

## РУДНИЧНАЯ АЭРОГАЗОДИНАМИКА

УДК 62-135

### ОБОСНОВАНИЕ СПОСОБА ПРОДЛЕНИЯ РЕСУРСА ШАХТНЫХ ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ

**А. М. Красюк, И. В. Лугин, П. В. Косых, Е. Ю. Русский**

*Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН,  
E-mail: krasuk@cn.ru, Красный проспект, 54, 630091, г. Новосибирск, Россия*

Обоснован способ модернизации двухступенчатых осевых вентиляторов, включающих рабочее колесо и спрямляющий аппарат в каждой ступени, путем замены двухступенчатого ротора на высоконагруженный одноступенчатый, который выполнен по схеме “входной направляющий аппарат – рабочее колесо – спрямляющий аппарат”. Это позволяет достичь требуемой равномерности воздушного потока на входе в рабочее колесо, повысить ресурс работы подшипниковых опор ротора и значительно снизить его массу. Разработана методика расчета и выбора аэродинамических и конструктивных параметров шахтных осевых вентиляторов для их модернизации, учитывающая влияние частотно-регулируемого привода, гироскопического момента рабочего колеса, жесткость подшипниковых опор и соотношение инерционно-массовых параметров ротора, позволяющая определять на ранней стадии проектирования критические частоты вращения вентилятора.

*Вентилятор, рабочее колесо, вентиляционный канал, гироскопический момент, структура воздушных потоков, аэродинамические и конструктивные параметры, жесткость опор, критическая скорость, изгибные колебания*

DOI: 10.15372/FTPRPI20190317

Вентиляторные установки угольных и рудных шахт потребляют ~ 1.5 % общего количества вырабатываемой в стране электроэнергии, в том числе на угольных шахтах — 1 %. На проветривание каждой шахты расходуется до 30 % потребляемой ею электроэнергии [1–3]. В себестоимости добытого полезного ископаемого затраты на вентиляцию могут достигать 20 % [2]. Такие же вентиляторы применяются в метрополитенах и транспортных тоннелях для систем жизнеобеспечения обслуживающего персонала и пассажиров [4, 5].

Для обеспечения подземных сооружений свежим воздухом используют вентиляторы главного проветривания производительностью до 600 м<sup>3</sup>/с и мощностью приводных электродвигателей до 5000 кВт. Это дорогостоящее оборудование с фактическими сроками эксплуатации

более 20 лет. В течение эксплуатации узлы вентиляторов исчерпывают ресурс работы, поэтому необходимы профилактические и текущие ремонтные работы, которых с годами становится больше. Кроме этого, с увеличением глубины шахт и повышением производительности добывающего оборудования растет потребность в количестве воздуха. Старые вентиляторы не могут обеспечить требуемую производительность, необходимую для высокопроизводительных шахт. Большинство из эксплуатируемых устаревших осевых вентиляторов главного проветривания относятся к серийному ряду ВОД (вентилятор осевой двухступенчатый). В вентиляционных системах горнодобывающих предприятий и транспортных тоннелей, а также в воздухоподготовительных цехах металлургических комбинатов Российской Федерации находятся в эксплуатации более 50 вентиляторных установок с вентиляторами этой серии. Их аэродинамические схемы разработаны в ЦАГИ в 60-х годах XX в. [6], а конструкции проектировались институтом Донгипроуглемаш в 70-х годах. К началу XXI в. машины не только трехкратно выработали ресурс, но и морально устарели. Замена вентиляторов на новые требует значительных материальных вложений и согласований с надзорными органами, так как необходимо не только заменить механическое оборудование и систему управления, но и частично изменить строительную часть главной вентиляторной установки (фундамент под новое оборудование, входные и выходные элементы и пр.). Эффективная модернизация устаревших вентиляторов — весьма актуальная задача.

За последние 30 лет в шахтном вентиляторостроении произошли существенные изменения, обусловленные развитием методов вычислительной аэродинамики. Разработаны новые аэродинамические схемы, обеспечивающие создание высоконагруженных осевых вентиляторов главного проветривания, созданы одноступенчатые машины с аэродинамическими параметрами, доступными ранее только в двухступенчатом исполнении [7, 8]. Это достигнуто за счет увеличения скорости вращения рабочих колес. Так, если у вентиляторов серии ВОД окружная скорость по концам лопаток 78 м/с, то у современных машин она составляет 150–160 м/с. Значительное повышение скоростей ведет к возрастанию нагрузки на узлы машин и предъявляет повышенные требования к их прочности и жесткости, которые можно реализовать лишь путем разработки и применения новых методик расчета конструкций, основанных на применении современных вычислительных средств. Это не только обеспечит более точный расчет элементов конструкции, но и расширит возможности по их рационализации с целью уменьшения металлоемкости и повышения прочности.

