

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ ГРУБОДИСПЕРСНЫХ ЧАСТИЦ ВДОЛЬ РАДИАЛЬНЫХ ЛОПАСТЕЙ ТУРБОМАШИН

COMPARATIVE ANALYSIS OF THE FORCES OF RESISTANCE TO THE MOVEMENT OF COARSE PARTICLES ALONG THE RADIAL BLADES OF TURBOMACHINES

УДК 620.178.7

В.Г. Барсуков*, А.Г. Лежава

Гродненский государственный университет
имени Янки Купалы<https://doi.org/10.24412/2079-7958-2021-1-22-31>

V. Barsukov*, A. Lezhava

Yanka Kupala State University
of Grodno

РЕФЕРАТ

ТУРБОМАШИНА, ТВЕРДАЯ ЧАСТИЦА, СИЛА ТРЕНИЯ, АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ

Несмотря на достигнутый прогресс в конструировании, производстве и использовании турбомашин с радиальными лопастными центробежными ускорителями, многие вопросы их работоспособности изучены недостаточно, что обусловлено сложностью происходящих в рабочей зоне фрикционных и аэродинамических явлений. Цель исследования – разработать методику, произвести с ее помощью сравнительный анализ сил сопротивления движению грубодисперсных частиц вдоль радиальных лопастей турбомашин. При анализе учитывали, что при скольжении вдоль лопасти ротора турбомашин на частицу действуют центробежная сила инерции, вызывающая ускорение в радиальном направлении, а также направленные навстречу и тормозящие движение сила трения и сила аэродинамического сопротивления. В перпендикулярном направлении действуют сила тяжести, сила Кориолиса, а также контактные реакции со стороны лопасти и диска ротора. Проанализированы ламинарный, переходной и автомодельный режим движения частицы в воздушном потоке. Показано, что для промышленно используемых турбомашин при диаметре частиц свыше 1 мм характерен автомодельный режим. Для частиц меньшей дисперсности возможен переходной режим. Выполнен сравнительный анализ величин возникающих сил аэродинамического сопротивления, а также сил трения, вызванных действием тя-

ABSTRACT

TURBO MACHINE, SOLID PARTICLE, FRICTION FORCE, AERODYNAMIC DRAG

The working media of many turbo machines (blowers, fans of pneumatic conveying systems, centrifugal impact grinders) is a mixture of gas and solid particles. Despite the progress achieved in the design, production and use of such devices many issues of their performance have not been sufficiently studied, which is due to the complexity of the frictional and aerodynamic phenomena occurring in the working area. The aim of the study is to develop a methodology to perform a comparative analysis of the resistance forces to the movement of coarse particles along the radial blades of turbo machines with its help. In the analysis, it was taken into account that when sliding along the rotor blade of turbo machines, a centrifugal force of inertia acts on the particle, causing acceleration in the radial direction, as well as the friction force and the force of aerodynamic resistance directed towards and slowing down the motion. In the perpendicular direction, the force of gravity, the Coriolis's force, as well as contact reactions from the side of the blade and the rotor disc act. The laminar, transient, and self-similar regimes of particle motion in the air flow have been analyzed. It is shown that a self-similar mode is characteristic of industrially used turbo machines. A comparative analysis of the values of the arising forces of aerodynamic resistance, as well as the forces of friction caused by the action of gravity and Coriolis's acceleration, in relation to the magnitude of the centrifugal force of inertia is carried out. It is shown that the influence of the friction force

* E-mail: v.g.barsukov@grsu.by (V. Barsukov)

жести и ускорения Кориолиса, по отношению к величине центробежной силы инерции. Показано, что на большей части длины лопасти влиянием силы трения, обусловленной тяжестью частицы, можно пренебречь. Влияние аэродинамического сопротивления существенно для частиц диаметром менее 0,16 мм на всей длине лопасти, а также на ее части для частиц больших диаметров. Результаты исследований могут быть использованы проектировщиками турбомашин с радиальными лопатными центробежными ускорителями.

due to the gravity of the particle can be neglected over most of the blade length. The influence of aerodynamic drag is more significant and should be taken into account in accurate technical calculations.

