

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.51

А. С. Галюжин

**АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЦЕНТРОБЕЖНО-МАГНИТНОГО
ВЛАГООТДЕЛИТЕЛЯ**

UDC 621.51

A. S. Galyuzhin

**AERODYNAMIC CALCULATION OF CENTRIFUGAL MAGNETIC
DEHUMIDIFIERS**

Аннотация

Приведены схемы и принцип действия центробежно-адсорбционного и центробежно-магнитного влагоотделителей, применяемых в системах кондиционирования сжатого воздуха пневмоприводов. Проанализированы причины низкой эффективности влагоотделителей центробежно-адсорбционного типа. Предложены методики расчета величины смоченного периметра винтового канала и потерь давления в данном канале.

Ключевые слова:

пневмопривод, сжатый воздух, система кондиционирования, центробежно-магнитный влагоотделитель, потери давления.

Abstract

The paper gives schemes and the principle of operation of centrifugal adsorption and centrifugal magnetic dehumidifiers used in compressed air conditioning systems of pneumatic drives. The causes of low efficiency of dehumidifiers of centrifugal adsorption type are analyzed. The procedures are offered to calculate the wetted perimeter of the helical channel and pressure losses in this channel.

Key words:

pneumatic drive, compressed air, air conditioning system, centrifugal magnetic dehumidifier, pressure losses.

На троллейбусах производства холдинга «Белкоммунмаш» в системе кондиционирования сжатого воздуха пневмопривода используется центробежно-адсорбционный влагоотделитель собственного производства [1], схема которого приведена на рис. 1. Данный влагоотделитель работает следующим образом. Сжатый воздух поступает по трубке 8, установленной по касательной снаружи на корпусе 1, в пространство

между корпусом 1 и стаканом 3 и далее движется по винтовой траектории вниз благодаря винтовой поверхности 9. Под действием центробежных сил инерции капли воды, масла и твердые частицы оседают на стенках корпуса 1 и стекают вниз. Затем воздух проходит через латунную загрузку 6, где также задерживаются твердые частицы и мелкие капли воды и масла; далее – через слой адсорбента 7, который погло-

щает несконденсированную влагу. После очистки и осушки сжатый воздух через обратный клапан 4 поступает в

рабочие ресиверы пневмопривода, а через дроссель 10 – в ресивер регенерации 11.

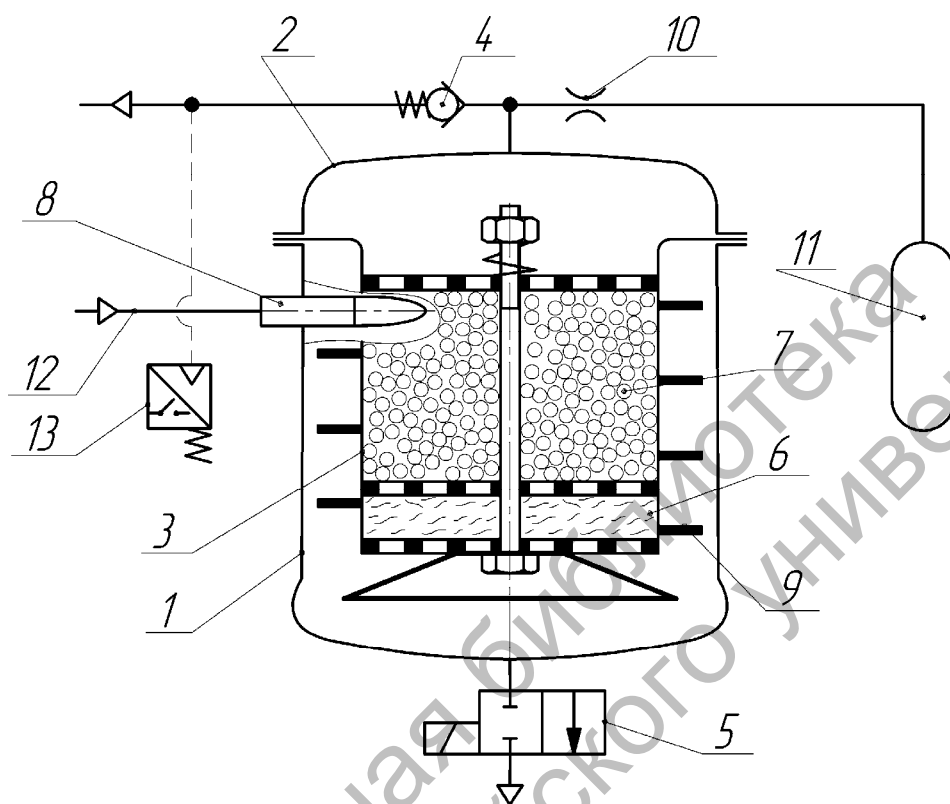


Рис. 1. Схема воздухоосушителя АКСМ 201-2302 холдинга «Белкоммунмаш»