Цель настоящей работы — обоснование способа модернизации устаревшего парка шахтных двухступенчатых вентиляторов главного проветривания серии ВОД на основе анализа полей скоростей воздушного потока в подводящем канале главной вентиляторной установки и во входных элементах вентиляторов главного проветривания.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

- изучение поля скоростей воздушного потока в вентиляционном тракте и определение его неравномерности на входе в рабочее колесо вентилятора;
- определение собственных частот изгибных колебаний коренных и трансмиссионных валов одноступенчатых вентиляторов с учетом гироскопического момента рабочего колеса и жесткости опор ротора;
- анализ критических частот вращения осевого вентилятора при использовании частотно-регулируемого привода.

Один из путей модернизации вентиляторов состоит в замене только тех узлов, которые износились в процессе эксплуатации или не соответствуют современным требованиям. При этом остаются узлы и детали, сохранившие работоспособность (корпус вентилятора, кок, коллектор,

диффузор, система смазки и т. п.), полностью сохраняется строительная часть главной вентиляторной установки, включая фундаменты, и сокращаются сроки модернизации. На рис. 1 позицией 6 обозначено рабочее колесо первой ступени, которое удаляется, жирными линиями выделены узлы, подлежащие замене.

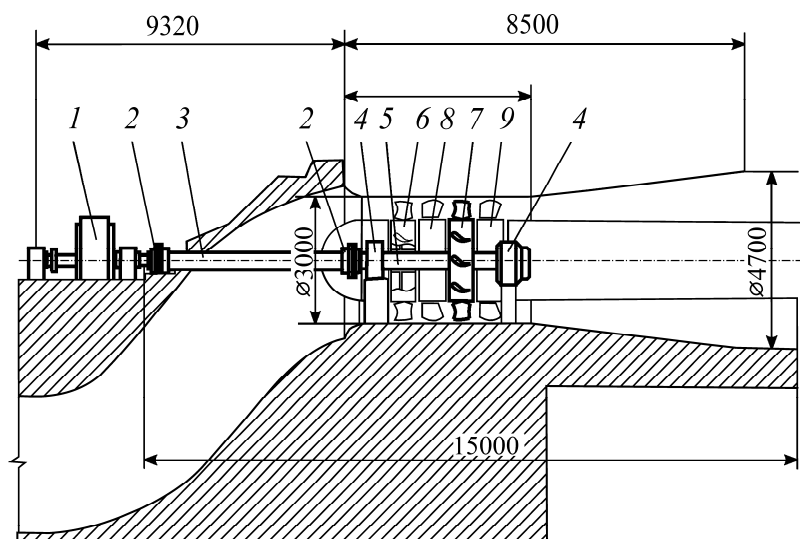


Рис. 1. Схема модернизации вентилятора ВОД-30: 1 — приводной электродвигатель; 2 — муфта; 3 — трансмиссионный вал; 4 — опора вала вентилятора; 5 — вал вентилятора; 6, 7 — рабочее колесо первой и второй ступени; 8, 9 — спрямляющий аппарат первой и второй ступени

В связи с изменением конструктивной схемы ротора, обусловленной заменой двухступенчатого ротора на одноступенчатый, и применением частотно-регулируемого привода для изменения производительности вентиляторов, необходимо выявить зависимости критических частот узлов ротора модернизированного осевого одноступенчатого вентилятора от частот вынуждающих сил, а также разработать методику расчета критических частот вращения одноступенчатых роторов. Следует изучить зависимости изгибных колебаний коренных и трансмиссионных валов одноступенчатых вентиляторов от гироскопического момента рабочего колеса, жесткости опор и соотношения инерционно-массовых параметров ротора.

#### ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ПОЛЯ СКОРОСТЕЙ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА НА ВХОДЕ В ВЕНТИЛЯТОР

Повышение производительности вентилятора путем увеличения скорости вращения рабочего колеса ведет к повышению аэродинамической нагруженности лопаточной системы. Это предъявляет особые требования к равномерности воздушного потока на входе в рабочее колесо.

Рассмотрим влияние конструкции элементов вентиляционного тракта на поле скоростей воздушного потока во входном сечении вентилятора. Сравним полученные результаты с результатами моделирования течения воздуха в конструкции элементов вентиляционного тракта, рекомендованной ЦАГИ [6] и принятой за базовый вариант.

Исследования проводились на примере типовой конструкции главной вентиляторной установки ВОД-30 на шахте «Северная» (ОАО «СУЭК», п. Чегдомын). В качестве исходных данных использовалась 3D-модель вентиляционного канала в виде поверхностной сетки в формате \*.IGS, полученная в результате объемного сканирования канала на шахте (рис. 2а).

