

## ИНЖЕНЕРНЫЕ СЕТИ

УДК 697.921.42

### ПРИМЕНЕНИЕ СТАБИЛИЗАТОРА СКОРОСТИ НА ВХОДЕ В ЦИКЛОН ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ РАБОТЫ И СНИЖЕНИЯ ЭНЕРГОЕМКОСТИ АСПИРАЦИОННЫХ СИСТЕМ

канд. техн. наук, доц. Т.И. КОРОЛЁВА  
(Полоцкий государственный университет)

*Приводятся исследования по использованию рациональных конструкций для снижения энергозатрат и улучшения очистки воздуха в усовершенствованных системах аспирации древесных отходов. Исследована работа стабилизатора скорости, установленного на входе в циклон для улучшения эффективности очистки воздуха в циклоне при отключении отсосов неработающих станков, подключенных к системе аспирации. Выведены формулы и построены зависимости, позволяющие определять геометрические размеры створки стабилизатора скорости и динамические усилия на неё при различных расходах воздуха, изменяющихся при отключении неработающих станков. Описаны экспериментальные исследования работы стабилизатора скорости на входе в циклон в усовершенствованной системе аспирации. Теоретические и экспериментальные исследования показали стабильную работу стабилизатора скорости, установленного во входном патрубке циклона для обеспечения эффективной очистки воздуха в циклоне, при отключении неработающих отсосов от станков, что ведет к сокращению расхода электроэнергии в усовершенствованных системах аспирации древесных отходов.*

**Введение.** Актуальное значение имеют вопросы постоянного повышения эффективности работы систем аспирации на основе разработки рациональных конструкций с пониженным энергопотреблением и созданием полной экологической чистоты воздушной среды.

Системы аспирации получили широкое применение в деревообрабатывающих цехах, где выполняют задачу непрерывного удаления древесных отходов от большого числа станков, работая с малыми массовыми концентрациями (обычно не более 0,1...0,8 кг/кг), транспортируя при этом значительно большее количество воздуха, чем материала. В результате становится высокой удельная стоимость такого транспорта.

Системы аспирации выполняются всасывающе-нагнетательными с проходом через вентилятор транспортируемых отходов. Установки чисто всасывающего типа применяются редко, так как в этом случае циклоны находятся на всасывающей стороне сети, что приводит к значительным непроизводительным подсосам воздуха. Принципиальная схема всасывающе-нагнетательной системы представляет собой сеть разветвленных всасывающих воздухопроводов, подведенных к режущим инструментам станков, снабженных отсасывающими приемниками, которые предназначены для удаления отходов и пыли. Воздушный поток, создаваемый вентилятором, по отдельным ответвлениям транспортирует отходы во взвешенном состоянии в общий сборник-коллектор и из него перемещает древесные отходы за пределы цеха в циклон для отделения их от воздуха, а затем отходы загружаются в бункер [1]. Аспирационные системы имеют недостатки: ограниченный резерв производительности, превышение расхода воздуха более чем на 25 %, что не целесообразно с точки зрения энергозатрат. Однако простота конструкции и надежность ее в работе послужили широкому применению таких установок [2].

Так как расчет производительности системы осуществляется на случай одновременной работы всех отсосов, а в действительности коэффициент одновременности работы отсосов составляет 0,6...0,7, это также приводит к увеличению расхода энергии в таких системах [3].

**Основная часть.** Учитывая перечисленные особенности аспирационных систем, для уменьшения их энергоемкости нами предложено усовершенствовать технологию этих систем, внося следующие изменения [4]:

- на всех отсосах от станков установить клапаны, отключающие неработающие станки от аспирационной сети, что позволит снизить расход воздуха в системе и сократить потребляемую мощность электродвигателем вентилятора;

- для улучшения эффективности работы циклона на входе воздуха в него предусмотреть установку стабилизатора скорости, поддерживающего скорость воздуха на допустимом уровне независимо от числа работающих отсосов;

- существенно уменьшить протяженность транспортирования материала, для чего в аспирационной системе необходимо в центре расположения станков установить объемный вертикальный коллектор-сборник, в котором осаждаются крупные частицы транспортируемого материала и выгружаются в тележку, а рядом с коллектором-сборником расположить циклон, в который поступает на очистку только пыль средней и мелкой дисперсности.

