

Экспериментальные исследования повышения эффективности работы вентиляторов местного проветривания за счет изменения частоты вращения рабочего колеса

DOI: <http://dx.doi.org/10.18796/0041-5790-2023-7-59-67>

В статье рассмотрены методика и результаты экспериментальных исследований метода повышения эффективности работы вентиляторов местного проветривания (ВМП) при проветривании подготовительных выработок угольных шахт. Эксперимент проводился в производственных помещениях ООО «ТРАНСМАШ». Авторами предложено управление подачей вентилятора с помощью электропривода с изменяемой частотой вращения рабочего колеса. Установлено, что наиболее рациональным способом регулирования в дополнение к существующим является изменение частоты вращения рабочего колеса вентилятора. Задачи эксперимента состояли в определении аэродинамических параметров ВМП при изменении частоты переменного тока электродвигателя, коэффициента утечек и максимальной длины трубопровода, обеспечивающей заданный расход воздуха. Для проведения эксперимента смонтирован вентилятор с частотным преобразователем, работающий на участок трубопровода и разработана методика проведения измерений. Подача ВМП регулировалась изменением скорости вращения рабочего колеса при различных сопротивлениях, при этом оценивались скорость движения воздуха и депрессия исследуемых участков трубопровода. Получены с высокой точностью аппроксимации фактические характеристики ВМП. Определено фактическое аэродинамическое сопротивление и получены расчетные значения для прямолинейных участков трубопроводов различной длины и диаметра. Установлено, что увеличение частоты вращения рабочего колеса позволяет увеличить длину трубопровода при заданных расходах. Результаты сравнивались со значениями при работе ВМП без применения частотного преобразователя переменного тока. Показана возможность повышения КПД при соответствующих величинах сопротивления трубопровода. Отмечено, что регулирование подачи частотой вращения рабочего колеса способствует увеличению срока службы венти-

СМИРНЯКОВ В.В.

Канд. техн. наук,
доцент кафедры безопасности производств
Санкт-Петербургского горного университета,
199106, г. Санкт-Петербург, Россия,
e-mail: smirnyakovvv@yandex.ru

ЛЕЙСЛЕ А.В.

Канд. техн. наук,
доцент кафедры безопасности производств
Санкт-Петербургского горного университета,
199106, г. Санкт-Петербург, Россия,
e-mail: groz-4@yandex.ru

МАГОМЕТ Р.Д.

Канд. техн. наук,
доцент кафедры безопасности производств
Санкт-Петербургского горного университета,
199106, г. Санкт-Петербург, Россия,
e-mail: rmagomet@yandex.ru

МУХОРТИКОВ С.Г.

Канд. техн. наук,
заместитель генерального директора по научной работе
ООО «ТРАНСМАШ»,
652523, г. Ленинск-Кузнецкий, Россия,
e-mail: Smukhortikov@inbox.ru

ПИНСКЕР О.В.

Генеральный директор ООО «ТРАНСМАШ»,
652523, г. Ленинск-Кузнецкий, Россия,
e-mail: pinol62@mail.ru

АНИСИМОВ Д.О.

Начальник проектного отдела ООО «ТРАНСМАШ»,
652523, г. Ленинск-Кузнецкий, Россия,
e-mail: anisimov.do@gmail.com

ляционного оборудования. На основании полученных результатов сделан вывод о возможности применения данного метода регулирования для угольных шахт.

Ключевые слова: вентилятор местного проветривания, частотное регулирование, проветривание подготовительных выработок, частотный преобразователь, аэродинамические характеристики, депрессия, расход, частота вращения рабочего колеса.

Для цитирования: Экспериментальные исследования повышения эффективности работы вентиляторов местного проветривания за счет изменения частоты вращения рабочего колеса / В.В. Смирняков, А.В. Лейсле, Р.Д. Магомет и др. // Уголь. 2023. № 7. С. 59-67. DOI: 10.18796/0041-5790-2023-7-59-67.

ВВЕДЕНИЕ

Повышение эффективности работы вентиляторов местного проветривания (ВМП) при проветривании подготовительных выработок угольных шахт является актуальной задачей, обусловленной необходимостью подачи расчетного количества воздуха в призабойное пространство при максимально возможной длине выработки и интенсификации темпов проходки. Основными целями при этом являются: обеспечение безопасного проветривания газообильных выработок; уменьшение количества вспомогательных выработок; увеличение срока службы вентиляторов относительно проветриваемых объемов выработок. При этом имеет место тенденция к увеличению мощности применяемых вентиляторов [1]. Однако подобный путь решения данной проблемы, как показывают исследования, имеет существенные ограничения по ряду факторов [2].

Как следует из отечественного и зарубежного опыта проветривания подготовительных выработок, подача расчетного количества воздуха в призабойное пространство зачастую не обеспечивала безопасные условия труда по газовому фактору [3, 4, 5, 6, 7].

Для повышения эффективности проветривания при подобных условиях предложено экспериментальное обоснование управления подачей ВМП с помощью электропривода с изменяемой частотой вращения рабочего колеса. Эксперимент проводился в производственных помещениях ООО «ТРАНСМАШ». Актуальность этого метода обосновывается возможностью регулирования производительности любых типов вентиляторов с одновременным обеспечением экономии потребляемой электроэнергии. Достоинства подобного метода управления отмечена в работах многих исследователей [6, 7, 8, 9, 10, 11].

В целом регулирование режима работы ВМП достигается за счет изменения следующих параметров: угол установки лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата; дросселирование; частота вращения рабочего колеса. Депрессия вентилятора и расход подаваемого воздуха в единицу времени определяются мощностью электродвигателя вентилятора, коэффициентом полезного действия (КПД), диаметром рабочего колеса, частотой вращения и углом установки лопастей колеса и направляющего аппарата.

Регулирование работы вентилятора может производиться по расходу воздуха при постоянной депрессии, по депрессии при постоянном расходе, а также по расходу и депрессии одновременно. Оперативное регулирование осуществляется изменением как расхода воздуха, так и депрессии. В случае необходимости поддержание запаса по производительности и (или) депрессии достигается при неизменных углах установки лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата, при постоянном сопротивлении сети. Анализируя данные варианты регулирования, следует отметить, что наиболее рациональным из них является изменение частоты вращения рабочего колеса вентилятора [12].