ВВЕДЕНИЕ

Турбомашин с разгонным устройством центробежного типа, называемые также центробежными ускорителями, широко распространены в различных отраслях промышленности в качестве рабочих органов при создании сепараторов и классификаторов [1], систем пневмотранспорта [2, 3], воздуходувок [4], оборудования для подачи мелкодисперсного топлива в виде измельченного каменного угля [3, 4], центробежно-ударных измельчителей [5–7] и др. Несомненными достоинствами таких машин являются простота конструкции и технологичность в изготовлении, а также удобство обслуживания. Однако силовые и кинематические параметры работы турбомашин изучены недостаточно, что обусловлено сложностью протекающих в рабочей зоне фрикционных и аэродинамических явлений [3, 7]. Исследования силовых и кинематических параметров процессов транспортирования частиц в рабочих органах турбомашин не доведены до удобных на практике методик расчетов. Для тонкодисперсных пылевидных частиц принимается, что они движутся вместе с воздушным потоком со скоростью этого потока [4]. Для частиц более крупной дисперсности принимают некоторые упрощения и допущения. В частности, в работах [6, 7] не учитывается влияние аэродинамического сопротивления, а расчетные схемы составлены для численного моделирования с учетом трения частиц как по диску ротора, так и по его лопасти. В работе [8] методом верхней оценки учитывается аэродинамическое сопротивление без сравнения его с другими силами,

но не учитывается трение частиц о диск ротора. Анализ ограничен учетом центробежной силы, силы трения частицы о разгонную лопасть ротора в сочетании с аэродинамическим сопротивлением. Возможная оценка погрешности от таких приближений и допущений не произведена. Нет также сравнительной оценки соотношения сил трения от тяжести частиц и от действия сил Кориолиса.

Цель исследования – разработать методику и произвести с ее помощью сравнительный анализ сил сопротивления движению грубодисперсных частиц вдоль радиальных лопастей турбомашин.

Постановка задачи и методика сравнительного анализа движущих сил и сил сопротивления

Математическое моделирование силовых параметров движения твердых частиц вдоль лопасти ротора произведем на примере широко распространенных в промышленности и исследовательской практике центробежного ускорителя с горизонтальным ротором-диском, снабженным радиальными лопастями. Схема ускорителя, а также действующих на частицу сил, приведены на рисунке 1.

На частицу массой m после соприкосновения с лопастью ротора действуют: сила тяжести G и уравновешивающая ее сила реакции диска; центробежная сила инерции F_u ; сила трения F_{mp} частицы о лопасть ротора или о диск ротора (зависит от положения частицы по высоте лопасти); сила аэродинамического сопротивления F_a ; сила инерции Кориолиса F_C , прижимающая частицу к лопасти диска; реакция лопасти диска, равная по величине и действующая навстречу