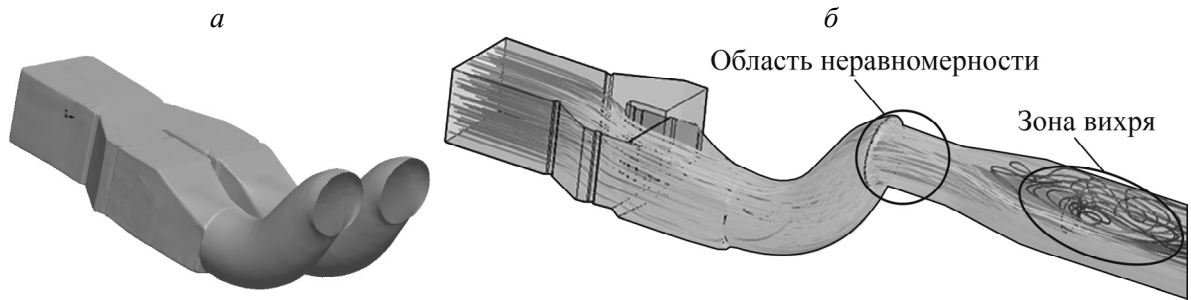


Рис. 2. Изометрический вид 3D-модели входного вентиляционного канала (а) и линии тока в элементах входа в вентилятор главной вентиляторной установки (б)

На 3D-модели с присоединенными элементами вентилятора ВОД-30 исследовалось движение воздуха через элементы главной вентиляторной установки (рис. 2б). Математическое моделирование структуры воздушных потоков во входных элементах главных вентиляторных установок выполнено посредством уравнений Навье–Стокса и решения их методом конечных объемов в программном пакете ANSYS [9]. При обработке данных применялись методы математической статистики. Анализ линий тока выявил образование паразитного вихря после кольцевого диффузора вентилятора, что приводит к дополнительным непроизводительным потерям давления в главной вентиляторной установке. При этом в исследуемых элементах на входе в вентилятор течение неравномерное, но не содержит значительных вихрей.

Для сравнения рассмотрено движение воздушного потока в вентиляционном канале “утка” и входных элементах вентилятора, геометрические параметры которых рекомендованы разработчиками схемы ЦАГИ ОВ-84 [6]. На рис. 3а она показана в безразмерном виде. Далее конструкция будет принята за базовый вариант. Для нее разработана 3D-модель (рис. 3б) и проведены аэродинамические исследования движения воздуха по аналогии с реальной конструкцией.