При достижении в рабочих ресиверах верхнего предела регулирования давления срабатывает реле давления 13 и отключает электродвигатель компрессора и обмотку электромагнитного клапана 5. В результате нижняя полость корпуса 1 соединяется с атмосферой и, соответственно, давление в магистрали 12 и внутри корпуса 1 осушителя падает почти до атмосферного. Сжатый очищенный и осушенный воздух из ресивера 11 через дроссель 10 поступает в верхнюю часть корпуса 1, проходит через адсорбент 7 и латунную загрузку 6, где отбирает ранее накопленную влагу через клапан 5 и выходит в атмосферу.

Когда давление в ресиверах пневмопривода из-за расхода сжатого воздуха потребителями падает до нижнего предела, реле давления 13 включает

электродвигатель компрессора. В результате подаётся напряжение на обмотку электромагнитного клапана 5, который перекрывает сообщение внутренней полости корпуса 1 влагоотделителя с атмосферой, и цикл осушки и очистки повторяется.

Для оценки эффективности данного влагоотделителя проведены экспериментальные исследования зависимости степени осушки сжатого воздуха от пробега троллейбуса. Новый воздухоосушитель АКСМ 201-2302 был установлен на троллейбус АКСМ 201 № 38 Могилевского предприятия «Горэлектротранспорт». Через каждые 10 тыс. км пробега влагоотделитель снимался, и на стенде определялась степень осушки. Через первые 10 тыс. км пробега степень осушки снизилась с 78 до 42 %, а за

последующие 10 тыс. км пробега – до 23 %. При вскрытии влагоотделителя после первых 10 тыс. км пробега оказалось, что адсорбент мокрый. Это объясняется низкой эффективностью системы регенерации адсорбента, а также недостатками в конструкции винтовой поверхности 9.

Низкая эффективность системы регенерации адсорбента, включающая ресивер 11 и дроссель 10, объясняется следующим. Из-за теплообмена с окружающей средой температура сжатого воздуха в ресивере 11 всегда ниже температуры осушаемого сжатого воздуха во влагоотделителе. После прохождения дросселя из-за наличия эффекта Джоуля-Томсона сжатый воздух опять охлаждается [2, с. 199–201]. В результате этих охлаждений воздуха его способность к поглощению влаги из адсорбента снижается.

Недостаток в конструкции винтовой поверхности 9 в том, что зазор между этой поверхностью и корпусом 1 составляет несколько миллиметров, поэтому движение сжатого воздуха по спирали происходит только в начальный период при поступлении в пространство между корпусом 1 и стаканом 3 из трубки 8. Затем основная часть воздуха проходит через кольцевой зазор, а не движется по спирали, т. к. при движении воздуха через зазор аэродинамическое сопротивление меньше, чем при движении по винтовому каналу. Это снижает эффективность отделения конденсата в виде капель воды.

Разработанный в Белорусско-Российском университете центробежно-магнитный влагоотделитель не имеет указанных недостатков (рис. 2). Центробежно-магнитный влагоотделитель состоит из корпуса 1, в котором соосно установлен сердечник 2. На внешней поверхности сердечника 2 расположен направляющий аппарат 3, обеспечивающий движение потока сжатого воздуха по винтовой траектории. В нижней части

корпуса 1 размещена конусообразная заслонка 4, под которой находится полость 5 для сбора конденсата и пыли. Полость 5 через отверстие 6 соединена с электромагнитным клапаном 7. Снаружи на корпусе 1 установлен соленоид (цилиндрическая катушка) 8, корпус выполнен из немагнитного материала (сплава алюминия). Для предотвращения нагрева корпуса 1 соленоидом 8 используется теплоизоляционная прокладка 9. На корпусе 1 установлено устройство 10 для ионизации частиц воды в сжатом воздухе.

Влагоотделитель работает следующим образом. От компрессора сжатый воздух по трубопроводу 11 через отверстие 12 в корпусе 1 поступает в канал, образованный направляющим аппаратом 3. Для исключения возникновения местных вихрей, в которых частицы воды движутся хаотично, а центробежная сила указана произвольным образом, отверстие 12 выполнено под наклоном, равным углу подъема винтовой линии γ направляющего аппарата 3. Кроме того, вход потока сжатого воздуха в направляющий аппарат 3 происходит по касательной к винтовой линии, что также исключает появление местных вихрей.

Как правило, в потоке сжатого воздуха находятся капли воды (конденсат), образовавшиеся в результате сжатия влажного воздуха. Поэтому первоочередной задачей является удаление этих капель из потока сжатого воздуха, что реализуется путем использования центробежной силы инерции. При этом капли воды достигают внутренней вертикальной стенки корпуса 1 и стекают вниз в полость 5.

