

Петр Евгеньевич ВАЙТЕХОВИЧ,
кандидат технических наук,
доцент,
заведующий кафедрой
"Машины и аппараты
химических
и силикатных производств"
Белорусского государственного
технологического университета

Виталий Юрьевич МУРОГ,
кандидат технических наук,
старший преподаватель кафедры
"Машины и аппараты
химических
и силикатных производств"
Белорусского государственного
технологического университета

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ИЗМЕЛЬЧАЮЩЕГО АГРЕГАТА ДЕЗИНТЕГРАТОРНОГО ТИПА

PRODUCTION CAPACITY OF THE DISINTEGRATOR

В статье предложен новый подход к расчету производительности измельчающих агрегатов дезинтеграторного типа, учитывающий влияние степени загрузки рабочей области ротора материалом. Расчет коэффициента загрузки базируется на решении взаимосвязанных систем дифференциальных уравнений, описывающих движение материала по загрузочному патрубку и в предпальцевом пространстве измельчителя. Проанализировано влияние на характер движения частиц размеров и угла установки загрузочного патрубка, концентрации частиц, частоты вращения ротора. Апробация предложенного метода показала хорошую сходимость величины расчетной производительности с экспериментальной.

A new approach to the calculation of the disintegrator production capacity has been offered taking into account the effects of the level of material loading into the operating region of the rotor. The loading coefficient calculation is based on the solution of the interconnected systems of differential equations, describing the material travel in the inlet pipe and pre-pin region of the grinding unit. The inlet pipe dimensions and its installation angle, particle concentration and rotation frequency of the rotor effecting the particle movement pattern have been analyzed. The evaluation of the method proposed showed good convergence in the calculated and experimental capacity values.

ВВЕДЕНИЕ

Дезинтеграторы и дисмембраторы относятся к энергонапряженным измельчающим агрегатам и могут занять достойное место в технологических процессах по производству строительных материалов и изделий. Первый опыт их промышленного использования оказался не очень удачным. Основные проблемы при обработке силикатных смесей [1] возникли из-за большого абразивного износа рабочих органов. В связи с этим внедрение агрегатов дезинтеграторного типа в производство было приостановлено.

Сложившаяся ситуация представляется совершенно неоправданной. Конечно, применять такие агрегаты для измельчения высоко абразивных материалов надо очень осторожно и обдуманно. Рабочие органы необходимо изготавливать из износостойких конструкционных материалов, предусматривать возможность их быстрой замены. Но вместе с тем, в производстве строительных материалов и конструкций существует ряд технологий, где проблема абразивного износа рабочих органов не является преобладающей. По мнению авторов, дезинтеграторы и дисмембраторы могут успешно использоваться для распушки волокнистых материалов: асбеста, кнопса, отходов минеральной ваты. Эти материалы применяются в качестве армирующих добавок при производстве асбестоцементных и газосиликатных изделий. Кроме того, еще одним важным направлением использования дезинтеграторов следует считать механическую активацию [2], в том числе и вяжущих материалов [3].

Дезинтеграторы как измельчающие агрегаты известны довольно давно, но приоритет в их исследовании

принадлежит Хинту [1, 4, 5]. Существенный вклад в исследование дезинтеграторов как агрегатов для осуществления процессов измельчения и механической активации внес коллектив под руководством В.Н. Блиничева [6–8].

Несмотря на многочисленные исследования и большой опыт использования измельчителей дезинтеграторного типа в различных отраслях промышленности, до сих пор возникают трудности при их проектировании. Например, нет надежной методики расчета производительности таких агрегатов, в которой бы учитывались все факторы, влияющие на движение массопотоков.

Авторами в работе [9] проведен детальный анализ методик расчета производительности измельчителей дезинтеграторного типа. В результате исследований выявлено, что определяющим фактором является пропускная способность внутреннего ряда пальцев. Но в этих же зависимостях совершенно игнорируется распределение частиц исходного материала на подходе к пальцам внутреннего ряда, которым определяется эффективность использования рабочей зоны дезинтегратора, коэффициент его загрузки. Очевидно, что на коэффициент загрузки оказывают влияние условия входа материала, его концентрация в воздушной аэросмеси, скорость вращения ротора и его геометрические размеры.