Регулирование количества воздуха, отсасываемого вентилятором в зависимости от числа одновременно работающих станков, осуществляется вентиляционными клапанами. Эти клапаны монтируются в материалопроводы непосредственно у отсосов каждого станка. С помощью вентиляционных клапанов, электрически связанных со станками, автоматически отключаются от пневмосети все неработающие в данное время станки, в результате чего вентилятор отсасывает соответственно меньшее количество воздуха и за счёт этого потребляет пониженную мощность вследствие происходящего, так называемого, дросселирования пневмосети.

Такое расположение оборудования дает возможность сократить длину магистральных материалопроводов и концентрацию материала в них, что резко уменьшает аэродинамическое сопротивление системы, потребляемую электродвигателем мощность и расход металла.

Однако если одновременно работает малое число станков, резко падает транспортирующая скорость воздуха в сборном материалопроводе, что ухудшает эффективность очистки воздуха от пыли в циклоне. Поэтому на входе воздуха в циклон предусматривается установка стабилизатора скорости, поддерживающего скорость воздуха на допустимом постоянном уровне, независимо от числа одновременно работающих станков.

Поскольку по материалопроводу транспортируется только пыль и массовая концентрация аэро-смеси ничтожно мала, скорость воздуха на этом участке сети может быть значительно меньше транспортирующей и несколько больше скорости витания.

Скорости транспортирования  $v_{mp}$  и витания  $v_v$  древесных опилок определяются по формулам [3]:

$$v_{mp} = c \left( 4\mu \frac{v_w}{v_m} + 0,01\rho_m + b \right) \sqrt{\frac{1,2}{\rho_e}} = 1,1 \cdot (4 \cdot 0,02 \cdot 1,1 + 0,01 \cdot 500 + 7) \cdot \sqrt{\frac{1,2}{1,2}} = 13,2 \text{ (м/с)}, \quad (1)$$

где  $c = 1,1$  – коэффициент, учитывающий снижение скорости материала в местных сопротивлениях;  $\mu$  – концентрация материала, кг/кг;  $v_w$  – скорость воздуха, м/с;  $v_m$  – скорость материала, м/с;  $\rho_m$  – плотность материала, кг/м<sup>3</sup>;  $b$  – опытный коэффициент, зависящий от вида транспортируемого материала (для опилок  $b = 7$ );  $\rho_e$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

$$v_v = 0,14 \sqrt{\frac{\rho_m}{\left(0,02 + \frac{a}{h}\right) \rho_e}} = 0,14 \sqrt{\frac{500}{\left(0,02 + \frac{0,9}{3}\right) \cdot 1,2}} \approx 5 \text{ (м/с)}, \quad (2)$$

где  $a = 0,9$  – коэффициент, зависящий от формы частицы;  $h$  – толщина частицы, мм.

Согласно [5] значения скорости транспортирования опилок принадлежат интервалу:

$$m \cdot v_s < v_{mp} < n \cdot v_s, \quad (3)$$

где  $m \cdot v_s$  – минимальное значение скорости движения двухфазного потока в зависимости от вида транспортируемого материала, м/с;  $n \cdot v_s$  – максимальное значение скорости движения двухфазного потока, выбираемого исходя из экономических условий эксплуатации аспирационных установок, м/с.

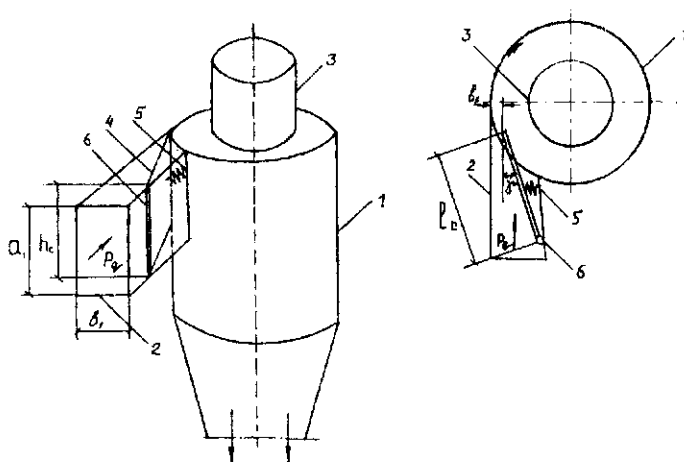


Рис. 1. Схема установки стабилизатора скорости

Для экспериментально полученных значений  $m = 1,8$ ,  $n = 2,1$  минимальное значение скорости транспортирования опилок составит 9...10,5 м/с.