При дальнейшем движении потока сжатого воздуха по винтовой линии частицы воды, обладающие большей массой по сравнению с молекулами азота и кислорода, в большей степени приближаются к вертикальным внутренним стенкам корпуса 1.

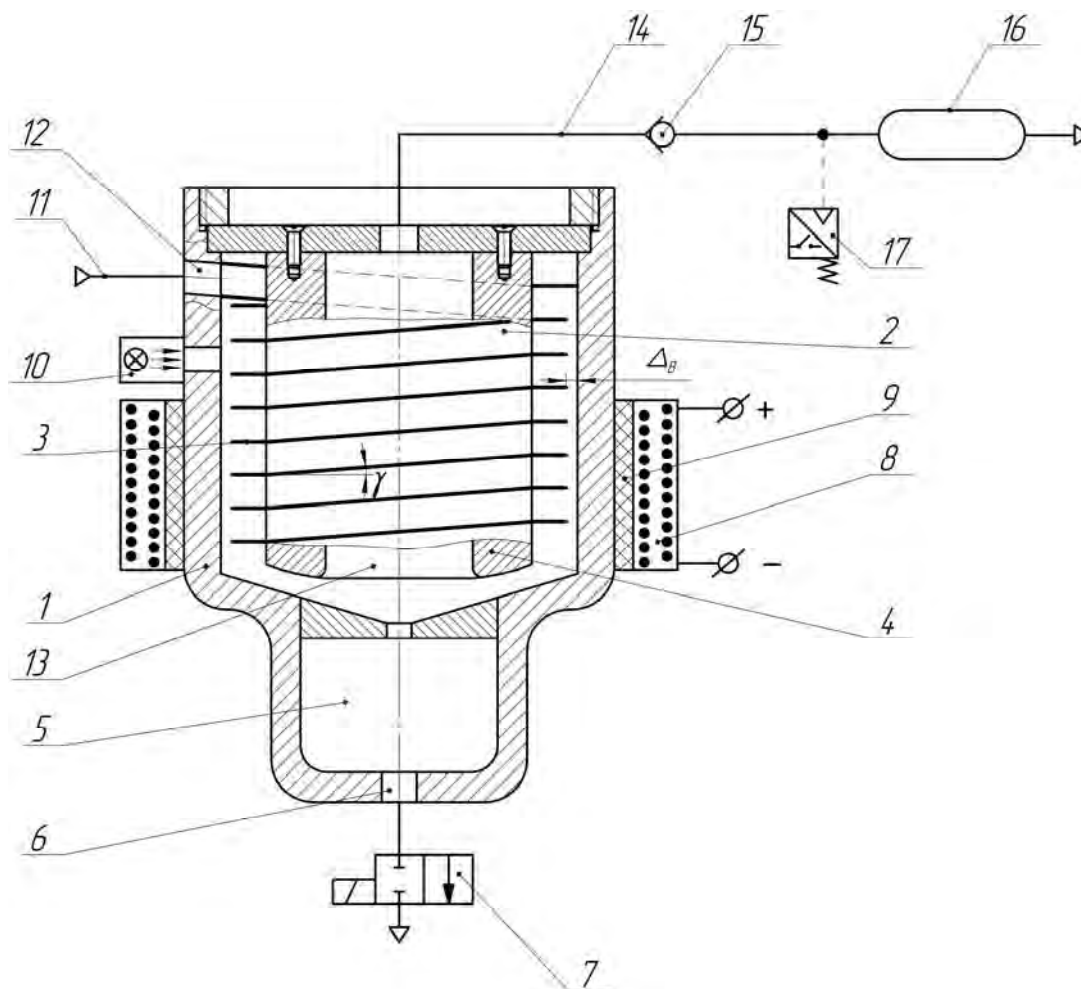


Рис. 2. Схема центробежно-магнитного влагоотделителя

Через несколько оборотов канала поток сжатого воздуха подвергается ультрафиолетовому облучению с помощью ионизатора 10. Поскольку частицы воды находятся ближе к источнику ионизации по сравнению с молекулами кислорода и азота, то они первыми приобретают положительный заряд. При этом поток воздуха входит в магнитное поле, образованное соленоидом 8, и электроны, выбитые из частиц воды, под воздействием силы Лоренца устремляются к оси сердечника 2, а положительно заряженные частицы воды – к вертикальным стенкам корпуса 1. Вертикальные стенки к этому моменту уже покрыты тонким слоем воды, поскольку ее капли, которые образуются при сжатии воздуха, первыми достигнут стенок

корпуса еще до облучения потока сжатого воздуха. Положительно заряженные частицы воды, достигшие ее слоя на стенках корпуса, соединяются с имеющимися там молекулами воды и удерживаются за счет наличия водородной связи. Выбитые из частиц воды электроны преимущественно захватываются электрически нейтральными молекулами кислорода и азота, поскольку их внешние электронные оболочки являются незаполненными, а также положительными молекулярными ионами кислорода и азота, у которых будут выбиты электроны при ультрафиолетовом облучении потока сжатого воздуха. Капли масла и твердые частицы пыли, находящиеся в сжатом воздухе, под воздействием центробежных сил инер-

ции также отбрасываются к внутренней стенке корпуса 1, и образовавшаяся смесь стекает вниз в полость 5.