Учет указанных факторов возможен при позонном анализе движения потоков материала, который был реализован в подобных агрегатах ударного действия [10]. Причем в данном случае достаточно проанализировать движение материалов в двух зонах: загрузочном патрубке и предпальцевом пространстве [9].

В работе [9] обозначена общая постановка задачи расчета производительности дезинтегратора, проведена оценка силовых факторов, но вычисление реальных параметров не проводилось. Поэтому в дополнение и развитие предыдущих исследований авторы поставили перед собой цель конкретизировать задачу, рассчитать реальный коэффициент загрузки и определить его влияние на производительность измельчителя дезинтеграторного типа.

РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА ЗАГРУЗКИ

Примем систему координат $Oxyz$, объединяющую две указанные зоны с центром, расположенным в точке пересечения осей загрузочного патрубка и вращающегося ротора. При этом ось z совпадает с осью ротора. Определим параметры движения частиц исходного материала поочередно в загрузочном патрубке и в предпальцевом пространстве.

В загрузочном патрубке частицы движутся в виде аэросмеси. Скорость движения осевого потока воздуха определяется как среднерасходная:

$$v = \frac{Q}{S},$$

где Q — расход воздуха;

S — площадь поперечного сечения патрубка.

По аналогии с практикой расчета центробежных воздухоподводящих машин [11] теоретический расход воздуха Q , $\text{м}^3/\text{с}$, через внутренний ряд пальцев можно рассчитать по формуле

$$Q = [\pi l \delta (D_n - \delta) - l S k] n, \quad (1)$$

где l — длина пальцев, м;

δ — рабочая высота пальца, м;

D_n — наружный диаметр по внешней кромке пальцев, м;

S — площадь поперечного сечения пальцев, м^2 ;

k — количество пальцев в ряду;

n — частота вращения ротора, с^{-1} .

Рассмотрим самую неблагоприятную ситуацию, когда возможен контакт частицы со стенкой патрубка. В месте контакта возникает сила трения, препятствующая движению частиц. Активными силами, способствующими их перемещению, являются сила тяжести G и сила аэродинамического воздействия F . С учетом сказанного выше схема сил, действующих на частицу в загрузочном патрубке, имеет вид, представленный на рис. 1.

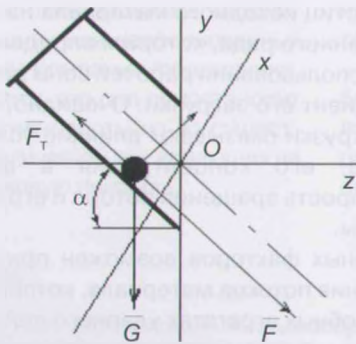


Рис. 1. Схема сил, действующих на частицу в загрузочном патрубке

Ввиду того, что поток воздуха, поступающий в осевой и загрузочный патрубки, имеет небольшие размеры, можно пренебречь поперечным перемещением частиц по его сечению и считать их движение осевым (направленным вдоль оси патрубка). С учетом принятых допущений движение потока воздуха можно рассматривать в плоскости Oyz .

Тогда уравнения движения частиц в проекциях на оси координат y и z будут иметь вид:

$$\begin{cases} m\ddot{y} = G + F_y - F_{Ty} \\ m\ddot{z} = F_z - F_{Tz}, \end{cases} \quad (2)$$

где F_y, F_z — проекции силы аэродинамического воздействия;

F_{Ty}, F_{Tz} — проекции силы трения F_T , которая определяется по формуле $F_T = fN = fG \cos \alpha$.

Силу аэродинамического воздействия можно найти по аналогии с расчетом, приведенным в работе [9]. Особенностью движения материала в загрузочном патрубке, как и во всех остальных зонах дисембратора, является его значительная концентрация в воздушном потоке. Это обстоятельство, естественно, оказывает влияние на характер движения. За счет взаимного соприкосновения, трения, ударного взаимодействия движение частиц затрудняется. Объективно и точно учесть все эти факторы невозможно. Поэтому по аналогии с пневмотранспортом [12] их влияние учитывается коэффициентом сопротивления движению, равным:

$$\zeta = 1 - c_1 \zeta_1,$$

где ζ_1 — коэффициент аэродинамического сопротивления;

c_1 — объемная концентрация частиц в аэросмеси.