По выносу пыли достаточная скорость воздуха в материалопроводе будет порядка 6 м/с. Эта скорость воздуха недостаточная для работы циклона, поэтому на входе в циклон необходимо устанавливать стабилизатор скорости (рис. 1). Стабилизатор скорости (см. рис. 1) устанавливается в месте сопряжения корпуса циклона 1 с тангенциальным патрубком 2 и представляет собой косую створку 4, к которой с тыльной стороны прикреплена пружина 5. Под действием динамического давления воздушного потока створка отклоняется от начального положения «закрыто», поворачиваясь на вертикальной оси  $b$ , и приоткрывает на

необходимую величину входное сечение тангенциального патрубка. Площадь открывающегося сечения тем больше, чем больше скорость движения воздуха. Повороту створки противодействует пружина, усилие которой рассчитано так, чтобы створка отклонялась незначительно при малом расходе воздуха, что бывает в периоды отключения большинства станков от сети. При этом входное сечение тангенциального патрубка соответственно уменьшается, за счёт чего скорость входа воздуха в циклон поддерживается на достаточном уровне, необходимом для нормальной работы аппарата. Усилие необходимого противодействия пружины в зависимости от величины динамического давления воздуха может быть определено из следующих соображений.

Лобовая площадь створки, на которую воздействует динамическое давление воздуха, зависит от угла поворота её к внешней стенке тангенциального патрубка и равна

$$f_{\text{лоб}} = l_c h_c \cdot \sin \gamma, \text{ м}^2, \tag{4}$$

где  $l_c$  – длина створки, м;  $h_c$  – высота створки, м;  $\gamma = 20 \dots 45^\circ$  – угол поворота створки.

Сила динамического давления на лобовую площадь створки будет

$$F = f_{\text{лоб}} p_d = l_c h_c \cdot \sin \gamma \frac{v^2}{2} \cdot \rho_a = l_c h_c \cdot \sin \gamma \cdot \frac{L_a^2}{2a_1^2 b_1^2} \cdot \rho_a, \tag{5}$$

где  $p_d$  – динамическое давление воздуха, движущегося в тангенциальном патрубке циклона, Па;  $v$  – средняя скорость движения воздуха в тангенциальном патрубке, м/с;  $\rho_a$  – плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $L_a$  – объемный расход воздуха, м<sup>3</sup>/с;  $a_1$  и  $b_1$  – соответственно высота и ширина сечения тангенциального патрубка, м.

Как видно из рисунка 1, створка регулятора скорости расположена под углом  $\gamma$  к внешней стенке тангенциального патрубка, что диктуется необходимостью обеспечения направления скорости входящего в циклон воздуха по касательной к внутренней его поверхности.

По формуле (5) определяется усилие сопротивления пружины динамическому давлению воздуха.

Необходимое отклонение створки стабилизатора по ширине входного сечения отверстия должно составлять

$$b_x = \frac{L_a}{v_{\text{доп}} a_1}, \tag{6}$$

где  $v_{\text{доп}}$  – допустимая скорость воздуха во входном отверстии циклона, м/с (может колебаться в пределах от 12 до 25 м/с).

Для циклона Гипродревпрома УЦ-38 № 18 требуемое отклонение створки стабилизатора для поддержания постоянной входной скорости показано на рисунке 2. Этот циклон имеет производительность по воздуху 10000 м<sup>3</sup>/ч. Минимальное значение скорости должно поддерживаться стабилизатором и в случае меньшего расхода воздуха.