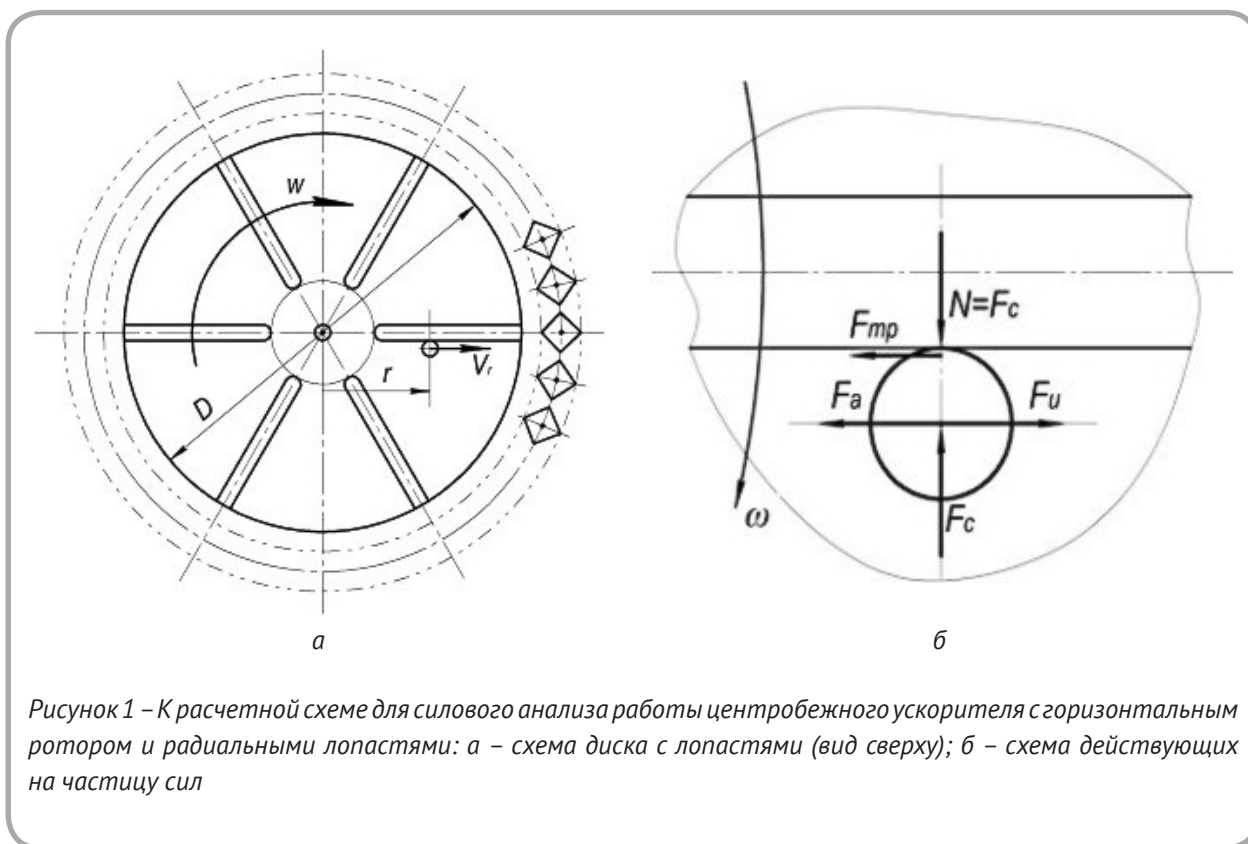


Рисунок 1 – К расчетной схеме для силового анализа работы центробежного ускорителя с горизонтальным ротором и радиальными лопастями: а – схема диска с лопастями (вид сверху); б – схема действующих на частицу сил

силе Кориолиса. При этом центробежная сила F_u направлена вдоль радиуса и вызывает ускоренное движение частицы, а сила трения F_{mp} частицы о лопасть ротора или о диск ротора и сила аэродинамического сопротивления F_a направлены навстречу движению. Выполним сравнительный анализ каждой из действующих сил.

Сила тяжести частицы G равна произведению ее массы m на ускорение от гравитации $g, м/с^2$

$$G = mg . \tag{1}$$

Сравним силу трения частицы о диск $F_{mpd}(H)$ с центробежной силой инерции F_u . В соответствии с законом трения Амонтона-Кулона

$$F_{mpd} = f_d G = f_d mg , \tag{2}$$

где f_d – коэффициент трения материала частицы о материал диска.

Центробежная сила инерции F_u равна произведению массы частицы на ее центростремительное ускорение и направлена от центра вращения.

$$F_u = m\omega^2 r , \tag{3}$$

где ω – угловая скорость вращения ротора, $с^{-1}$; r – расстояние от центра ротора до частицы, $м$.

Определим расстояние r , на котором сила трения частицы о диск не превысит некоторой малой величины λ (например, $\lambda = 0,05$) от центробежной силы. В математической записи с учетом (1), (2) и (3) это условие имеет вид

$$f_d mg \leq \lambda m\omega^2 r . \tag{4}$$

Сокращаем массу m в правой и левой частях уравнения и после преобразований получаем формулу для расчета соответствующего

расстояния r

$$r \geq \frac{f_d g}{\lambda \omega^2} . \quad (5)$$

Как видно из (5), это расстояние не зависит от массы частицы, но зависит от угловой скорости вращения ротора и коэффициента трения материала частицы о ротор. Конкретные результаты расчета приведены во второй части статьи.