Коэффициент аэродинамического сопротивления согласно [10] определяется по формуле

$$\zeta_1 = \frac{24}{\text{Re}} + \frac{4}{\sqrt{\text{Re}}} = \frac{24}{\text{Re}} (1 + 0,17 \text{Re}^{2/3}). \quad (3)$$

С учетом вышесказанного, после соответствующих преобразований, уравнения движения (2) приводятся к виду:

$$\begin{cases} \ddot{y} = \zeta \cdot \left[18 \cdot \frac{k_\phi \cdot \rho_b}{d^2 \cdot \rho_m} \cdot (u_y - v_y) \times \right. \\ \left. \times \left(1 + 0,17 \cdot \left(\frac{d \cdot \sqrt{(u_y - v_y)^2 + (u_z - v_z)^2}}{v} \right)^{2/3} \right) \right] v + \\ + g \cdot (1 - f \cos \alpha \sin \alpha) \\ \ddot{z} = \zeta \cdot \left[18 \cdot \frac{k_\phi \cdot \rho_b}{d^2 \cdot \rho_m} \cdot (u_z - v_z) \times \right. \\ \left. \times \left(1 + 0,17 \cdot \left(\frac{d \cdot \sqrt{(u_y - v_y)^2 + (u_z - v_z)^2}}{v} \right)^{2/3} \right) \right] v - \\ - fg \cos^2 \alpha, \end{cases} \quad (4)$$

где $v_y = dy/dt$; $v_z = dz/dt$; $\ddot{y} = d^2y/dt^2$; $\ddot{z} = d^2z/dt^2$.

Проекции скорости газа на оси координат рассчитываются через среднерасходную скорость как $u_y = \bar{u} \sin \alpha$, $u_z = \bar{u} \cos \alpha$ и остаются неизменными.

Решение системы уравнений (4) проводилось с помощью ЭВМ методом Рунге-Кутты. При этом принимались следующие начальные условия при $t = 0$: $y = 0$, $z = 0$, $\dot{y} = 0$, $\dot{z} = 0$, $\ddot{y} = 0$ и $\ddot{z} = 0$. Расчет проводился на всей длине загрузочного патрубка l_n до значений $y = l_n \sin \alpha$ и $z = l_n \cos \alpha$.

В процессе расчетов определялись и фиксировались координаты, скорости и ускорения движения частиц, которые в дальнейшем использовались в качестве начальных условий для последующей зоны.

Движение частиц материала в предпальцевом пространстве является трехмерным. Расчетная схема этой зоны представлена на рис. 2. Активные силы, действующие на частицу в этой зоне, выражаются силой тяжести G и силой аэродинамического воздействия F . Еще одна особенность рассматриваемой зоны — распределение в ней воздушного потока. Ввиду незначительности ширины ротора по сравнению с его диаметром осевым перемещением газового потока можно пренебречь, и считать, что он резко разворачивается и распределяется в плоскости Oyz . В этом случае проекция скорости $u_x = 0$. Такое допущение обычно принимается в теории центробежных вентиляторов [11, 13], что вполне оправдано в рассматриваемом случае и ограничивает учет силы аэродинамического воздействия плоскостью Oyz .

Приведенные выше рассуждения позволяют записать уравнения движения частицы в предпальцевом пространстве в виде:

$$\begin{cases} m\ddot{x} = F_x \\ m\ddot{y} = F_y - G \\ m\ddot{z} = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Используя те же подходы, что и в предыдущей зоне, и проводя подстановки и преобразования, получим окончательную систему уравнений для расчета параметров движения частиц в предпальцевом пространстве:

$$\begin{cases} \dot{x} = \zeta \left[18 \cdot \frac{k_\phi}{d^2} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_m} \cdot (u_x - v_x) \cdot \left(1 + 0,17 \cdot \frac{d \cdot \sqrt{(u_x - v_x)^2 + (u_y - v_y)^2 + (u_z - v_z)^2}^{2/3}}{v} \right) \right] v \\ \dot{y} = \zeta \left[18 \cdot \frac{k_\phi}{d^2} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_m} \cdot (u_y - v_y) \cdot \left(1 + 0,17 \cdot \frac{d \cdot \sqrt{(u_x - v_x)^2 + (u_y - v_y)^2 + (u_z - v_z)^2}^{2/3}}{v} \right) \right] v - g \\ z = 0. \end{cases} \quad (6)$$