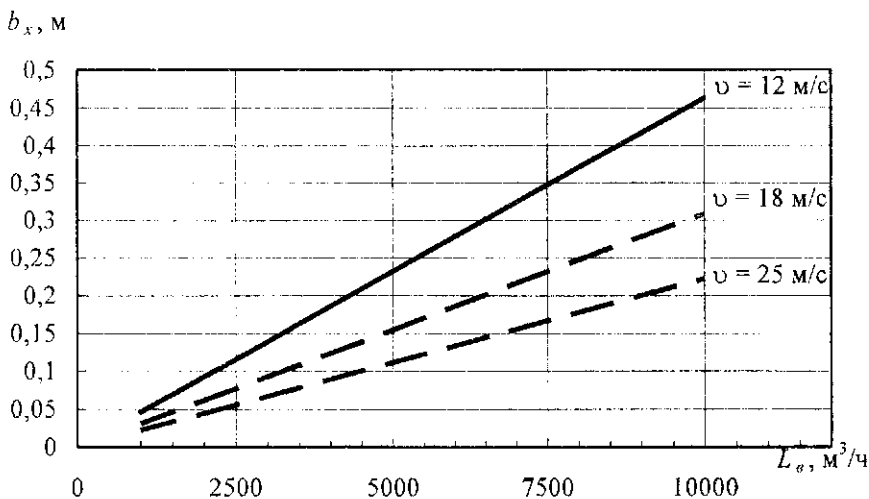


Рис. 2. Зависимость величины отклонения створки стабилизатора от расхода воздуха

Зависимость лобовой площади створки стабилизатора от угла её поворота (рис. 3) носит почти линейный характер. Аэродинамическая сила динамического давления на створку  $F$  в зависимости от расхода воздуха изменяется по слабо параболическому закону (рис. 4), что является следствием квадратичной зависимости динамического давления от скорости движения воздуха.

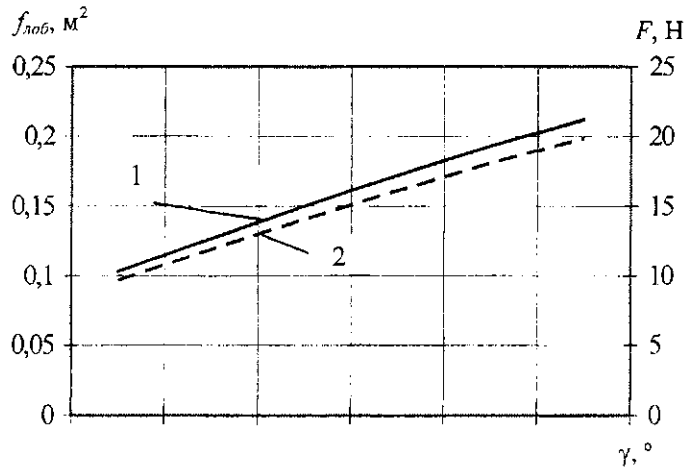


Рис. 3. Изменение лобовой площади створки стабилизатора от угла её поворота и аэродинамической силы, действующей на нее (при скорости воздуха 12,5 м/с):

1 – кривая изменения лобовой площади створки; 2 – кривая изменения действующей на нее силы

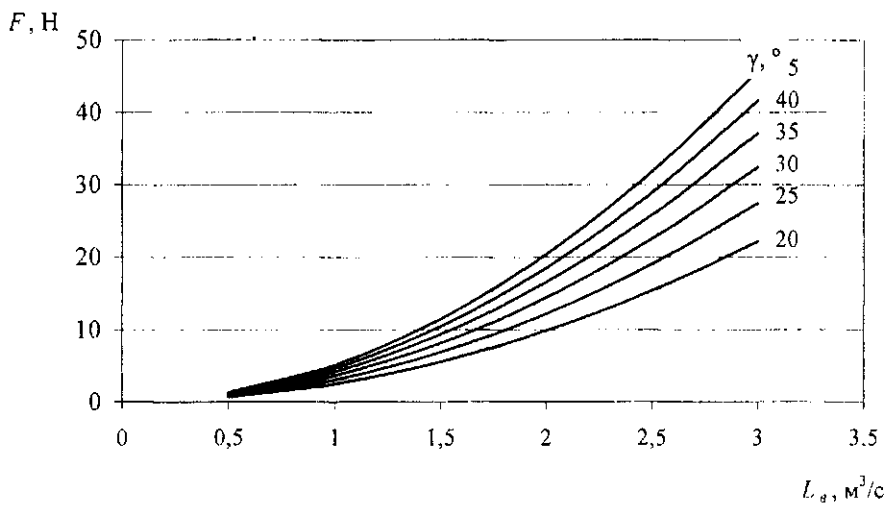


Рис. 4. Зависимость силы давления воздуха на створку стабилизатора от расхода воздуха и угла её наклона

Общеизвестно, что по закону Гука сила, сжимающая пружину, пропорциональна перемещению пружины, т.е.

$$F = \kappa \cdot x, \text{ Н}, \quad (7)$$

где  $\kappa$  – постоянный коэффициент пропорциональности, Н/м;  $x$  – расстояние, на которое сжимается пружина, м. Значение коэффициента пропорциональности можно найти экспериментально по формуле:

$$\kappa = \frac{F}{x}. \quad (8)$$

Наличие стабилизатора скорости в вентиляционной сети представляет собой местное сопротивление, величина которого определяется экспериментальным путём.

