размерам, образующихся при распылении жидкости в закрученном газовом потоке [5-6], пришли к выводу, что дисперсный состав капель слабо зависит от скорости газа и скорости истечения жидкости, и дает возможность считать кривую распределения капель по размерам независимой от этих параметров. Из этого следует, что капли малого и большого диаметра, взвешивающиеся в вихревой камере, ввиду их незначительного содержания в распыле по кривой распределения соответствуют значениям функции – 1 % и 99 %, минимальный и максимальный диаметры капли, соответственно, $a_{\min} = 0,1$ мм; $a_{\max} = 0,6$ мм.

Количество лопастей тангенциального завихрителя, как правило, изменяется от 6 до 18 шт. Уменьшение числа лопастей приводит к увеличению размеров завихрителя и влечет неравномерность закрутки потока в рабочей зоне аппарата, в то время как большое число лопастей ($n \geq 12$) и их значительное перекрытие обеспечивает наилучшую равномерность и осесимметричность закрутки газа [7].

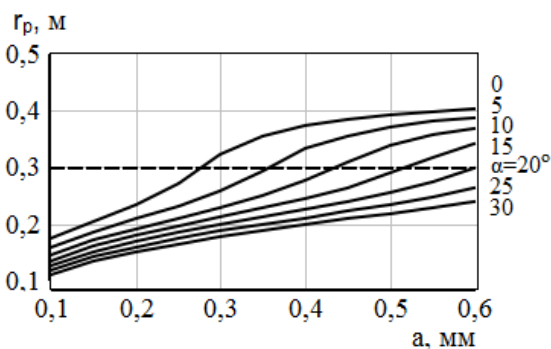


Рис. 2 – Зависимость равновесного радиуса (r_p) от диаметра капли (a) при разных углах наклона лопастей тангенциального завихрителя (α). Базовые расчетные параметры: $R = 0,3$ м; $R_0 = 0,125$ м; $H = 0,3$ м; $H_0 = 0,1$ м; $b = 3$; $n = 12$; $W_{вх} = 25$ м/с; $L/G = 1,75$; $u_r = 2,07 \cdot 10^{-5}$ м²/с; $\rho_r/\rho_{ж} = 10^{-3}$

Проведенный анализ зависимости (16) при различном количестве лопастей тангенциального завихрителя выявил, что рост числа лопастей приводит к уменьшению радиальной составляющей скорости газа у лопастей завихрителя камеры на радиусе R , и как следствие, к росту равновесного радиуса капли. В то же время при уменьшении угла наклона лопастей завихрителя α наблюдается увеличение величины r_p . При $n = 12$ и $\alpha = 20^\circ$ равно-

весный радиус капли наибольшего диаметра соответствует радиусу исследуемого вихревого аппарата (рис. 2).

Максимальная среднерасходная скорость в поперечном сечении камеры аппарата определяется величиной вторичного уноса дисперсной фазы и желательно не должна превышать 25 м/с. При малых скоростях газа (до 15 м/с), когда вес пленки сопоставим с силами аэродинамического воздействия газового потока, жидкость скапливается в виде утолщенного вращающегося кольца, и движение пленки носит ярко выраженный волновой характер, трудно подчиняющийся строгой закономерности и, соответственно, расчету [8]. В общем случае, увеличение средней расходной скорости в живом сечении завихрителя приводит к росту скорости движения капли, и согласно соотношению (16), к увеличению её равновесного радиуса. Для вихревого аппарата радиусом $R = 0,3$ м наиболее оптимальной является среднерасходная скорость $W_{вх}$ в пределах от 15 до 25 м/с (рис. 3).

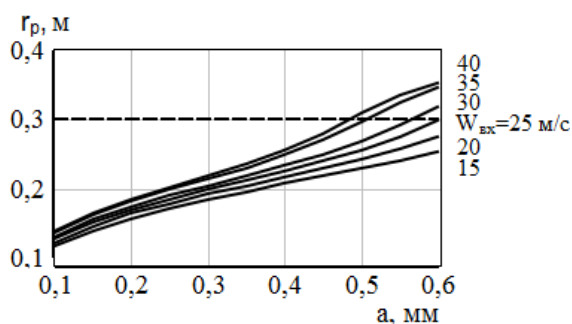


Рис. 3 – Зависимость равновесного радиуса (r_p) от диаметра капли (a) при различной среднерасходной скорости газа ($W_{вх}$). Базовые расчетные параметры: $R = 0,3$ м; $R_0 = 0,125$ м; $H = 0,3$ м; $H_0 = 0,1$ м; $b = 3$; $n = 12$; $\alpha = 20^\circ$; $L/G = 1,75$; $\rho_r/\rho_{ж} = 10^{-3}$; $u_r = 2,07 \cdot 10^{-5}$ м²/с