Кроме сил инерции и трения, на движение оказывает влияние сила аэродинамического сопротивления F_a , которую определяют, согласно [9], по формуле Ньютона

$$F_a = \frac{1}{2} \alpha A \rho V^2 , \quad (6)$$

где α – коэффициент лобового аэродинамического сопротивления, A – площадь сечения частицы по миделю (m^2), под которой понимается площадь проекции частицы на плоскость, перпендикулярную вектору скорости набегающего потока, ρ – плотность воздуха, kg/m^3 ; V – скорость движения частицы относительно воздуха, m/s .

При анализе будем учитывать, что воздух в роторных устройствах имеет окружную и радиальную составляющие полной скорости. Окружная скорость обусловлена переносным движением вместе с лопастью, а радиальная – уплотнением и относительным перемещением под действием центробежной силы в радиальном направлении. При точном решении в уравнении (6) надо использовать относительную скорость движения частицы, то есть разность радиальных скоростей частицы и воздуха. С целью упрощения анализа для мелкодисперсных пылевидных частиц принимают условие их движения со скоростью воздушного потока [4].

Для грубодисперсных частиц при оценочном анализе в первом приближении в качестве V примем радиальную скорость их движения.

Учтем также, что при движении шарообразных частиц в потоке газа экспериментально установлено существование трех характерных областей, каждой из которых соответствует определенный

характер зависимости коэффициента лобового сопротивления α от числа Рейнольдса Re [9]: область ламинарного режима обтекания ($Re \leq 2$)

$$\alpha = 24 / Re , \quad (7)$$

область переходного режима ($Re = 2...500$)

$$\alpha = 18,5 / Re^{0,6} , \quad (8)$$

область автомодельного режима ($Re \geq 500$), для которого $\alpha \approx 0,44$.

Подстановка значений коэффициента α из (7) и (8) в уравнение (6) показывает, что в ламинарной области сила аэродинамического сопротивления F_a пропорциональна скорости V в первой степени (подчиняется закону Стокса), во второй области – пропорциональна $V^{1,4}$ (не подчиняется закону Стокса и Ньютона), а в третьей – пропорциональна V^2 [9].

Проанализируем скоростные режимы движения частицы в воздушном потоке более подробно. При движении скорость частицы нарастает от нуля до некоторого рабочего значения. Из этого следует необходимость рассмотрения поэтапного движения частицы применительно к каждому из режимов – ламинарному, переходному, автомодельному. Учтем, что число Рейнольдса находят по следующей формуле [9]

$$Re = \frac{V d \rho}{\mu} , \quad (9)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости среды (для воздуха $\mu = 1,82 \cdot 10^{-5} Pa \cdot c$ [9]), d – диаметр частицы, m .

Из формулы (9) выразим скорость частицы относительно воздушного потока

$$V = \frac{\mu Re}{d \rho} . \quad (10)$$

Уравнение (10) позволяет производить расчетную оценку диапазона скоростей относительного движения частицы и воздушного потока для ламинарного, переходного и автотельного режимов. Результаты такой оценки, полученные с использованием уравнения (10), представлены в таблице 1. При выполнении оценочных расчетов принято значение плотности атмосферы $\rho = 1,225 \text{ кг/м}^3$ (Атмосфера стандартная. Параметры: ГОСТ 4401-81. (Действующий) (2004) – Введ. 01.07.1982. М.: ИПК Издательство стандартов, 2004).