При сжатии пружины стабилизатора воздушным потоком выполняется следующая работа, Дж:

$$A = \kappa \int_0^x x \cdot dx = \kappa \cdot \frac{x^2}{2}. \quad (9)$$

Основные экспериментальные исследования усовершенствованной системы аспирации были проведены на полупромышленной установке. Эксперименты проводили, изменяя количество работающих отсосов от станков от одного до десяти. Отключение каждого из источников отходов осуществляли с помощью задвижек, установленных на ответвлениях. В таблице приведены экспериментальные данные о затрате электрической мощности на транспортирование древесных отходов при работе различного числа отсосов, а рисунок 5 иллюстрирует динамику её расходования.

Потребление электрической мощности при одновременной работе различного числа отсосов в усовершенствованной системе аспирации

Число одновременно работающих отсосов	Расход воздуха, м³/с	Потребляемая мощность, кВт	
		N	%
1	0,398	3,16	48,9
2	0,424	3,68	56,9
3	0,448	4,17	64,5
4	0,467	4,40	68,0
5	0,486	4,66	72,1
6	0,511	5,10	78,8
7	0,530	5,44	84,0
8	0,555	5,65	87,5
9	0,578	6,08	94,0
10	0,602	6,46	100,0

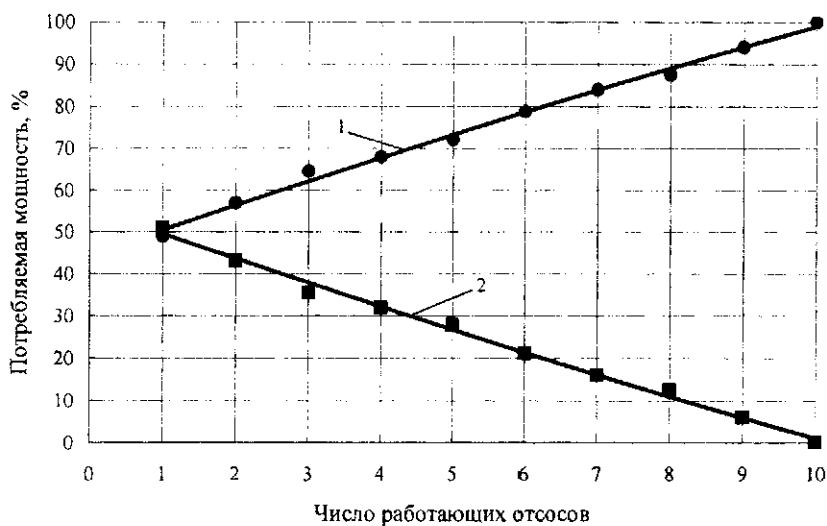


Рис. 5. Динамика расходования и экономии мощности в усовершенствованной системе аспирации: 1 – потребляемая мощность; 2 – экономия энергии

В задачу исследования стабилизатора скорости входило его испытание при изменяющемся расходе воздуха с определением величины входной скорости воздуха в корпус циклона. До проведения испытания опытного образца стабилизатора скорости для циклона определяли размеры полотна его створки. Величину давления воздуха до и после стабилизатора замеряли с помощью пневмометрических трубок и микроманометров, что позволило установить величину коэффициента его местного сопротивления.

В зависимости от величины динамического давления на створку стабилизатора, поворачивающуюся при изменении расхода воздуха, измеряли величины отклонения створки во входном сечении циклона и входную скорость воздуха.

По данным замеров коэффициент местного сопротивления стабилизатора скорости определили из выражения:

$$\xi = \frac{2\Delta p}{v_{ax}^2 \rho_a}, \tag{10}$$

где  $\Delta p$  – перепад давления во входном в циклон отверстии, Па;  $v_{ax}$  – скорость воздуха в материалоприводе до стабилизатора скорости, м/с;  $\rho_a$  – плотность воздуха, кг/м³.