Изучение гидравлического сопротивления орошаемого завихрителя позволило установить, что при соотношении нагрузок жидкости и газа L/G в диапазоне от 0,5 до 1,0 наблюдается максимальное снижение гидравлического сопротивления, которое может достигать до 50 % величины сопротивления сухого аппарата. При $L/G > 2$ происходит резкое увеличение гидравлического сопротивления в связи с раскруткой потока, а также значительным гашением турбулентных пульсаций газового потока движущимися каплями жидкости [9]. Соответственно этому, в рамках данной работы исследование проводилось при изменении отношения нагрузок L/G в интервале от 0,5 до 2,0. Следуя зависимости (16), с уменьшением нагрузки по жидкости величина равновесного радиуса капли значительно увеличивается и при $L/G = 1,75$ становится сопоставимой с радиусом аппарата (рис. 4).

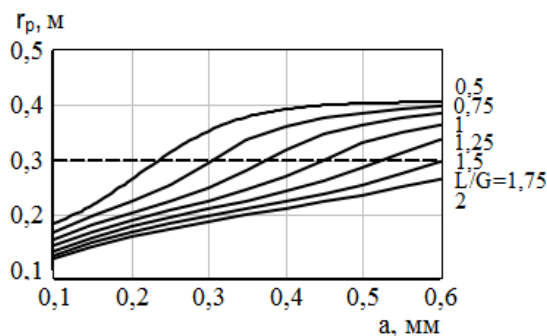


Рис. 4 – Зависимость равновесного радиуса (r_p) от диаметра капли (a) при различных значениях отношения расходов жидкости и газа (L/G). Базовые расчетные параметры: $R = 0,3$ м; $R_0 = 0,125$ м; $H = 0,3$ м; $H_0 = 0,1$ м; $b = 3$; $\alpha = 20^\circ$; $n = 12$; $W_{вх} = 25$ м/с; $u_r = 2,07 \cdot 10^{-5}$ м²/с; $\rho_r/\rho_{ж} = 10^{-3}$

В итоге, проведенный анализ полученной зависимости (16) показал, что для вихревого полового аппарата для концентрирования фруктовых соков величина равновесного радиуса капель жидкости увеличивается с ростом диаметра капель, числа лопастей тангенциального завихрителя, среднерасход-

ной скорости газа и уменьшается с увеличением угла наклона лопастей и расхода жидкой фазы.

Литература

1. А.Н. Николаев, В.А. Малюсов, *ТОХТ*, **25**, 4, 476-486 (1991).
4. Р. Берд, В. Стьюарт, Е. Лайтфут, *Явления переноса*. Химия, Москва, 1974. 688 с.
3. А.А. Овчинников, *Динамика двухфазных закрученных турбулентных течений в вихревых сепараторах*. Новое знание, Казань, 2005. 288 с.
4. И.И. Смольский, *Ж. прикл. химии*, **8**, 1782-1788 (1983).
5. Н.А. Николаев, А.А. Овчинников, В.А. Малюсов, Н.М. Жаворонков, *Известия ВУЗов. Химия и хим. технология*, **19**, 11, 1772-1776 (1976).
6. М.Р. Вахитов, Н.М. Нуртдинов, А.Н. Николаев, *Вестник Казанского технологического университета*, **8**, 130-134 (2011).
7. Л.П. Северянина, А.Г. Иванов, *Теплоэнергетика*, **5**, 35-37 (1973).
8. А.Д. Сергеев. Дисс. канд. техн. наук, КХТИ, Казань, 1972.
9. Р.Р. Усманова, А.К. Панов, Г.Е. Заиков, А.Ф. Яруллин, *Вестник Казанского технологического университета*, **15**, 10, 244-246 (2012).

© **В. В. Харьков** – асп., асс. каф. оборудования пищевых производств КНИТУ, v.v.kharkov@gmail.com; **А. Н. Николаев** – д.т.н., проф., зав. каф. оборудования пищевых производств КНИТУ, andr_nik_nik@rambler.ru.

© **V. V. Kharkov**, Postgraduate Student, Assistant Professor at Department of Equipment for Food Production, Kazan National Research Technological University, v.v.kharkov@gmail.com; **A. N. Nikolaev**, Doctor of Engineering, Professor, Head of Department of Equipment for Food Production, KNRTU, andr_nik_nik@rambler.ru.