На практике основным способом, позволяющим регулировать подачу воздуха ВМП, является возможность изменения угла установки лопаток рабочего колеса. Главными его недостатками являются малая оперативность при регулировании и зависимость диапазона приемлемых значений КПД от сопротивления сети. Дополнительной проблемой является динамическое воздействие при пуске на вентиляционный трубопровод, зачастую приводящее к разрывам и снижающее срок его службы.

При применении электропривода с регулируемой частотой вышеуказанные недостатки отсутствуют, снижается динамическое воздействие на вентиляционный трубопровод за счет плавного увеличения частоты, появляется возможность одновременного регулирования производительности и потребляемой мощности [13, 14]. Последний фактор наиболее актуален при проведении выработок большой длины, когда на начальном этапе проведения ВМП зачастую работает в нерациональном режиме, например с избыточной производительностью, что легко устраняется снижением частоты оборотов рабочего колеса.

Возможность применения частотного регулирования для плавного заполнения воздухопроводов предусмотрена в нормативно-технической документации, где с целью обеспечения автоматического контроля и управления проветриванием тупиковых выработок установлены требования для ВМП с частотным преобразователем [15]. Однако прямого указания, содержащего количественные данные, о возможности применения метода частотного регулирования с целью совершенствования процесса проветривания тупиковых выработок не приводится, что объясняется, очевидно, отсутствием достаточного объема исследований в этой области. Нормативно-техническая документация, используемая при проектировании вентиляции тупиковых выработок, также не содержит расчетного обоснования методов применения частотного регулирования [16].

МЕТОДИКА

При разработке методики анализировались опыт и результаты исследований в данной области [17]. Целью проведения эксперимента является определение эффективности использования частотного преобразователя переменного тока при работе ВМП на трубопровод. Задачи эксперимента состояли в следующем:

- определение фактических аэродинамических параметров ВМП при изменении частоты переменного тока, подаваемого на электродвигатель вентилятора;

– определение максимальной длины трубопровода, обеспечивающей заданный расход воздуха на выходе, и фактического коэффициента утечек трубопровода при работе ВМП выше паспортной характеристики за счет увеличения частоты вращения рабочего колеса;

– сравнение полученных результатов с базовыми значениями при работе ВМП без применения частотного преобразователя переменного тока.

Для проведения эксперимента смонтирована экспериментальная установка, представляющая собой ВМП (ВМЭВВ-8У5), подключенный к частотному преобразователю, работающий на участок трубопровода. Схема размещения оборудования приведена на рис. 1.

При проведении эксперимента подача ВМП регулировалась за счет изменения скорости вращения рабочего колеса с помощью частотного преобразователя, при этом сопротивление трубопровода изменялось с помощью шиберов. Установленные в характерных точках (т. 1–4) приемники динамического и статического давлений позволяли оценить скорость движения воздуха и депрессию исследуемых участков трубопровода. Точки замеров были выбраны исходя из фактической конфигурации трубопровода в зонах установившегося движения воздуха с нормальным (недеформированным) полем скоростей. Шибер представлял собой заслонку с нанесенными делениями, расположенную на выходе из трубопровода. Эксперименты проводились в два этапа соответственно при наличии дополнительного последовательно установленного неработающего ВМП и без него.

В каждой серии экспериментов при фиксированной частоте вращения рабочего колеса определялись следующие параметры: статическое и динамическое давление в исследуемых точках трубопровода; депрессия на исследуемых участках; барометрическое давление; температура воздуха; площадь сечения открытой части шиберов; оценивалась форма поперечного сечения трубопровода в исследуемых точках. При измерениях использовались приборы: измеритель абсолютного и дифференциального давления МБГО-2, микроманометр, термогигрометр Testo 625, анемометр АПР-2, воздухомерные трубки Пито, шланги. Принципиальные схемы замеров давления и депрессии приведены на рис. 2.

Определение статического и динамического давления проводилось в точках в центре сечения трубопровода. Депрессия на прямолинейных участках рассчитывалась исходя из значений давления в точках замеров, на повороте трубопровода дополнительно проводился прямой замер депрессии криволинейного участка.

Обработка результатов измерений проводилась в следующей последовательности. Расход воздуха определялся по формуле:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2 p_{\text{ск}}}{\rho}} k_p, \quad (1)$$

где d – диаметр трубопровода, м; $p_{\text{ск}}$ – измеряемое скоростное давление, Па; ρ – плотность воздуха, кг/м³; k_p – коэффициент расхода воздуха.

Плотность воздуха определялась непосредственно перед началом проведения замеров и уточнялась при изменении параметров атмосферы в ходе проведения эксперимента:

$$\rho = \frac{pM}{RT}, \quad (2)$$

где p – атмосферное давление, Па; M – молярная масса воздуха, 0,029 кг/моль; R – универсальная газовая постоянная, 8,31 Дж/(моль×К); T – температура воздуха, К.

Коэффициент расхода воздуха зависит от положения датчика в сечении трубопровода и определяется по формуле:

$$k_p = \frac{v_{\text{ср}}}{v_m}, \quad (3)$$

где $v_{\text{ср}}$ – средняя по сечению трубопровода скорость движения воздуха, м/с; v_m – скорость движения воздуха в точке установки датчика скорости, м/с.

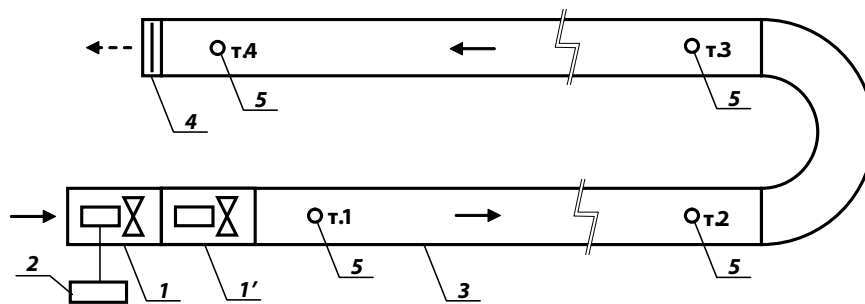


Рис. 1. Схема экспериментальной установки: 1 – рабочий ВМП, 1' – неработающий ВМП, 2 – частотный преобразователь, 3 – трубопровод
Fig. 1. Schematic diagram of the test bench: 1 – operating VMP, 1' – non-operating VMP, 2 – frequency converter, 3 – pipes