Как уже отмечалось, магнитное поле внутри корпуса 1 создается с помощью соленоида 8, вектор магнитной индукции которого направлен вниз параллельно оси влагоотделителя и под углом $\alpha = 90^\circ - \gamma$ к вектору окружной скорости движения ионизированной частицы воды. При этом на ионизированные частицы воды, кроме центробежной силы, воздействует сила Лоренца, которая совпадает по направлению с центробежной. Радиальная сила, действующая на частицу, в этом случае возрастает в десятки раз.

С помощью направляющего аппарата 3 поток сжатого воздуха также получает нисходящее движение. После прохождения по винтовой траектории он поворачивается на 180° и поступает во внутреннее отверстие 13 сердечника 2. При этом возникает центробежная сила, действующая на оставшиеся твердые частицы, частицы воды и капли масла и направленная в сторону конусообразной заслонки 4, куда стекает смесь воды, масла и твердых частиц со стенок корпуса 1. Сила Лоренца в этом случае уменьшается до нуля, т. к. вектор скорости становится параллельным вектору магнитной индукции. Через отверстие в центре заслонки 4 упомянутая смесь стекает в полость 5, где и собирается. Благодаря такой конструкции заслонки 4 собранная смесь твердых частиц, масла и воды не захватывается вновь потоком очищенного и осушенного воздуха и не увлекается в пневмопривод.

Осушенный и очищенный сжатый воздух проходит через отверстие 13, трубопровод 14, обратный клапан 15 и поступает в основной ресивер 16. Когда давление в пневмоприводе достигает верхнего предела, то срабатывает реле давления 17 и отключает электродвигатель компрессора, обмотку соленоида и обмотку электромагнитного клапана 7. В

результате запорный элемент клапана 7 опускается вниз и полость 5 соединяется с атмосферой. Под действием давления воздуха, находящегося в корпусе 1, смесь воды, масла и твердых частиц выбрасывается наружу.

При падении давления в ресивере пневмопривода до нижнего предела из-за расхода сжатого воздуха потребителями реле давления 17 включает электродвигатель компрессора и подает напряжение на обмотку соленоида и обмотку электромагнитного клапана 7, который перекрывает сообщение внутренней полости 5 с атмосферой, и цикл осушки и очистки сжатого воздуха повторяется.

Таким образом, разработанный центробежно-магнитный влагоотделитель обладает рядом преимуществ по сравнению с известными адсорбирующими влагоотделителями: не требуется постоянная регенерация или замена адсорбента; во влагоотделителе использован всего один подвижный элемент – запорный элемент электромагнитного клапана; снижены потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений.

Как отмечалось выше, на первом этапе работы центробежно-магнитного влагоотделителя под воздействием центробежной силы инерции происходит удаление капель воды, образовавшихся в результате сжатия воздуха. Как известно, при одном и том же радиусе кривой r центробежная сила $F_{ц}$, действующая на каплю воды массой m , прямо пропорциональна квадрату окружной скорости V_0 . Поэтому разработчики для повышения эффективности центробежных влагоотделителей всегда стремятся увеличить скорость V_0 . Повышение скорости V_0 всегда приводит к увеличению турбулизации потока. Из молекулярно-кинетической теории газов известно, что молекулы воздуха движутся хаотично [4, с. 73–74]. Любые малые частицы размером $< 10^{-6}$ м, находящиеся в воздухе, из-за ударов молекул также

движутся хаотично (броуновское движение). Поэтому броуновское движение в сочетании с вихревым движением из-за турбулизации потока приводит к тому, что центробежная сила, действующая на капли воды небольших размеров, не всегда направлена от оси к цилиндрическому корпусу влагоотделителя. Этим объясняется низкая эффективность влагоотделителей данного типа.

В центробежно-магнитном влагоотделителе после удаления конденсата происходит облучение потока воздуха, а затем – под воздействием центробежной силы и силы Лоренца – удаление частиц воды, соизмеримых с молекулами кислорода и азота. Поэтому в данном случае необходимо такое движение частиц воды, при котором их траектории были бы параллельны оси винтового канала направляющего аппарата. К этому можно приблизиться лишь в том случае, если движение потока воздуха будет ламинарным.