Из таблицы видно, что ламинарный режим обтекания частиц воздушным потоком осуществляется при весьма малых значениях характеристических скоростей (29,7 м/с для частиц диаметром 1 мм и 5,9 м/с для частиц диаметром 5 мм). Поэтому данный режим не представляет практического интереса для промышленных и лабораторных турбомашин. Переходной режим может быть реализован на части длины лопасти, которая существенна для частиц малого диаметра ($d < 1 \text{ мм}$). Причем с увеличением диаметра частиц длина этой зоны сокращается и, наоборот, при уменьшении диаметра – увеличивается. Грубодисперсные частицы ($d > 1 \text{ мм}$) перемещаются преимущественно в автотель-

ном режиме.

Сила аэродинамического сопротивления зависит от скорости частицы, так же как и сила трения, обусловленная действием прижимающей частицу к лопасти диска силой Кориолиса $F_{кор}, Н$

$$F_{кор} = 2m\omega V_r, \quad (11)$$

где V_r – скорость скольжения частицы относительно лопасти, м/с.

В связи с изложенным, найдем значения характеристических скоростей, при которых сила аэродинамического сопротивления не превысит некоторой малой величины λ (например, $\lambda = 0,05$) от силы трения частицы о лопасть диска. Для упрощения анализа будем рассматривать частицы сферической формы. В этом случае масса частицы m может быть вычислена как произведение плотности γ материала частицы (кг/м³) на ее объем (м³)

$$m = \frac{\pi d^3}{6} \gamma. \quad (12)$$

Таблица 1 – Диапазон предельных значений скоростей, разделяющих области ламинарного, переходного и автотельного режимов движения частицы

Диаметр частицы, мм	Оценочные диапазоны верхних границ скоростей (м/с) для типовых областей		
	Область ламинарного режима	Область переходного режима	Область автотельного режима
0,1	0,297	74,25	331,46
0,2	0,149	37,125	331,46
0,4	0,074	18,563	331,46
0,6	0,050	12,375	331,46
0,8	0,037	9,281	331,46
1,0	0,030	7,425	331,46
2,0	0,015	3,713	331,46
3,0	0,010	2,475	331,46
4,0	0,07	1,875	331,46
5,0	0,06	1,486	331,46

Примечание: верхняя граница автотельного режима принята равной скорости звука в воздухе 331,46 м/с [10].

Условие обеспечения значения характеристических скоростей, при которых сила аэродинамического сопротивления не превысит некоторой малой величины λ (например, $\lambda = 0,05$) от силы трения частицы о лопасть диска, имеет следующую форму записи

$$\frac{1}{2} \alpha A \rho V_r^2 = 2 \lambda f_n m \omega V_r, \quad (13)$$

или

$$\alpha A \rho V_r = 4 \lambda f_n m \omega, \quad (14)$$

где f_n – коэффициент трения частицы о лопасть ротора.

Переходной режим. Подставляем в (12) формулу (8) для определения коэффициента аэродинамического сопротивления α при переходном режиме и, с учетом (9) и (11), получаем после преобразований

$$6,9375 \frac{\rho V_r}{\text{Re}^{0,6}} = \lambda f_n d \omega \gamma. \quad (15)$$

Формула (15) позволяет находить минимальное значение скорости скольжения частицы вдоль лопасти ротора, при которой сила аэродинамического сопротивления в переходном режиме обтекания частицы воздушным потоком превысит заданную долю λ от силы трения частицы по лопасти диска, вызванной прижатием ее силой Кориолиса.

$$V_r \geq \frac{(\lambda f_n \omega \gamma)^{2,5} d^4}{126,77 \rho \mu^{1,5}}. \quad (16)$$

Автомодельный режим. Исходная формула для обеспечения значения характеристических скоростей, при которых сила аэродинамического сопротивления не превысит некоторой малой ве-

личины λ (например, $\lambda = 0,05$) от силы трения частицы о лопасть диска, имеет форму записи (14), но в рассматриваемом случае число Рейнольдса не зависит от скорости. Учитывая, что

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

и, подставив в (14) массу частицы из (11), получаем аналитическое выражение для определения значения скорости скольжения частицы вдоль лопасти ротора, при которой сила аэродинамического сопротивления в автомодельном режиме превысит заданную долю λ от силы трения частицы по лопасти диска, вызванной прижатием ее силой Кориолиса.

$$V_r \geq \frac{8 \lambda f_n d \gamma \omega}{3 \alpha \rho}. \quad (17)$$

Полученные аналитические зависимости (16) и (17) позволяют производить сравнительный анализ силовых параметров движения твердых частиц вдоль радиальных лопастей турбомашин.