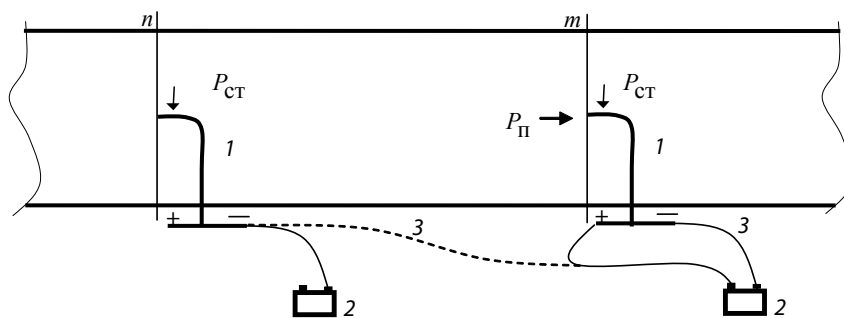


Рис. 2. Схема измерения в трубопроводе статического давления (сечение n), динамического давления (сечение m), статической депрессии (сечения n-m): 1 – воздухомерная трубка Пито, 2 – измеритель абсолютного и дифференциального давления или микроманометр, 3 – шланги
Fig. 2. Schematic diagram of the static pressure (section n), dynamic pressure (section m), static depression (sections n-m) measurement in the pipe: 1 – Pitot tube, 2 – absolute and differential pressure gauge or micromanometer, 3 – hoses

Средняя по сечению скорость воздуха оценивалась непосредственным замером в трубопроводе с помощью анемометра АПР-2.

Статическая депрессия определялась между соседними пунктами по формуле:

$$h_{ст\ n-м} = p_{ст\ n\ зам} - p_{ст\ m\ зам'} \quad (4)$$

где $p_{ст\ n\ зам}$; $p_{ст\ m\ зам'}$ – замеренные отсчеты абсолютного давления, Па.

В это уравнение вводились поправки, если за время проведения измерений имело место существенное изменение атмосферного давления, влияющее при съёмке на показания прибора. Измеренные значения давлений корректировались по следующей формуле:

$$p_{ст\ n\ прив} = p_{ст\ n\ зам} \pm \Delta p, \quad (5)$$

где $p_{ст\ n\ зам}$ – измеренная величина абсолютного давления; Δp – колебания атмосферного давления в период замеров.

При прямом замере депрессии криволинейного участка с целью оценки аэродинамического сопротивления поворота трубопровода статическая депрессия определялась непосредственно по показаниям прибора. Расчет скоростной депрессии выполнялся при наличии значительных утечек в трубопроводе.

При определении фактической аэродинамической характеристики ВМП аэродинамическое сопротивление трубопровода определялось по известным формулам, на основании полученных величин расхода воздуха и депрессии при замерах, выполняющихся при различной длине трубопровода между точками наблюдений (т. 1-4). При достижении максимальной длины трубопровода его сопротивление регулировалось шибером-заслонкой. Положение шибера, обеспечивающего дополнительное сопротивление, фиксировалось с помощью нанесенных делений, величина сопротивления определялась по формуле:

$$R_{ок} = R_{общ} - R_{тр}, \quad (6)$$

где $R_{общ}$ и $R_{тр}$ – эродинамические сопротивления трубопровода с прикрытой (общее) и открытой заслонкой.

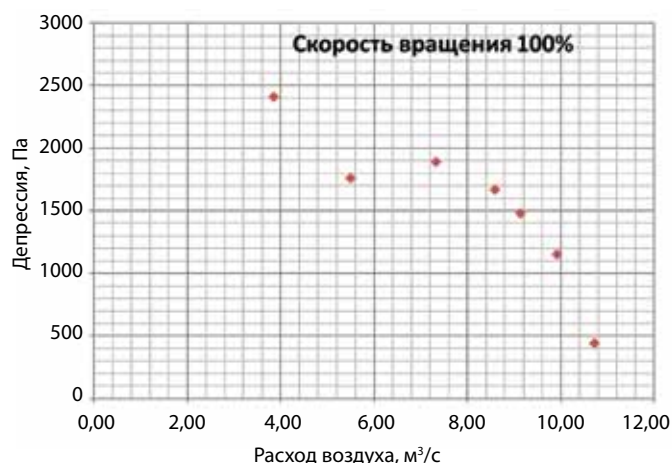


Рис. 3. Точки, полученные по данным прямых замеров и аппроксимирующая кривая, построенная на основе полученных данных и дополнительных расчетных точек

Fig. 3. Points obtained from direct measurements and an approximation curve built based on the received data and additional calculated points

В качестве основной (базовой) установлена номинальная частота 3000 об./мин, соответствующая относительной скорости вращения рабочего колеса, которая принята за 100%. Диаметр трубопровода, где проводились замеры, составлял 0,8 м.

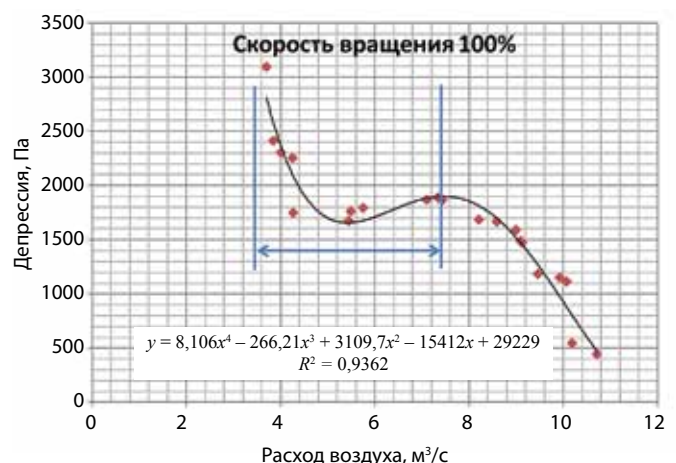
РЕЗУЛЬТАТЫ

Приведенные в координатах «депрессия-расход» результаты прямых измерений при изменении аэродинамического сопротивления сети позволили выделить в характеристике ВМП: точки максимальной депрессии; области «седла»; точки вершины «горба», что является характерной особенностью осевых вентиляторов. На основании результатов измерений при различных условиях (наличие/отсутствие в сети второго выключенного вентилятора, регулирование вращения) получены дополнительные точки характеристики ВМП расчетным путем, которые хорошо согласуются с результатами прямых измерений. На этом основании получена аппроксимирующая кривая с высокой точностью аппроксимации (коэффициент детерминированности) – 0,936 (рис. 3).