Ламинарное течение имеет место при числах Рейнольдса $Re \leq Re_{кр} = 2300$ ($Re_{кр}$ – критическое число Рейнольдса) [5, с. 53–54; 6, с. 153]. Число Рейнольдса рассчитывается по формуле [7, с. 65]

$$Re = \frac{V_{cp} \cdot D}{\nu_{сж}}, \quad (1)$$

где V_{cp} – средняя скорость потока сжатого воздуха в винтовом канале, м/с; D – гидравлический диаметр винтового канала, м; $\nu_{сж}$ – кинематическая вязкость сжатого воздуха, м²/с.

Средняя скорость потока V_{cp} определяется с помощью зависимости [7, с. 71]

$$V_{cp} = \frac{Q_{сж}}{S_{вк}}, \quad (2)$$

где $Q_{сж}$ – расход сжатого воздуха, поступающего в винтовой канал, м³/с; $S_{вк}$ – площадь живого сечения винтового канала, м².

Гидравлический диаметр винтового канала [8, с. 42]

$$D = \frac{4S_{вк}}{\chi}, \quad (3)$$

где χ – смоченный периметр винтового канала, м.

Подставим значения (2) и (3) в (1). Тогда

$$\chi = \frac{4Q_{сж}}{Re \cdot \nu_{сж}}. \quad (4)$$

Очевидно, что для обеспечения ламинарного режима течения жидкости в канале необходимо, чтобы

$$\chi \geq \frac{4Q_{сж}}{Re_{кр} \cdot \nu_{сж}}. \quad (5)$$

Кинематическую вязкость сжатого воздуха $\nu_{сж}$ можно определить, используя формулу Сазерленда [5, с. 21; 9]

$$\mu_{сж} = \mu_{0сж} \frac{273 + C_v}{T_{сж} + C_v} \left(\frac{T_{сж}}{273} \right)^{1,5}, \quad (6)$$

где $\mu_{сж}$ – динамическая вязкость сжатого воздуха, Па·с; $\mu_{0сж}$ – динамическая вязкость сжатого воздуха при 0 °С; $\mu_{0сж} = 18,27 \cdot 10^{-6}$ Па·с [9]; $T_{сж}$ – температура сжатого воздуха, К; C_v – постоянная, зависящая от вида газа, для воздуха $C_v = 130,5$ [5, с. 21].

Формулу Сазерленда можно применять при давлении сжатого воздуха до 3,45 МПа в диапазоне температур от 0 до 555 К с ошибкой менее 5 % [9]. При давлении от 0 до 1 МПа эта ошибка крайне незначительна [5, с. 21]. Зная динамическую вязкость $\mu_{сж}$, можно рассчитать кинематическую вязкость сжатого воздуха $\nu_{сж}$, м²/с, по формуле [5, с. 21]

$$\nu_{сж} = \mu_{сж} / \rho_{сж}, \quad (7)$$

где $\rho_{сж}$ – плотность сжатого воздуха, кг/м³.

Поскольку сжатый воздух, поступающий на вход влагоотделителя, не достигает состояния сжижения, то для определения его плотности можно использовать уравнение Клапейрона–Мен-

делева [5, с. 21]

$$\rho_{сж} = p_{сж} / (R \cdot T_{сж}), \quad (8)$$

где $p_{сж}$ – абсолютное давление сжатого воздуха, Па; R – газовая постоянная, для воздуха $R = 287$ Дж/(кг·К) [5, с. 21]; $T_{сж}$ – абсолютная температура сжатого воздуха, К.

Следует отметить, что для газа смоченный периметр равен периметру газохода, а в данном случае смоченный периметр будет равен периметру винтового канала в нормальном сечении.

Подставив в формулу (5) значения $v_{сж}$ и $\rho_{сж}$ из зависимостей (7) и (8), получим формулу для расчета χ , при котором будет обеспечен ламинарный режим течения сжатого воздуха в винтовом канале:

$$\chi \geq \frac{4Q_{сж} \cdot p_{сж}}{Re_{кр} \cdot \mu_{сж} \cdot R \cdot T_{сж}}. \quad (9)$$

Для оценки влияния температуры сжатого воздуха $T_{сж}$ на величину смоченного периметра χ при различных значениях расхода сжатого воздуха $Q_{сж}$ с помощью формул (6) и (9) рассчитаны зависимости $\chi = f_i(Q_{сж})$ при различных значениях $T_{сж}$ (рис. 3). При этом принимались значения $Q_{сж}$, близкие к подаче компрессора ЭК 4В-М, применяемого в пневмоприводе троллейбуса, а абсолютное давление – к начальному давлению нагнетания: $p_{сж} = 0,1$ МПа [10, с. 3]. Расчеты проведены в программном пакете Mathcad.