Результаты сравнительного анализа силовых параметров и их обсуждение

Определим на первом этапе расчета расстояние r , на котором сила трения частицы о диск, обусловленная тяжестью частицы, не превысит 5 % от центробежной силы. Проведем количественную оценку этого расстояния r с использованием формулы (5) на примере перемещения кварцевого песка при угловой скорости $\omega = 150 \text{ с}^{-1}$. При анализе будем учитывать, что работа турбомашин обычно сопровождается в той или иной мере вибрацией, способствующей снижению коэффициента трения в сравнении с данными, полученными при статических испытаниях. Примем для оценочных расчетов, в соответствии с подходом, описанным в работах [7, 8], значение $f_a = 0,3$.

Расчеты показывают, что это расстояние составляет

$$r \geq \frac{0,3 \cdot 9,8}{0,05 \cdot 150^2} = 0,0026 \text{ м} = 2,6 \text{ мм.}$$

Таким образом, на расстоянии свыше 2,6 мм от центра диска влияние силы трения частицы о поверхность диска, обусловленной тяжестью частицы, пренебрежимо мало для всех размеров частиц. Причем с увеличением угловой скорости ω вращения ротора это значение еще уменьшается, а с увеличением коэффициента трения несколько возрастает. В целом, данная величина остается пренебрежимо малой в сравнении с радиусами промышленных и даже лабораторных роторных машин и при технических расчетах ее можно не учитывать.

Для выполнения комплексного силового сравнительного анализа определим значения характеристических скоростей, при которых сила аэродинамического сопротивления не превысит 5 % от силы трения частицы о лопасть диска. Численную оценку произведем на примере частицы кварцевого песка диаметром 1 мм при значении коэффициента трения частицы о лопасть диска $f_n = 0,3$ и угловой скорости вращения диска $\omega = 150 \text{ с}^{-1}$. Расчеты с использованием аналитической зависимости (16) показывают, что это значение для переходного аэродинамического режима составляет

$$V_r \geq \frac{(0,05 \cdot 0,3 \cdot 150 \cdot 2600)^{2,5}}{126,77 \cdot 1,225} \times \frac{1 \cdot 10^{-12}}{(1,82 \cdot 10^{-5})^{1,5}} = 217,096 \text{ м/с.}$$

Сравнение полученного значения скорости для данного диаметра частицы с предельным применительно к переходному аэродинамическому режиму из таблицы 1 ($V_r = 7,429 \text{ м/с}$) показывает, что оно многократно (в 29,2 раза) выше предельного, то есть фактически не осуществимо на практике.

Вместе с тем с уменьшением размера частиц характеристические значения скорости, рассчитываемые по формуле (16), уменьшаются, а по формуле (10) – возрастают. В связи с изложенным, определим диапазон размеров частиц, для которых возможно перемещение вдоль лопасти ротора при переходном режиме аэродинамического сопротивления с соблюдением условия, что сила этого сопротивления не превышает наперед заданной доли λ от силы трения, обусловленной действием прижимающей силы Кориолиса. Приравняем верхние границы скоростей для этого режима из формул (10) и (16)

$$\frac{\mu Re}{d \rho} = \frac{(\lambda f_n \omega \gamma)^{2,5} d^4}{126,77 \rho \mu^{1,5}} \quad (18)$$