Начальные условия для этой задачи при $t = 0$: $x = R_n$, $y = R_n$, $z = 0$, $v_x = \dot{y}_1$, $v_z = \dot{z}_1$, $\ddot{x} = 0$, $\ddot{y} = \ddot{y}_1$, $\ddot{z} = \ddot{z}_1$ (R_n — радиус загрузочного патрубка).

Индекс "1" указывает на принадлежность к выходным параметрам расчета предыдущей зоны (то есть загрузочного патрубка).

Начальная скорость газа при вхождении в предпальцевое пространство определяется по формуле

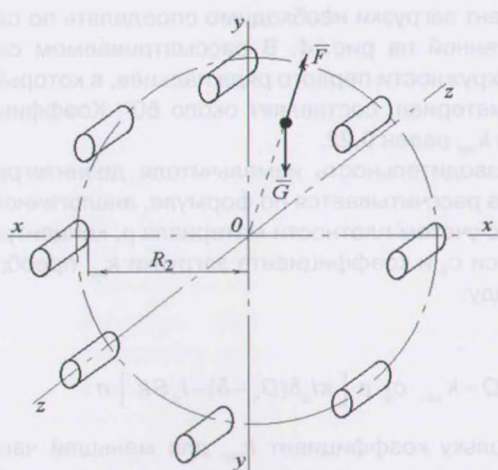


Рис. 2. Схема сил, действующих на частицу в предпальцевом пространстве

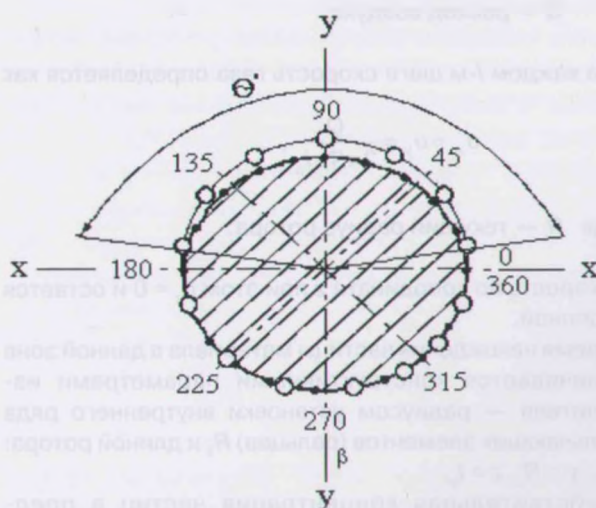
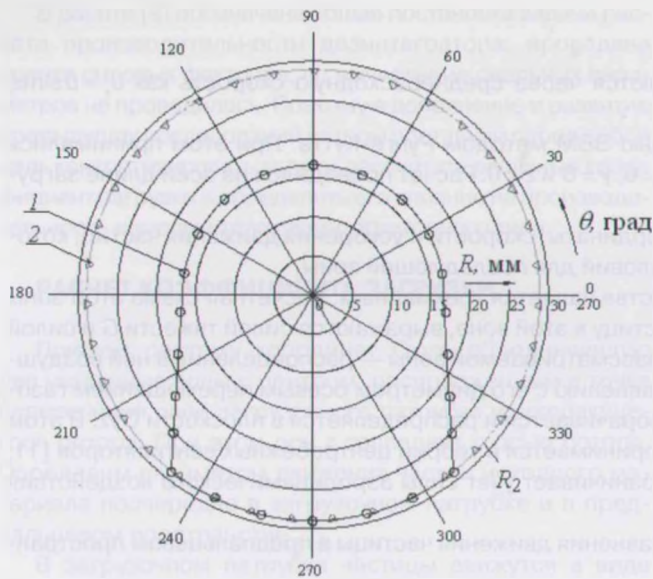
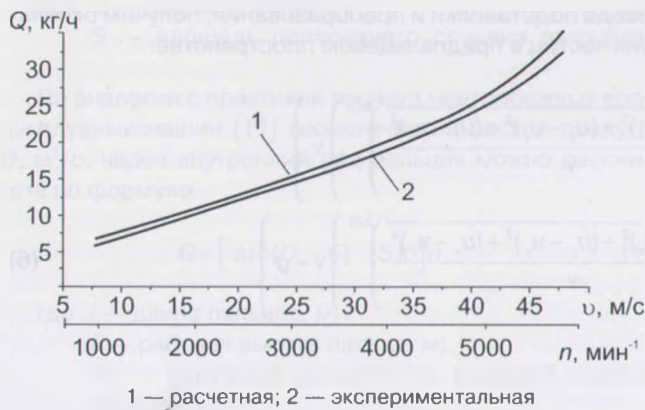