Анализ графиков на рис. 3 показывает, что температура сжатого воздуха $T_{сж}$ незначительно влияет на величину χ . Так, для $Q_{сж} = 5 \cdot 10^{-3}$ м³/с при изменении температуры сжатого воздуха в 5 раз смоченный периметр изменяется всего в 1,28 раза. Причем при увеличении температуры $T_{сж}$ происходит уменьшение χ , что связано с увеличением вязкости $v_{сж}$ при повышении $T_{сж}$. Следует также отметить, что для обеспечения ламинарного режима необходим достаточно большой смоченный

периметр χ . Так, при $Q_{сж} = 5 \cdot 10^{-3}$ м³/с и $T_{сж} = 10 \dots 50$ °С он составляет примерно 5...6 м, что сопоставимо с размерами мобильной машины, на которой используется компрессор ЭК 4В-М. Поэтому принято решение обеспечить движение воздуха в винтовом канале в другой области сопротивления – области гидравлически гладких труб, где ламинарный слой, находящийся у стенок трубы, закрывает неровности, образования и отрыв вихрей от бугорков неровностей не происходит [6, с. 173]. Максимальное число Рейнольдса в данной области $Re_{max} = 20D / \Delta_s$ (Δ_s – абсолютная величина эквивалентной равномерно-зернистой шероховатости, м) [5, с. 69; 7, с. 91]. Если принять $\Delta_s = 0,01$ мм, что возможно при полировании стенок канала и внутренней цилиндрической поверхности корпуса [5, с. 70–71], а величину D равной диаметру трубопровода $d_{тр}$, соединяющего компрессор с влагоотделителем (для компрессора ЭК 4В-М $D = d_{тр} = 12$ мм), то для рассматриваемого компрессора получим $Re_{max} = 24000$. Тогда минимальное значение смоченного периметра, которое рассчитывается по (6)...(9) и при котором течение сжатого воздуха будет в области гидравлически гладких труб, определится как $\chi_{min} = 44$ мм. При проектировании центробежно-магнитного влагоотделителя и необходимости учета других конструктивных факторов смоченный периметр целесообразно несколько увеличить. В этом случае Re будет снижаться, а режим течения сжатого воздуха в винтовом канале приближаться к ламинарному.

В дальнейшем при работе троллейбуса на линии давление в рабочих ресиверах поддерживается в диапазоне $0,65^{+0,02} \dots 0,76^{-0,02}$ МПа. В этом случае, используя уравнение расхода для газа [6, с. 74]

$$\rho_{сж1} \cdot Q_{сж1} = \rho_{сж2} \cdot Q_{сж2}, \quad (10)$$

а также уравнение (8), с учетом того, что $T_{сж}$ незначительно влияет на величину χ , получим объемный расход воздуха, проходящий по винтовому каналу при работе троллейбуса:

$$Q_{сж2} = \frac{Q_{сж1} \cdot \rho_{сж1}}{\rho_{сж2}} \quad (11)$$

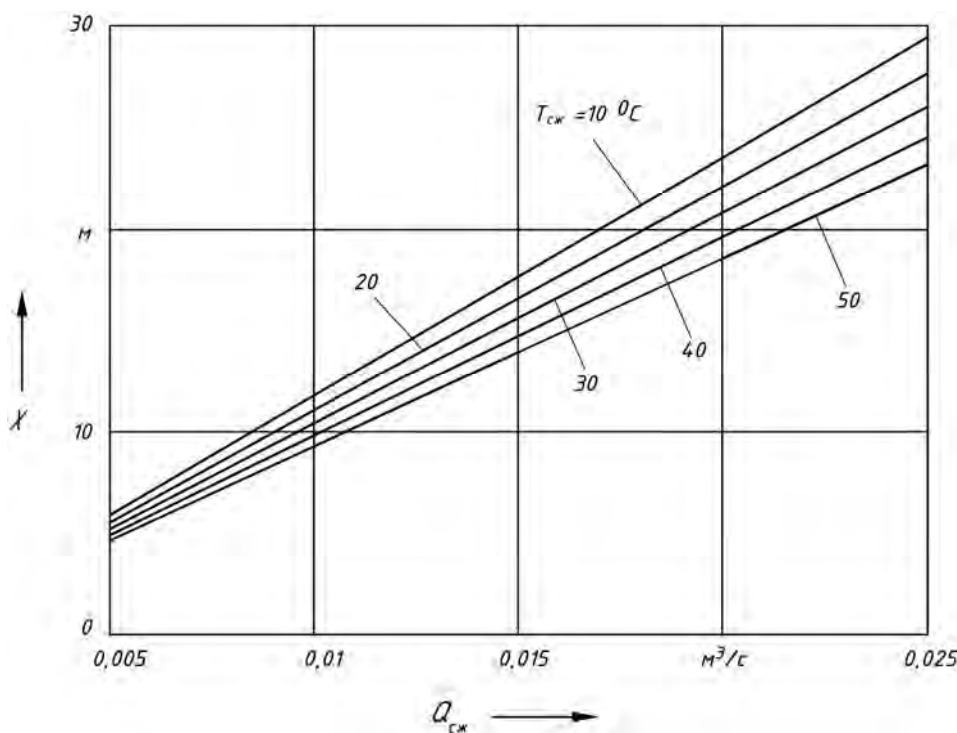


Рис. 3. Зависимость смоченного периметра винтового канала χ от расхода сжатого воздуха $Q_{сж}$ при различных значениях $T_{сж}$ и ламинарном течении сжатого воздуха