Верхним граничным значением числа Рейнольдса для переходного режима является $Re = 500$. С учетом изложенного, на основании (18), аналитическое выражение для расчета верхних граничных значений диаметра частиц принимает вид

$$d = 9,128 \sqrt{\frac{\mu}{\lambda f_n \omega \gamma}} \quad (19)$$

Подставив значения входящих в (19) величин ($\lambda = 0,05$; $\mu = 1,82 \cdot 10^{-5} \text{ Па}\cdot\text{с}$; $\omega = 150 \text{ с}^{-1}$; $\gamma = 2600 \text{ кг/м}^3$), получаем $d = 0,161 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 0,161 \text{ мм}$. При этом характеристическое значение скорости относительного движения частицы и воздуха, соответствующее верхнему пределу переходного режима, находим из формулы (10)

$$V_r = \frac{1,82 \cdot 10^{-5} \cdot 500}{0,161 \cdot 10^{-3} \cdot 1,225} = 46,14 \text{ м/с.}$$

Аналогичный расчет для автомобильного аэродинамического режима при $f_n = 0,3$; $\alpha = 0,44$; $\gamma = 2600 \text{ кг/м}^3$; $\rho = 1,225 \text{ кг/м}^3$; $\omega = 150 \text{ с}^{-1}$; $d = 1 \text{ мм}$ после подстановки значений в формулу (16) дает

$$V_r = \frac{8}{3} \cdot \frac{0,05 \cdot 0,3 \cdot 2600 \cdot 1 \cdot 10^{-3} \cdot 150}{0,44 \cdot 1,225} = 28,87 \text{ м/с.}$$

Из этих результатов видно, что при скольжении частицы диаметром 1 мм со скоростью свыше 28,87 м/с сила аэродинамического сопротивления превышает 5 % от силы трения, обусловленной прижатием частицы к диску силой Кориолиса. Такие скорости характерны для значительной части длины лопасти (ее средней и выходной зон). С увеличением диаметра частиц и угловой скорости вращения ротора соответствующее значение линейной скорости частицы возрастает, что указывает на уменьшение протяженности зоны. Из изложенного следует также, что только в начальной части лопасти влияние аэродинамического сопротивления на движение частицы можно считать малозаметным. В середине и на конце лопасти это влияние при точных технических расчетах целесообразно

но учитывать, особенно для частиц диаметром, заметно меньшим 1 мм.

Заключение

Результаты выполненных исследований позволили установить, что влияние трения частицы о диск ротора, обусловленное действием силы тяжести этой частицы, пренебрежимо мало и может не учитываться при проведении технических расчетов. При анализе аэродинамического сопротивления показано, что его влияние несущественно только в начальной части лопасти, а в середине и на конце лопасти это влияние целесообразно учитывать при точных технических расчетах для частиц диаметром, заметно меньшим 1 мм. Для таких частиц на большей части длины лопасти ротора ускоренное движение осуществляется под действием центробежной силы, ослабленной влиянием силы трения от прижатия частицы к лопасти под действием силы Кориолиса, а также аэродинамическим сопротивлением.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Левданский, А. Э. (2004), Исследование и внедрение новых конструкций ударно-центробежных мельниц, *Журнал прикладной химии*, 2004, Т. 77, № 6, С. 134–139.
2. Тимошенко, В. И., Кнышенко, Ю. В. (2013), Пневмотранспорт сыпучих материалов с повышенным давлением несущего газа, *Наука та інновації*, 2013, Т. 9, № 1, С. 5–17.
3. Барсуков, В. Г., Крупич, Б. (2004), *Трибомеханика дисперсных материалов. Технологические приложения*, Гродно, ГрГУ, 2004, 259 с.
4. Chmielniak, T., Szafraniec, A., (1983), Ruch cząstek stałych w kanałach maszyn przepływowych, *Zeszyty Naukowe Politechniki Ślązskiej. Serja Energetyka*, 1983, Z. 83, s. 169–194.
5. Матвеев, А. И., Винокуров, В. Р. (2019), Экспе-

REFERENCES

1. Levdansky, A. E. (2004), Research and introduction of new designs of shock-centrifugal mills [Issledovanie i vnedrenie novykh konstruktсии udarno-tsentrobeznykh mel'nits], *Zhurnal prikladnoy himii – Journal of Applied Chemistry*, 2004, Vol. 77, № 6, pp. 134–139.
2. Timoshenko, V. I., Knyshenko, Yu. V. (2013), Pneumatic transport of bulk materials with increased pressure of the carrier gas [Pnevmotransport sypuchih materialov s povyshennym davleniem nesushchego gaza], *Nauka ta innovacii – Science and Innovation*, 2013, Vol. 9, № 1, pp. 5–17.
3. Barsukov, V. G., Krupich, B. (2004), *Tribomekhanika dispersnykh materialov. Tekhnologicheskie prilozheniia* [Tribomechanic of dispersed materials. Technological applications], Grodno State University, 2004, 259 p.