Рис. 3. График изменения координат входа частицы в межпальцевое пространство



1 — граничный размер частиц 82,8 мкм;
2 — граничный размер частиц 19,0 мкм

Рис. 4. Распределение частиц по сечению ротора



1 — расчетная; 2 — экспериментальная

Рис. 5. Зависимость производительности дисмембратора от скорости вращения ротора

$$u = \frac{Q}{2\pi R_n \cdot l_p}$$

где l_p — длина (ширина) ротора;
 Q — расход воздуха.

На каждом i -м шаге скорость газа определяется как

$$u_x = u_y = \frac{Q}{2\pi R_i \cdot l_p}$$

где R_i — текущий радиус ротора.

Скорость по координате z при этом $u_z = 0$ и остается постоянной.

Время нахождения частицы материала в данной зоне ограничивается конструктивными параметрами измельчителя — радиусом установки внутреннего ряда измельчающих элементов (пальцев) R_2 и длиной ротора: $x = R_2$, $y = R_2$, $z = l_p$.

Действительная концентрация частиц в предпальцевом пространстве может быть найдена из выражения

$$c_2 = \frac{c_1 \cdot S_1}{S_2}$$

где S_1 — площадь сечения патрубка;
 $S_2 = \pi R_2^2$ — площадь сечения предпальцевой зоны.

Решение системы уравнений (6), произведенное для матрицы значений координат входа частиц обрабатываемого материала в загрузочный патрубок, нагляднее всего можно представить в графическом виде, показанном на рис. 3.

На рис. 3 изображен график изменения координат входа частиц в предпальцевое пространство в плоскости Оху. Заштрихованная часть соответствует области заполнения предпальцевого пространства материалом, а угол θ — области ротора, до которой частицы материала не долетают. Коэффициент загрузки внутреннего ряда пальцев определяется как $k_{зар} = 360 - \theta / 360$.

Расчет на ЭВМ по изложенной методике проводился для лабораторного дисмембратора. В качестве материала принимался клинкер. Коэффициент формы выбирался как для сферической частицы $k_\phi = 1,0$. Коэффициент аэродинамического сопротивления для короткого участка загрузочного патрубка принимали $\xi_1 = 1,0$, а для предпальцевого пространства с учетом расширения потока и поворота на 90° — $\xi_2 \approx 2$. Концентрация аэросмеси в загрузочном патрубке задавалась величиной $c_1 = 0,65$, коэффициент трения материала о металл — $f = 0,5$. В процессе расчетов варьировалась частота вращения ротора и диаметр измельчаемых частиц.

Проведя значительное количество расчетов для различного диаметра частиц, установили, что даже для максимальной частоты вращения лабораторного дисмембратора $n = 6000$ мин⁻¹ (скорость вращения ротора при этом составляла 47 м/с) все частицы клинкера, размер которых превышает 82,8 мкм, не поднимаются вверх, а распределяются в секторе, ограниченном размерами загрузочного патрубка (рис. 4, кривая 1). И только частицы диаметром 19,0 мкм могут заполнить все сечение ротора при максимально достижимой частоте вращения в 6000 мин⁻¹ (см. рис. 4, кривая 2).

Частицы менее 82,8 мкм могут обрабатываться в дисмембраторе довольно редко, только в случае механической активации. Поэтому для обычного помола коэффициент загрузки необходимо определять по схеме, изображенной на рис. 4. В рассматриваемом случае сектор окружности первого ряда пальцев, в который попадает материал, составляет около 80° . Коэффициент загрузки $k_{зар}$ равен 0,22.