Данная методика расчета использована при проектировании центробежно-магнитного влагоотделителя. В результате удалось достичь высокой степени осушки сжатого воздуха пневмопривода – до 3-го класса чистоты по ISO 8573-1:2001.

Важным вопросом при проектировании центробежно-магнитного влагоотделителя является определение потерь давления при движении сжатого воздуха в винтовом канале, которые зависят от потерь на трение. Разность давления на входе и выходе винтового канала Δp равна потерям давления на трение. При ламинарном режиме Δp можно определить по формуле Пуазейля [6, с. 162]:

$$\Delta p = \frac{32 v_{сж} \cdot l_v \cdot V_{ср} \cdot \rho_{сж}}{D^2} \quad (12)$$

где l_v – длина винтового канала, м; $\rho_{сж}$ – плотность сжатого воздуха, кг/м³.

Подставим в формулу (12) значения $V_{ср}$ из формулы (2), а вместо $S_{вк}$ – его значение из (3). Тогда

$$\begin{aligned} \Delta p &= \frac{32 v_{сж} \cdot l_v \cdot 4 Q_{сж} \cdot \rho_{сж}}{D^2 \cdot D \cdot \chi} = \\ &= \frac{128 v_{сж} \cdot l_v \cdot Q_{сж} \cdot \rho_{сж}}{D^3 \cdot \chi} \end{aligned} \quad (13)$$

Длину винтового канала можно определить как длину винтовой линии:

$$l_{\text{в}} = \frac{2\pi \cdot r_{\text{ср}} \cdot n}{\cos \gamma}, \quad (14)$$

где γ – угол подъема винтовой линии (см. рис. 2), град; n – количество витков винтового канала; $r_{\text{ср}}$ – расстояние от оси винтового канала до оси влагоотделителя по нормали, м.

С учетом (14) формула (13) примет вид:

$$\Delta p = \frac{128\pi \cdot \nu_{\text{сж}} \cdot Q_{\text{сж}} \cdot \rho_{\text{сж}} \cdot d_c \cdot n}{D^3 \cdot \chi \cdot \cos \gamma}. \quad (15)$$

При турбулентном режиме течения сжатого воздуха в области гидравлически гладких труб Δp можно определить по формуле Дарси–Вейсбаха и Блазиуса [6, с. 166; 5, с. 67]

$$\Delta p = \frac{\lambda \cdot l_{\text{в}} \cdot V_{\text{ср}}^2 \cdot \rho_{\text{сж}}}{2D}, \quad (16)$$

где $l_{\text{в}}$ – длина винтового канала, м.

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (17)$$

Тогда с учетом формул (1) и (17) зависимость для расчета Δp при движении сжатого воздуха в области гидравлически гладких труб примет вид:

$$\Delta p = \frac{0,1582 \nu_{\text{сж}}^{0,25} \cdot l_{\text{в}} \cdot V_{\text{ср}}^{1,75} \cdot \rho_{\text{сж}}}{D^{1,25}}. \quad (18)$$

В результате математического моделирования процессов движения частицы воды в силовом поле центробежно-магнитного влагоотделителя [8] определено сечение винтового канала в виде прямоугольника с размерами 17×24 мм. В этом случае $\chi = 82$ мм, $S_{\text{вк}} = 408$ мм², $D = 19,9$ мм. При таких размерах винтового канала в самом начале закачки сжатого воздуха в рабочие ресиверы на протяжении 50...52 с движение в данном канале будет ламинарным (рис. 4, линия 1). В этом случае потери давления в винтовом канале рассчитыва-

ются с помощью зависимости (15). При низких температурах окружающей среды на выходе компрессора будет наблюдаться не только объемная, но и поверхностная конденсация, т. к. температура стенок трубопровода будет отрицательной. Поэтому на данном промежутке времени будет наблюдаться выделение наибольшего количества конденсата в сжатом воздухе, что необходимо учитывать при расчетах зазора между сердечником и корпусом влагоотделителя $\Delta_{\text{в}}$ (см. рис. 2). В конце работы компрессора избыточное давление достигнет 0,76 МПа, и компрессор отключится.