Выделенная зона левее точки вершины «горба» – область неустойчивой работы, способствующая возникновению помпажных явлений, связанных с сильными колебаниями подачи и давления. В дальнейшем аппроксимация натурных данных проводилась в области устойчивой работы ВМП, что позволяет описать полученные точки квадратичной зависимостью, а также повысить точность аппроксимации. Построенные линии тренда для скоростей вращения 100%, 110%, 80% и 60% приведены на рис. 4.

Увеличение частоты вращения на 10% для одного ВМП позволит:

- при подаче 10 м³/с увеличить длину трубопровода со 140 до 270 м (точки 1 и 2);
- при подаче 9 м³/с увеличить длину трубопровода с 300 до 420 м (точки 3 и 4);
- при подаче 8 м³/с увеличить длину трубопровода с 450 до 590 м (точки 5 и 6).



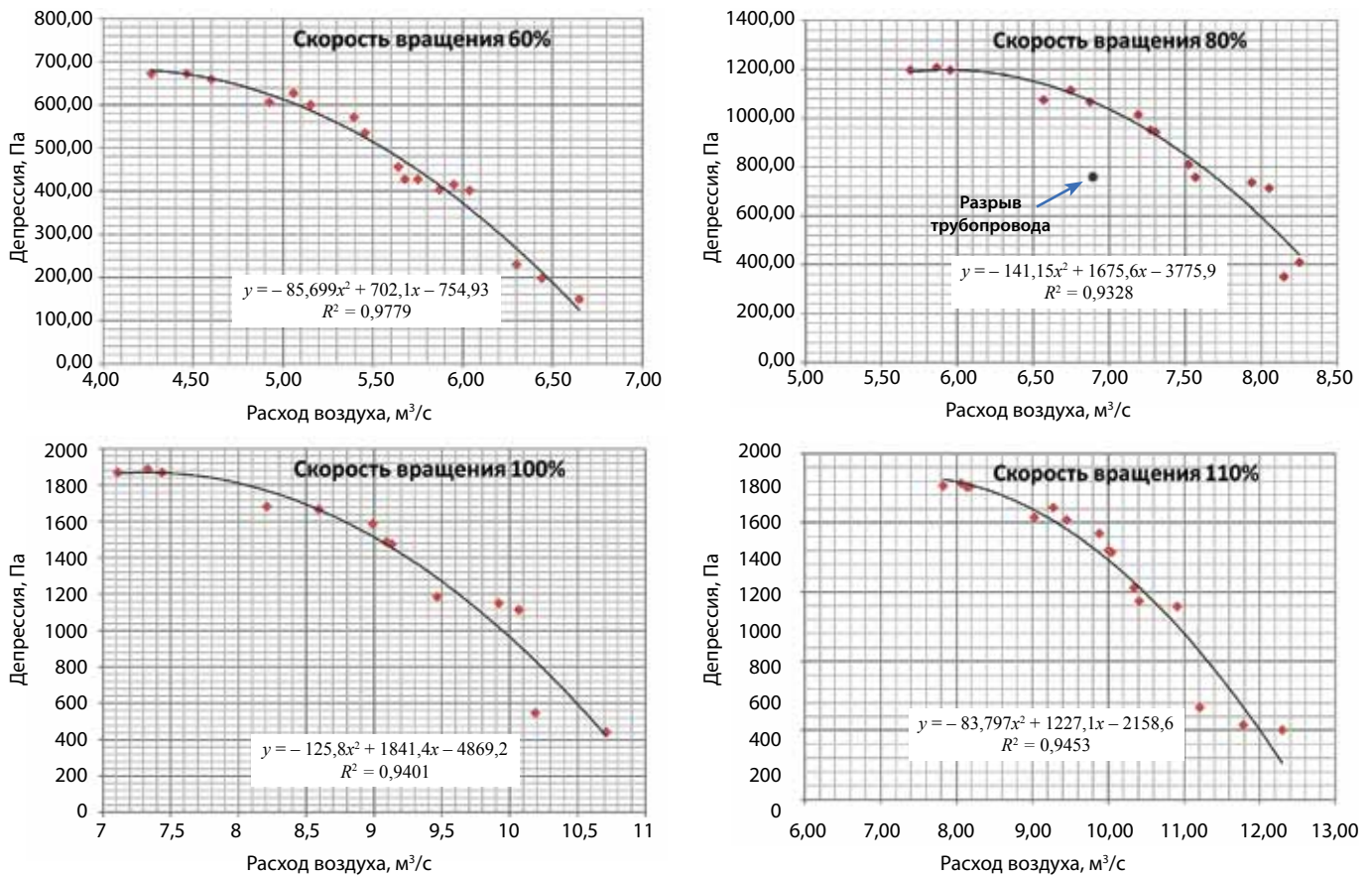


Рис. 4. Аппроксимирующие кривые зоны устойчивой работы ВМП для скоростей вращения рабочего колеса, соответствующим 60%, 80%, 100%, 110% от базовой частоты

Fig. 4. Approximating curves of the stable operation zone of the fan for impeller rotation speeds corresponding to 60%, 80%, 100%, 110% of the base frequency

Увеличение частоты вращения на 10% для двух последовательно установленных ВМП позволит:

- при подаче 10 м³/с увеличить длину трубопровода с 80 до 155 м (точки 1 и 2);
- при подаче 9 м³/с увеличить длину трубопровода со 180 до 240 м (точки 3 и 4);
- при подаче 8 м³/с увеличить длину трубопровода с 270 до 335 м (точки 5 и 6).

Предельная длина трубопровода для одного ВМП при относительной скорости вращения рабочего колеса 100% в данных условиях составляет 330 м (точка 7), дальнейшее наращивание трубы приведет к смещению рабочей точки в область неустойчивой работы. Для относительной скорости вращения рабочего колеса 110% возможно применение трубопровода с максимальной длиной 410 м (точка 8). Подача при этом составит 7,37 м³/с.