- риментальные исследования по интенсификации процессов измельчения в ступенчатой центробежной мельнице, *Природные ресурсы Арктики и субарктики*, 2019, Том 24, 11, С. 56–63.
6. Войтехович, П. Е., Гребенчук, П. С., Таболич, А. В. (2014), Описание движения материала в роторе-ускорителе центробежно-ударной дробилки, *Химия и технология неорганических веществ*, Серия III, Труды БГТУ, Минск, 2014, С. 102–104.
 7. Войтехович, П. Е., Гребенчук, П. С., Таболич, А. В. (2015), Движение измельчаемого материала по поверхности ускорителя ударно-центробежной мельницы, *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2015, № 7, С. 7–8.
 8. Лежава, А. Г., Барсуков, В. Г. (2021), Метод расчетной верхней оценки диапазона скоростей движения дисперсных частиц в центробежных ускорителях, *Вестник Гродзенскага дзяржаўнага ўніверсітэта імя Янкі Купалы*, Сер.6-Тэхніка, 2021, Т. 11, № 1, С. 97–107.
 9. Колесник, М. А. (2010), Процессы и аппараты в технологии строительных материалов и изделий, *БрГТУ*, Брест, 2010, 192 с.
 4. Chmielniak, T., Szafraniec, A. (1983), Motion of hard particles in the channels of flow-through machines [Ruch cząstek stałych w kanałach maszyn przepływowych], *Scientific Notebooks of Silesian University of Technology. Energy industry series*, 1983, Z. 83, pp. 169–194.
 5. Matveev, A. I., Vinokurov, V. R. (2019), Experimental studies on the intensification of grinding processes in a staged centrifugal mill [Eksperymental'nye issledovaniia po intensifikatsii protsessov izmel'cheniia v stupenchatoi tsentrobezhnoi mel'nitse], *Natural resources of the Arctic and subarctic*, 2019, Vol. 24, 11, pp. 56–63.
 6. Voitekovich, P. E., Grebenchuk, P. S., Tabolich, A. V. (2014), Description of the movement of material in the rotor-accelerator of a centrifugal impact crusher [Opisanie dvizheniia materiala v rotore-uskoritele tsentrobezhno-udarnoi drobilki], *Chemistry and technology of inorganic substances*, Series III, Proceedings of BSTU, Minsk, 2014, pp. 102–104.
 7. Voitekovich, P. E., Grebenchuk, P. S., Tabolich, A. V. (2015), The movement of the crushed material on the surface of the accelerator of a shock-centrifugal mill [Dvizhenie izmel'chaemogo materiala po poverkhnosti uskoritelia udarnotsentrobezhnoi mel'nitsy], *Chemical and oil and gas engineering*, 2015, № 7, pp. 7–8.
 8. Lezhava, A. G., Barsukov, V. G. (2021), Method for the calculated upper estimate of the range of velocities of movement of dispersed particles in centrifugal accelerators [Metod raschetnoy verkhney otsenki diapazona skorostey dvizheniya dispersnykh chastits v tsentrobezhnykh uskoritelyakh], *Vestnik Grodzenskogo gosudarstvennogo universiteta imeni Yanki Kupaly – Bulletin of the Yanka Kupala State University of Grodno*, Ser. 6., Technique, 2021, T. 11, № 1, pp. 97–107.
 9. Kolesnik, M. A. (2010), Processes and devices in the technology of building materials and

products [Protsessy i apparaty v tekhnologii stroitel'nykh materialov i izdelii], Brest, *Brest State Technical University*, 2010, 192 p.

Статья поступила в редакцию 27.04.2021 г.