При транспортирующей скорости воздуха 21,2 м/с коэффициент местного сопротивления для чистого воздуха получен равным 1,2.

Серия опытов позволила сделать заключение, что стабилизатор скорости способен поддерживать необходимую скорость входящего в циклон воздуха в допустимых пределах независимо от изменения воздушного режима в сети (рис. 6). Некоторые колебания входной скорости воздуха происходят в пределах интервала допустимых скоростей входа воздуха в циклон, обеспечивающих оптимальную его работу. Возникающие колебания входной скорости воздуха зависят от того, что уменьшение лобовой площади створки стабилизатора при уменьшении угла ее поворота полностью не компенсирует возрастающее динамическое давление воздуха, происходящее по квадратичному закону.

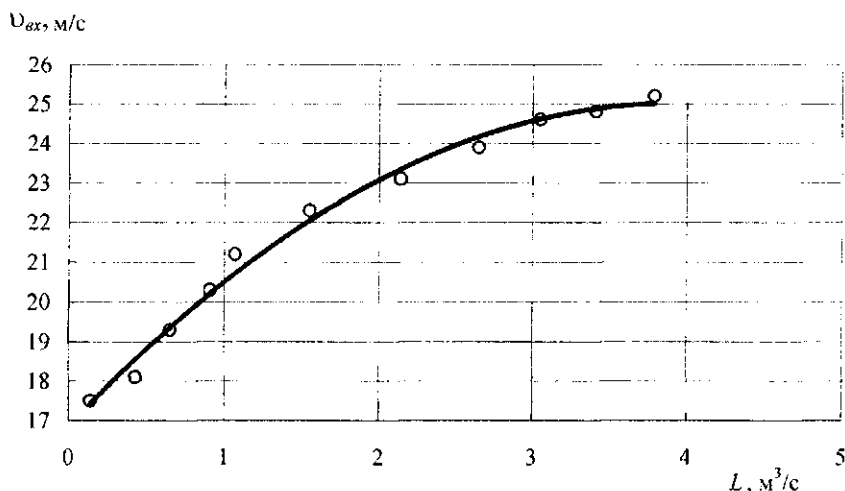


Рис. 6. Изменение входной скорости воздуха в циклон в зависимости от его расхода при наличии стабилизатора скорости.

**Заключение.** Результаты теоретических и экспериментальных исследований усовершенствованной системы аспирации показали:

- с помощью поворотных клапанов отсосы неработающих станков отключаются от сети, и уменьшение числа работающих станков влечет за собой уменьшение количества отсасываемого вентилятором воздуха и соответствующее уменьшение потребляемой электродвигателем вентилятора мощности; при коэффициенте одновременности работы станков, равном 0,6, потребляемая мощность электроэнергии уменьшается на 21,2 %;

- для открытия и закрытия створки стабилизатора скорости установлено, что на сжатие пружины требуется затрата большей силы, чем на растяжение; получены коэффициенты для определения этой силы в зависимости от давления воздуха на пружину. По данным замеров и вычислений определен коэффициент местного сопротивления стабилизатора скорости, равный 1,2;

- изменение расхода воздуха в сети практически не изменяет режим работы циклона благодаря регулируемому действию стабилизатора входной скорости воздуха.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Клячко, Л.С. Пневматический транспорт сыпучих материалов / Л.С. Клячко, Э.Х. Одельский, Б.М. Хрусталеv. – Минск: Наука и техника, 1983. – 216 с.
2. Святков, С.Н. Пневматический транспорт измельченной древесины / С.Н. Святков. – М.: Лесная промышленность, 1966. – 318 с.
3. Козориз, Г.Ф. Пневматический транспорт деревообрабатывающих предприятий / Г.Ф. Козориз. – М.: Машиностроение, 1968. – 120 с.
4. Королёва, Т.И. Использование вертикального коллектора-сборника в качестве первой ступени очистки в системах пневмотранспорта древесных отходов / Т.И. Королёва / Вестн. Полоц. гос. ун-та. Сер. В, Прикладные науки. – 2006. – № 3. – С. 94 – 99.
5. Хрусталеv, Б.М. Пневматический транспорт / Б.М. Хрусталеv, Н.В. Кислов. – Минск: ООО «Информационная служба недвижимости», 1998. – 452 с.

Поступила 12.05.2008