Для определения режимов работы двух последовательно установленных однотипных вентиляторов их совместные характеристики получены удвоением депрессий по фиксированным расходам с последующим умножением на поправочный коэффициент 0,85. Этот коэффициент установлен на основании натурных исследований и учитывает потери депрессии на закручивание потока при отсутствии спрямляющего аппарата при выходе из первого вентилятора и преодоление сопротивления корпуса второго вентилятора. Таким образом, полученные результаты бо-

лее объективно характеризуют действительные режимы при совместной работе вентиляторов. При расчете без поправочного коэффициента графическое решение данной задачи соответственно дает результаты с большими расходами.

Предельная длина трубопровода при относительной скорости вращения рабочего колеса 100% в данных условиях составляет 570 м (точка 7), дальнейшее наращивание трубы приведет к смещению рабочей точки в область неустойчивой работы. Для относительной скорости вращения рабочего колеса 110% возможно применение трубопровода с максимальной длиной 710 м (точка 8). Подача при этом составит 7,4 м³/с.

Аналогично получены характеристики для одного и двух последовательно установленных однотипных вентиляторов при работе на трубопровод диаметром 1,0 м (рис. 5).

Полученные характеристики ВМП при относительной скорости вращения рабочего колеса в диапазоне 60–110% совмещены с характеристиками аэродинамического сопротивления прямолинейного участка трубопровода диаметром 1,0 м в пределах его длины 100–1130 м для одного и в пределах длины 200–1900 м для двух последовательно соединенных вентиляторов.

Увеличение частоты вращения на 10% для одного ВМП позволит:

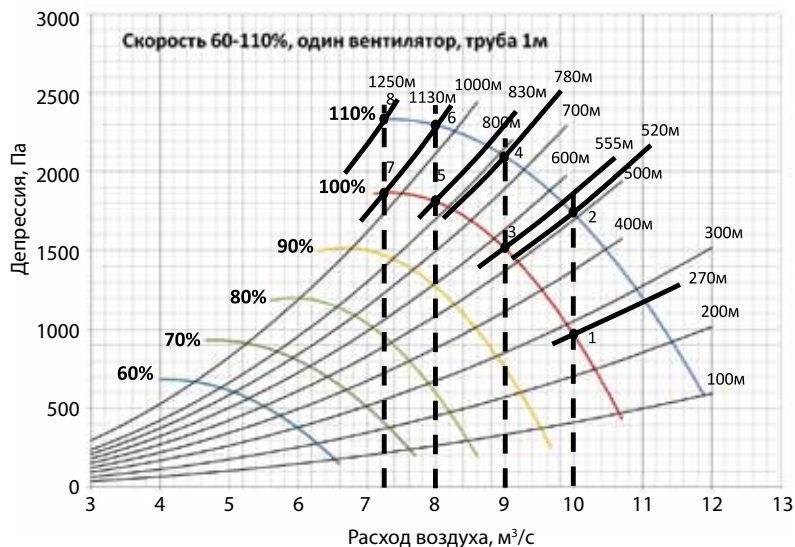


Рис. 5. Сводный график зоны устойчивой работы одного и двух последовательно установленных ВМП на трубопровод диаметром 1,0 м, для 60-110% от базовой частоты
 Fig. 5. Graph of stable operation of one and two fans installed in series on a pipeline with a diameter of 1.0 m, for 60-110% of the base frequency

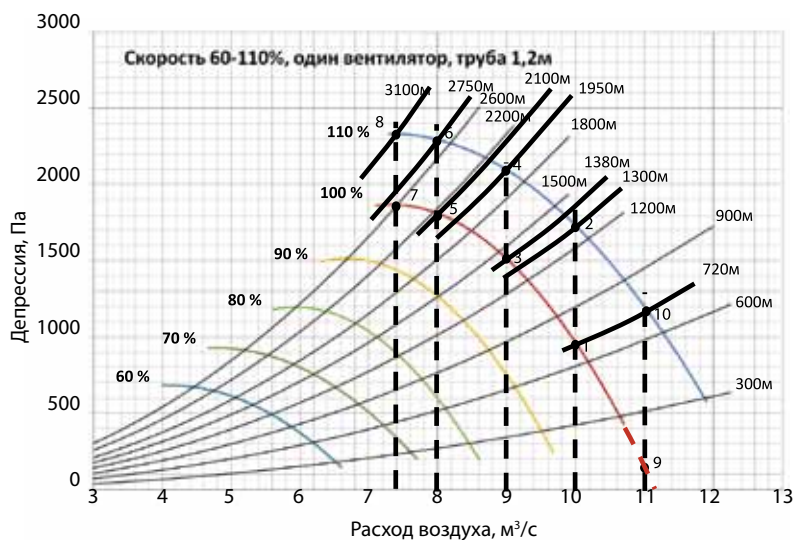


Рис. 6. Сводный график зоны устойчивой работы одного и двух последовательно установленных ВМП на трубопровод диаметром 1,2 м, для 60-110% от базовой частоты
 Fig. 6. Graph of stable operation of one and two fans installed in series on a pipeline with a diameter of 1,2 m, for 60-110% of the base frequency

- при подаче 10 м³/с увеличить длину трубопровода с 270 до 520 м (точки 1 и 2);
- при подаче 9 м³/с увеличить длину трубопровода с 555 до 780 м (точки 3 и 4);
- при подаче 8 м³/с увеличить длину трубопровода с 830 до 1130 м (точки 5 и 6).

Предельная длина трубопровода при относительной скорости вращения рабочего колеса 100% в данных условиях составляет 1100 м (точка 7), дальнейшее наращивание трубы приведет к смещению рабочей точки в область неустойчивой работы. Для относительной скорости вращения рабочего колеса 110% возможно применение

трубопровода с максимальной длиной 1250 м (точка 8). Подача при этом составит 7,25 м³/с.

Увеличение частоты вращения на 10% для двух последовательно установленных ВМП позволит:

- при подаче 10 м³/с увеличить длину трубопровода с 480 до 880 м (точки 1 и 2);
- при подаче 9 м³/с увеличить длину трубопровода с 950 до 1330 м (точки 3 и 4);
- при подаче 8 м³/с увеличить длину трубопровода с 1490 до 1900 м (точки 5 и 6).

Предельная длина трубопровода при относительной скорости вращения рабочего колеса 100% в данных условиях составляет 1800 м (точка 7), дальнейшее наращивание трубы приведет к смещению рабочей точки в область неустойчивой работы. Для относительной скорости вращения рабочего колеса 110% возможно применение трубопровода с максимальной длиной 2200 м (точка 8). Подача при этом составит 7,35 м³/с.