Производительность измельчителя дезинтеграторного типа рассчитывается по формуле, аналогичной (1), которая с учетом плотности материала ρ , концентрации аэросмеси c_2 и коэффициента загрузки $k_{зар}$ преобразуется к виду:

$$Q = k_{зар} \cdot c_2 \cdot \rho \cdot [\pi l_p \delta (D_n - \delta) - l_p S k] \cdot n. \quad (7)$$

Поскольку коэффициент $k_{зар}$ для меньшей частоты вращения никак не может превышать значения 0,22, рассчитанного для максимального значения частоты, авторами проведен расчет производительности по фор-

муле (7) для ряда меньших частот вращения. Сравнение расчетных значений с экспериментальными (рис. 5) показало их хорошую сходимость (погрешность расчета лежит в пределах 5 %–7 %), что свидетельствует о вполне достаточной адекватности математической модели процесса движения и распределения частиц в предпальцевом пространстве при расчете производительности агрегатов дезинтеграторного типа по предложенной методике.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, полученная математическая модель движения материала в предпальцевом пространстве агрегата дезинтеграторного типа позволяет с достаточно высокой точностью рассчитать коэффициент загрузки и определить производительность с учетом изменения размера частиц, частоты вращения ротора и геометрических параметров самого агрегата.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Хинт, И.А. Основы производства силикальцитных изделий / И.А. Хинт. — М.-Л.: Госстройиздат, 1962. — 601 с.
2. Аввакумов, Е.Г. Механические методы активации химических процессов / Е.Г. Аввакумов. — М.: Наука, 1986. — 305 с.
3. Мурог, В.Ю. Механоактивация вяжущих веществ в активаторах центробежного типа / В.Ю. Мурог, П.Е. Вайтехович // Центробежная техника — высокие технологии: матер. докл. Междунар. науч. конф. — Минск: НПРУП "Центр", 2003. — С. 75–76.
4. Хинт, И.А. Дезинтеграторный способ приготовления силикатных изделий / И.А. Хинт. — Таллин: ЭГИ, 1952. — 108 с.
5. Хинт, И.А. УДА-технология: проблемы и перспективы / И.А. Хинт. — Таллин: Валгус, 1981. — 36 с.
6. Блиничев, В.Н. Влияние конструктивного оформления мельниц на удельные энергозатраты и механохимические превращения измельчаемых материалов / В.Н. Блиничев, С.М. Бобков, П.П. Гуюмджян // Доклады VII Всесоюзного симпозиума по механоэмиссии и механохимии твердых тел, ч. 1. — Ташкент, 1981. — С. 73–78.
7. Лапшин, В.Б. Исследование дезинтегратора с плоскими ударными элементами / В.Б. Лапшин [и др.] // Химическое и нефтяное машиностроение. — 1981. — № 9. — С. 33, 34.
8. Богородский, А.В. Разработка конструкций и методов расчета интенсивных измельчителей дезинтеграторного типа / А.В. Богородский. — Иваново: Химия, 1982. — 90 с.
9. Мурог, В.Ю. Расчет производительности измельчителей дезинтеграторного типа / В.Ю. Мурог, П.Е. Вайтехович, Ю.М. Костюнин // Труды БГТУ. Сер. III. Химия и технология неорганических веществ. — 2003. — Вып. XI. — С. 204–211.
10. Гарабажиу, А.А. Математическое моделирование процессов измельчения и классификации сыпучих материалов в роторно-центробежной мельнице / А.А. Гарабажиу // Химическая промышленность. — 2003. — Т. 80. — № 6. — С. 15–30.
11. Калинушкин, М.П. Вентиляторные установки / М.П. Калинушкин. — М.: Высшая школа, 1967. — 259 с.
12. Воронин, Ю.Б. Пневмотранспорт измельченной древесины / Ю.Б. Воронин. — М.: Лесная промышленность, 1977. — 208 с.
13. Идельчик, И.Е. Аэродинамика промышленных аппаратов / И.Е. Идельчик. — М.: Высшая школа, 1964. — 287 с.

Статья поступила в редакцию 10.11.2008.