При работе троллейбуса на линии происходит потребление сжатого воздуха пневмоприводом, избыточное давление в рабочих ресиверах падает до 0,65 МПа и компрессор опять включается. В этот момент избыточное давление во влагоотделителе и скорость движения воздуха равны нулю. При этом наблюдается рост Re от нуля до 15192 в конце цикла работы компрессора (см. рис. 4, линия 2). Числа Рейнольдса определены в соответствии с изложенной выше методикой.

Найдем верхнюю границу области гидравлически гладких труб для данных размеров винтового канала: $20D / \Delta_{\text{в}} = 3,98 \cdot 10^5$. Таким образом, при работе троллейбуса движение сжатого воздуха в винтовом канале будет происходить в области гидравлически гладких труб. На этом режиме потери давления в винтовом канале можно определить с помощью зависимости (18).

Данная методика расчета положена в основу аэродинамического расчета центробежно-магнитного влагоотделителя. В результате стендовых и дорожных экспериментальных исследований систем кондиционирования сжатого воздуха с штатным центробежно-абсорбционным осушителем и центробежно-магнитным влагоотделителем установлено, что значения основных показателей эффективности системы

кондиционирования сжатого воздуха пневмопривода троллейбуса (точка росы, степень осушки), использующей центробежно-магнитный влагоотделитель, на 1,8...4,9 % выше аналогичных показателей системы со штатным осушителем в начальный период эксплуатации и на 26...57 % после 10 тыс. км

пробега. Вероятность безотказной работы пневмопривода троллейбуса при установке центробежно-магнитного влагоотделителя выше, чем у пневмопривода со штатным осушителем, на 3,4...15,1 % в начальный период эксплуатации и на 25,5...27,8 % после 10 тыс. км пробега.

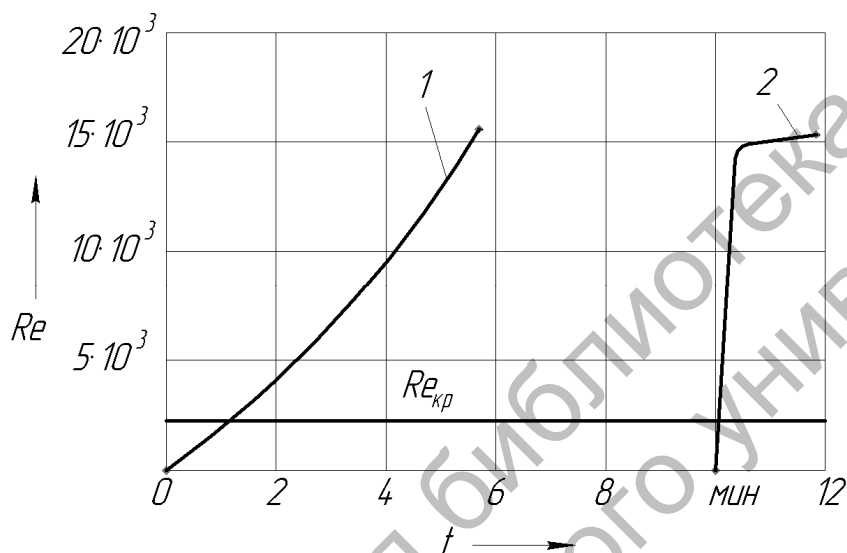


Рис. 4. Зависимость изменения числа Рейнольдса в центробежно-магнитном влагоотделителе от времени работы компрессора

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ТУ РБ 28619445-2000. Блок подготовки воздуха. – Минск : Белкоммунмаш, 2000. – 19 с.
2. Нащокин, В. В. Техническая термодинамика и теплопередача : учеб. пособие для вузов / В. В. Нащокин. – 3-е изд., испр. и доп. – М. : Высш. шк., 1980. – 469 с.
3. Галюжин, А. С. Осушка сжатого воздуха с помощью магнитного поля / А. С. Галюжин // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2010. – № 1. – С. 6–9.
4. Трофимова, Т. Н. Курс физики : учебник для студентов вузов / Т. Н. Трофимова. – М. : Высш. шк., 1985. – 432 с.
5. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер [и др.] ; под общ. ред. Б. Б. Некрасова. – Минск : Выш. шк., 1985. – 382 с.
6. Альтшуль, А. Д. Гидравлика и аэродинамика : учебник для студентов вузов / А. Д. Альтшуль, Л. С. Животовский, Л. П. Иванов. – М. : Стройиздат, 1987. – 414 с.
7. Башта, Т. М. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы : учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов. – 2-е изд., перераб. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.
8. Галюжин, А. С. Математическая модель движения частицы воды в силовом поле центробежно-магнитного влагоотделителя / А. С. Галюжин // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 2. – С. 13–21.

Статья сдана в редакцию 24 ноября 2014 года

Александр Сергеевич Галюжин, старший преподаватель, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-029-745-04-55.

Aleksandr Sergeyevich Galyuzhin, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: 8-029-745-04-55.