Аналогично получены характеристики для одного и двух последовательно установленных однопотных вентиляторов при работе на трубопровод диаметром 1,2 метра (рис. 6).

Полученные характеристики ВМП при относительной скорости вращения рабочего колеса в диапазоне 60-110% совмещены с характеристиками аэродинамического сопротивления прямолинейного участка трубопровода диаметром 1,2 м в пределах его длины 300-2600 м для одного и в пределах длины 600-4500 м для двух последовательно соединенных вентиляторов.

Увеличение частоты вращения на 10% для одного ВМП позволит:

- при подаче 10 м³/с увеличить длину трубопровода с 720 до 1300 м (точки 1 и 2);
- при подаче 9 м³/с увеличить длину трубопровода с 1380 до 1950 м (точки 3 и 4);
- при подаче 8 м³/с увеличить длину трубопровода с 2100 до 2750 м (точки 5 и 6).

Предельная длина трубопровода при относительной скорости вращения рабочего колеса 100% в данных условиях составляет 2600 м (точка 7), дальнейшее наращивание трубы приведет к смещению рабочей точки в область неустойчивой работы. При этом для относительной скорости вращения рабочего колеса 110% возможно применение

трубопровода с максимальной длиной 3100 м (точка 8). Подача при этом составит 7,4 м³/с.

При расходе 11 м³/с приращение относительной скорости вращения рабочего колеса от 100 до 110% приведет к перемещению рабочей точки из области низкого КПД (точка 9) в область более высокого КПД (точка 10), что соответствует длине трубопровода 720 м.

Увеличение частоты вращения на 10% для двух последовательно установленных ВМП позволит:

- при подаче 10 м³/с увеличить длину трубопровода с 1280 до 2280 м (точки 1 и 2);

Результаты исследований режимов работы ВМП

Results of studying the booster fan operation modes

Условия работы ВМП	Диаметр трубопровода, м	Подача вентилятора, м ³ /с	Максимальная длина трубопровода, м		Коэффициент приращения максимальной длины
			Относительная скорость вращения рабочего колеса 100%	Относительная скорость вращения рабочего колеса 110%	
1 вентилятор	0,8	8	270	335	1,24
		9	180	240	1,33
		10	80	155	1,94
2 вентилятора	0,8	8	450	590	1,31
		9	300	420	1,4
		10	140	270	1,93
1 вентилятор	1,0	8	830	1130	1,36
		9	555	780	1,41
		10	270	520	1,93
2 вентилятора	1,0	8	1490	1900	1,27
		9	950	1330	1,4
		10	480	880	1,83
1 вентилятор	1,2	8	2100	2750	1,31
		9	1380	1950	1,41
		10	720	1300	1,81
2 вентилятора	1,2	8	3800	4600	1,21
		9	2450	3350	1,37
		10	1280	2280	1,78

– при подаче 9 м³/с увеличить длину трубопровода с 2450 до 3350 м (точки 3 и 4);

– при подаче 8 м³/с увеличить длину трубопровода с 3800 до 4600 м (точки 5 и 6).

Предельная длина трубопровода при относительной скорости вращения рабочего колеса 100% в данных условиях составляет 4600 м (точка 7), дальнейшее наращивание трубы приведет к смещению рабочей точки в область неустойчивой работы. Для относительной скорости вращения рабочего колеса 110% возможно применение трубопровода с максимальной длиной 5200 м (точка 8). Подача при этом составит 7,35 м³/с.

При расходе 11 м³/с приращение относительной скорости вращения рабочего колеса от 100 до 110% приведет к перемещению рабочей точки из области низкого КПД (точка 9) в область более высокого КПД (точка 10), что соответствует длине трубопровода 1280 м.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты исследований сведены в таблицу.

Из таблицы следует, что при увеличении скорости вращения со 100 до 110% увеличивается и максимальная длина трубопровода, по которому возможно подать заданный расход воздуха. При этом величина приращения длины трубопровода прямо зависит от заданного расхода. Так, при расходе 8 м³/с длина трубопровода может быть увеличена в 1,21-1,36 раза; при расходе 9 м³/с – в 1,33-1,41 раза; при расходе 10 м³/с – в 1,78-1,94 раза.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИССЛЕДОВАНИЙ

1. Получены фактические характеристики ВМП, представляющие собой аппроксимирующие кривые с высокой

точностью аппроксимации (коэффициент детерминированности – 0,933–0,978) для скоростей вращения рабочего колеса 60–110% в области устойчивой работы вентилятора.

2. В результате измерений определено фактическое аэродинамическое сопротивление трубопровода диаметром 0,8 м, на базе которого получены расчетные значения аэродинамического сопротивления для прямолинейных участков трубопровода различных длины и диаметров.

3. При сопоставлении полученных характеристик ВМП в области устойчивой работы (соответственно для одного и двух последовательно установленных вентиляторов) при относительной скорости вращения рабочего колеса в диапазоне 60–110% (с интервалом 10%) с характеристиками аэродинамического сопротивления прямолинейных участков трубопровода диаметром 0,8, 1,0 и 1,2 м в пределах подачи при приемлемых значениях КПД 8–10 м³/с установлено, что увеличение частоты вращения рабочего колеса со 100 до 110% позволяет увеличить длину трубопровода: при расходе 8 м³/с в 1,21-1,36 раз; при расходе 9 м³/с в 1,33-1,41 раз; при расходе 10 м³/с в 1,78-1,94 раза.

4. Приращение относительной скорости вращения рабочего колеса от 100 до 110% позволит увеличить расход до 11 м³/с за счет перемещения точки режима работы из области низкого КПД (точка 9) в область более высокого КПД (точка 10), при соответствующих величинах сопротивления трубопровода.

5. Регулирование подачи вентилятора с помощью частотного преобразователя позволяет при пуске добиться плавного нарастания давления в трубопроводе, что положительно сказывается на его техническом состоянии, снижая риск порывов, и способствует увеличению срока его службы. При этом также снижается нагрузка на рабочее

колесо и двигатель вентилятора, что уменьшает вероятность его перегрева и выхода из строя.

6. Полученные данные свидетельствуют о возможности значительного повышения эффективности проветривания тупиковых выработок при регулировании скорости вращения рабочего колеса ВМП с помощью частотного преобразователя, что дает основание рекомендовать этот способ для практического применения в условиях горного производства.

Список литературы

1. Физические аспекты определения потерь давления воздуха в вентиляционных трубопроводах / И.Е. Колесниченко, Е.А. Колесниченко, В.Б. Артемьев и др. // Уголь. 2015. № 5. С. 68-73. DOI: 10.18796/0041-5790-2015-5-68-73.
2. Мохирев Н.Н., Радько В.В. Экономические показатели при замене крупных вентиляторов на вентиляторы меньшего типоразмера // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело. 2006. № 1. С. 314-318.
3. Нгуен Минь Фьен. Анализ области применения схем проветривания газообильных протяженных тупиковых выработок для угольных шахт Вьетнама // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2015. Специальный выпуск № 7. С. 110-116.
4. Смирняков В.В., Попов М.М., Нгуен Минь Фьен. Моделирование процессов формирования застойных зон в газообильных подготовительных выработках // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2015. Специальный выпуск № 7. С. 419-428.
5. Колесниченко Е.А., Колесниченко И.Е., Ткачук Р.В. Закономерности вентиляции призабойного пространства тупиковых выработок: новая концепция // Уголь. 2007. № 2. С. 16-19.
6. Факторы воздействия комбайна при добыче угля на увеличение метаноотдачи массива в рабочее пространство лавы / М.В. Павленко, М.П. Хайдина, Д.А. Кузиев и др. // Уголь. 2019. № 4. С. 8-11. DOI: 10.18796/0041-5790-2019-4-8-11.
7. Вибрационное воздействие через скважины и технология дегазационной подготовки низкопроницаемого угольного пласта / М.В. Павленко, Н.Г. Барнов, Д.А. Кузиев и др. // Уголь. 2020. № 1. С. 36-40. DOI: 10.18796/0041-5790-2020-1-36-40.
8. Зедгенизов Д.В. Система автоматического управления частотным электроприводом тоннельного вентилятора метрополитена // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2008. № 4. С. 207-210.
9. Эпштейн И.И. Выбор оптимального варианта электропривода для мощных механизмов с вентиляторной моментной характеристикой // Электротехнические и компьютерные системы. 2011. № 3. С. 188-190.
10. Шонин О.Б., Пронько В.С. Минимизация потерь в частотно-регулируемом приводе вентиляторов главного проветривания шахт // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2014. № 2. С. 70-77.
11. Мухамадеев А.Р. Преобразователи частоты и устройства плавного пуска для электроприводов переменного тока // Энергетика Татарстана. 2010. № 1. С. 44-53.
12. Рушкин Е.И., Семенов А.С. Исследование системы частотно-регулируемого электропривода вентилятора главного проветривания при помощи моделирования // Технические науки – от теории к практике. 2013. № 20. С. 34-41.
13. Маслов И.П., Семькина И.Ю. Обеспечение безопасности горных работ в угольных шахтах при проведении тупиковых выработок средствами вентиляторов местного проветривания / Безопасность жизнедеятельности предприятий в промышленно развитых регионах: Материалы X Международной научно-практической конференции, 28-29 ноября 2013 г. Кемерово: КузГТУ, 2013. С. 117-123.
14. Маслов И.П., Семькина И.Ю. Вопросы обеспечения энергетической эффективности и безопасности ведения горных работ за счет усовершенствования систем местного проветривания угольных шахт // Вестник научного центра по безопасности работ в угольной промышленности. 2013. № 1.2. С. 105-110.
15. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Инструкция по аэрологической безопасности угольных шахт». Приказ Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору № 506 от 8 декабря 2020 г.
16. Руководство по проектированию вентиляции угольных шахт. Минуглепром СССР. Макеевка – Донецк: Ротапринт МакНИИ, 1989. 320 с.
17. Накаряков Е.В. Определение параметров работы ВМП на гибкий трубопровод при проветривании протяженных тупиковых выработок. В сборнике научных трудов «Стратегия и процессы освоения георесурсов». Пермь: Издательство Горного института Уральского отделения Российской академии наук, 2016. С. 281-285.

Original Paper

UDC 622.002.5:622.46 © V.V. Smirnyakov, A.V. Lejsle, R.D. Magomet, S.G. Mukhortikov, O.V. Pinsker, D.O. Anisimov, 2023
 ISSN 0041-5790 (Print) • ISSN 2412-8333 (Online) • Ugol' – Russian Coal Journal, 2023, № 7, pp. 59-67
 DOI: <http://dx.doi.org/10.18796/0041-5790-2023-7-59-67>

Title

EXPERIMENTAL STUDIES TO ENHANCE THE EFFICIENCY OF BOOSTER FANS BY CHANGING THE ROTATION FREQUENCY OF THE IMPELLER

Authors

Smirnyakov V.V.¹, Lejsle A.V.¹, Magomet R.D.¹, Mukhortikov S.G.², Pinsker O.V.², Anisimov D.O.²

¹ St. Petersburg Mining University, Saint-Petersburg, 199106, Russian Federation

² Transmash LLC, Leninsk-Kuznetskij, 652523, Russian Federation

MINING EQUIPMENT

Authors Information

Smirnyakov V.V., PhD (Engineering), Associated professor of Department of Occupational Safety, e-mail: smirnyakovvv@yandex.ru
Lejsle A.V., PhD (Engineering), Associated professor of Department of Occupational Safety, e-mail: groz-4@yandex.ru
Magomet R.D., PhD (Engineering), Associated professor of Department of Occupational Safety, e-mail: rmagomet@yandex.ru
Mukhortikov S.G., PhD (Engineering), Deputy General Director for Scientific Work, e-mail: Smukhortikov@inbox.ru
Pinsker O.V., General Director, e-mail: pinol62@mail.ru
Anisimov D.O., Head of Project Department, e-mail anisimov.do@gmail.com

Abstract

The paper discusses the methodology and results of experimental studies of a method to improve the operating efficiency of booster fans when ventilating development galleries in coal mines. The authors suggest to control the fan by means of an electric drive with the variable rotation frequency of the impeller. It is determined that in addition to the existing methods the most rational way of control is to change the rotation frequency of the fan's impeller. The objectives of the experiment were to determine the aerodynamic parameters of a booster fan when changing the frequency of the alternating current supplied to the electric motor, the leakage factor and the maximum length of the pipe to ensure the specified air flow rate. A fan with a frequency converter operating on a pipe section was installed to perform the experiment, and a measurement technique was designed. The booster fan delivery was controlled by changing the rotation frequency of the impeller at different resistance values, while the air velocity and the depression were assessed for the investigated pipe sections. The actual booster fan characteristics were collected with high approximation accuracy. The actual air drag was determined and the calculated values were obtained for rectilinear pipe sections of different lengths and diameters. It is established, that an increase in the rotation frequency of the impeller allows to increase the length of the pipe at the given flow rates. The results were compared with the values obtained when operating booster fans without an AC frequency converter. It is shown that the efficiency can be enhanced at the appropriate pipe drag values. It is noted that controlling the delivery rate by changing the rotation frequency of the impeller contributes to extending the service life of the ventilation equipment. Based on the obtained results, a conclusion is made on the possibility to apply this control method in coal mines.

Keywords

Booster fan, Frequency control, Ventilation of development galleries, Frequency converter, Aerodynamic characteristics, Depression, Flow rate, Rotation frequency of the impeller.

References

1. Kolesnichenko I.E., Kolesnichenko E.A., Artemiev V.B. & Cherechukin V.G. Physical Aspects of Air Pressure Losses Definition in Ventilation Pipelines. *Ugol'*, 2015, No. 5, pp. 68-73. (In Russ.). DOI: 10.18796/0041-5790-2015-5-68-73.
2. Mokhiev N.N. & Radko V.V. Economic performance indicators when replacing large fans with smaller-sized fans. *Vestnik Permskogo natsional'nogo issledovatel'skogo politehnicheskogo universiteta. Geologiya, neftegazovoe i gornoe delo*, 2006, (1), pp. 314-318. (In Russ.).
3. Nguyen Minh Phien. Analysis of the ventilation schemes for long gas rich blind drifts for Vietnamese coal mines. *Gornyy informatsionno-analiticheskij byulleten'*, 2015. Special Issue No.7, pp. 110-116. (In Russ.).
4. Smirnyakov V.V., Popov M.M. & Nguyen Minh Phien. Justification of a methodical approach of aerologic evaluation of methane hazard in development

workings at mines of Vietnam. *Gornyy informatsionno-analiticheskij byulleten'*, 2015, Special Issue No.7, pp. 419-428. (In Russ.).

5. Kolesnichenko E.A., Kolesnichenko I.E. & Tkachuk R.V. Regularities in ventilation of the face area in blind drifts: a new conception. *Ugol'*, 2007, (2), pp. 16-19. (In Russ.).
6. Pavlenko M.V., Khaidina M.P., Kuziev D.A., Pihtorinskiy D. & Muratov A.Z. Impacts of the combine harvester in the production of coal to increase methane recovery array in the workspace lava. *Ugol'*, 2019, No. 4, pp. 8-11. (In Russ.). DOI: 10.18796/0041-5790-2019-4-8-11.
7. Pavlenko M.V., Barnov N.G., Kuziev D.A., Kenzhabaev K.N. & Monzoev M.V. Vibration impact through wells and the technology of degassing of the preparation of low-permeability coal seam. *Ugol'*, 2020, No. 1, pp. 36-40. (In Russ.). DOI: 10.18796/0041-5790-2020-1-36-40.
8. Zedgenizov D.V. Automatic control system of the frequency electric drive for a fan in the underground railway tunnel. *Gornyy informatsionno-analiticheskij byulleten'*, 2008, (4), pp. 207-210. (In Russ.).
9. Epstein I.I. Selection of optimal electric drive options for heavy-duty machines with fan torque curve. *Elektrotehnicheskie i komp'yuternye sistemy*, 2011, (3), pp. 188-190. (In Russ.).
10. Shonin O.B. & Pronko V.S. Minimization of losses in the variable frequency drive of the main mine ventilation fans. *Nauchno-tehnicheskie vedomosti Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo politehnicheskogo universiteta*, 2014, (2), pp. 70-77. (In Russ.).
11. Mukhamadeyev A.R. Frequency converters and soft starters for AC drives. *Energetika Tatarstana*, 2010, (1), pp. 44-53. (In Russ.).
12. Rushkin E.I. & Semyonov A.S. Investigation of variable frequency electric drive system of main ventilation fan using simulation. *Tehnicheskie nauki – ot teorii k praktike*, 2013, (20), pp. 34-41. (In Russ.).
13. Maslov I.P. & Semykina I.Yu. Ensuring mining safety when driving blind drifts in coal mines by means of booster fans. Safety of enterprises in industrially developed regions: Proceedings of the 10th International Scientific and Practical Conference, November 28-29, 2013, Kemerovo, KuzSTU, 2013, pp. 117-123. (In Russ.).
14. Maslov I.P. & Semykina I.Yu. Challenges of ensuring energy efficiency and safety in coal mines through improving the booster fan systems. *Vestnik Nauchnogo tsentra po bezopasnosti rabot v ugol'noj promyshlennosti*, 2013, (1.2), pp. 105-110. (In Russ.).
15. Guidance on Aerological Safety of Coal Mines' Federal Norms and Rules in Industrial Safety. Order No. 506 of the Federal Service for Environmental, Technological and Nuclear Supervision as of December 08, 2020.
16. Guidelines for designing coal mine ventilation systems. The USSR Ministry of Coal Industry, Makeyevka – Donetsk, Rotaprint edition, MakNII Publ., 1989, 320 p. (In Russ.).
17. Nakaryakov E.V. Determination of booster fan operation parameters for flexible pipeline when ventilating extended blind drifts. In collection of scientific papers 'Strategy and processes in development of georesources'. Perm, Institute of Mining of the Ural Branch of RAS Publ., 2016, pp. 281-285. (In Russ.).

For citation

Smirnyakov V.V., Lejsle A.V., Magomet R.D., Mukhortikov S.G., Pinsker O.V. & Anisimov D.O. Experimental studies to enhance the efficiency of booster fans by changing the rotation frequency of the impeller. *Ugol'*, 2023, (7), pp. 59-67. (In Russ.). DOI: 10.18796/0041-5790-2023-7-59-67.

Paper info

Received May 25, 2023

Reviewed June 14, 2023

Accepted June 26, 2023