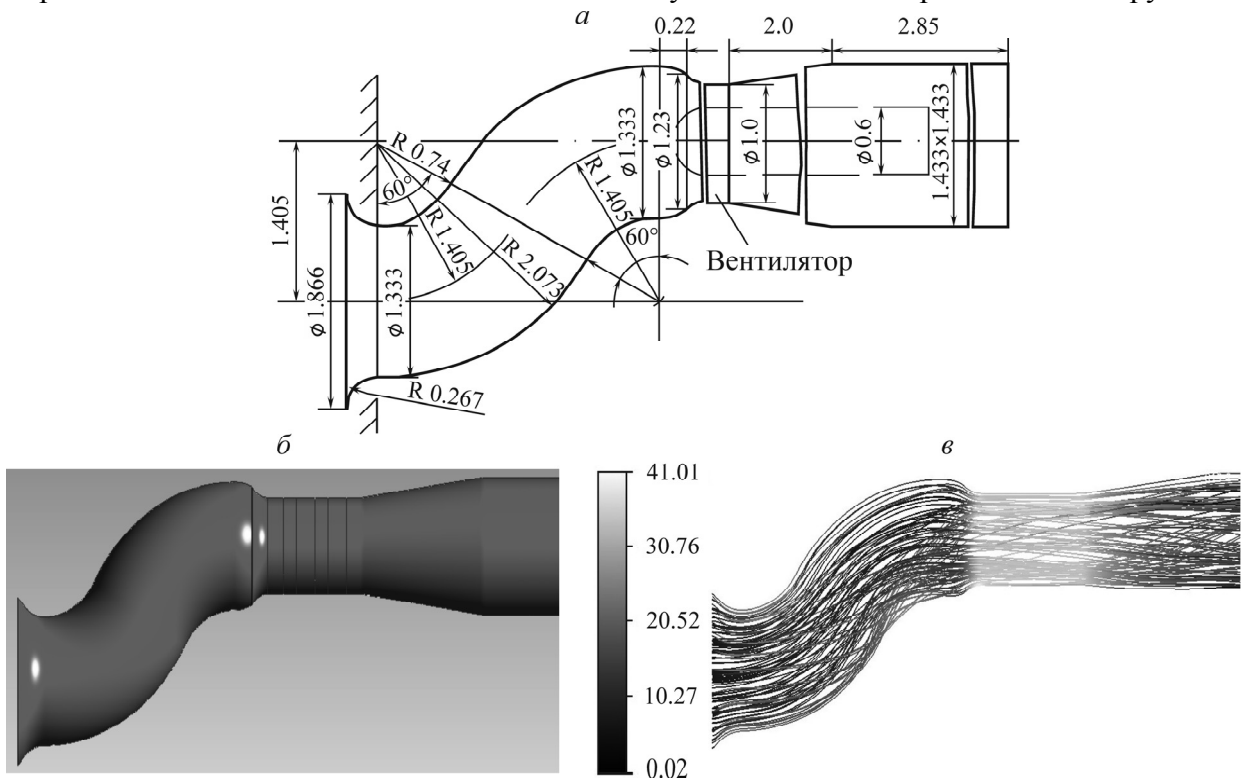


Рис. 3. Базовый вариант конструкции входного канала: а — безразмерный вид в долях диаметра рабочего колеса; б — 3D-модель; в — линии тока

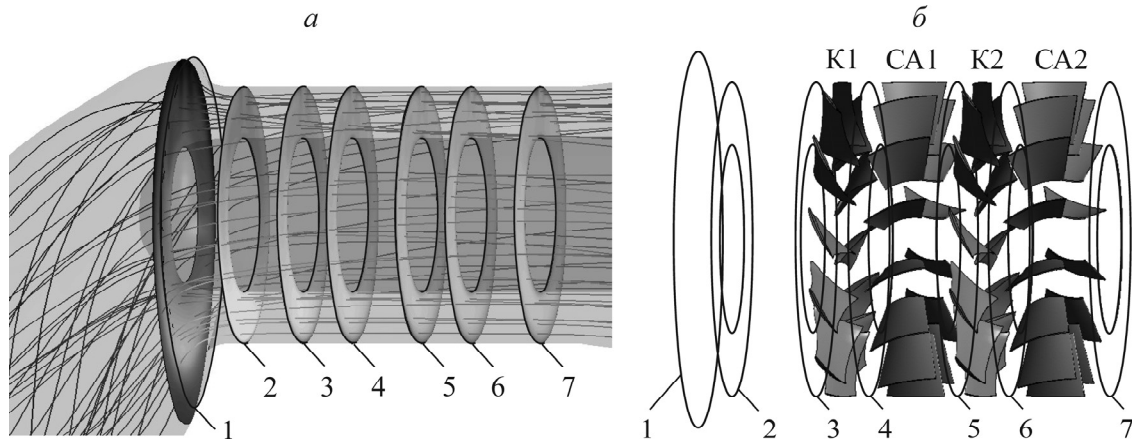


Рис. 4. Характерные сечения 1–7 в вентиляторе: *а* — поля скоростей в сечениях; *б* — аэродинамическая схема (лопаточная система вентилятора)

Для анализа неравномерности поля скоростей воздушного потока в обеих моделях выделены характерные сечения, для которых определены поля скоростей движения воздуха (рис. 4). В качестве характерных приняты сечения на различных расстояниях от входа в коллектор: 1 — вход в коллектор (0 м); 2 — перед входом в первое рабочее колесо К1 (0.6 м); 3 — вход в рабочее колесо К1 (1.2 м); 4 — вход в спрямляющий аппарат первой ступени СА1 (1.7 м); 5 — вход в рабочее колесо К2 (2.4 м); 6 — вход в спрямляющий аппарат второй ступени СА2 (2.9 м); 7 — выход из СА2 (3.6 м).

Для численной оценки неравномерности принят коэффициент, равный отношению максимальной скорости воздуха в сечении к средней скорости потока. В идеально равномерном потоке коэффициент неравномерности равен единице, в реальных условиях при прямом входе в вентилятор — 1.03–1.06. В табл. 1 приведены коэффициенты неравномерности, на рис. 5 они представлены в виде зависимости по мере удаленности от входа в коллектор.

ТАБЛИЦА 1. Коэффициент неравномерности для характерных сечений 1–7

Параметр	1	2	3	4	5	6	7
	Вход в коллектор	Перед К1	Вход в К1	Вход в СА1	Вход в К2	Вход в СА2	Выход из СА2
Расстояние от начала коллектора, м	0.00	0.60	1.20	1.70	2.40	2.90	3.60
Коэффициент неравномерности (базовая конструкция)	1.49	1.28	1.20	1.17	1.14	1.13	1.13
Коэффициент неравномерности (реальная конструкция)	1.56	1.17	1.12	1.13	1.13	1.13	1.14

Неравномерность на входе в коллектор при реальной конструкции вентиляционного канала имеет величину 1.49, которая быстро уменьшается с удалением от входа в вентилятор (рис. 5). В базовой конструкции неравномерность уменьшается гораздо быстрее и достигает допустимых значений уже к сечению 3 входа в К1. Начиная с сечения 5 (вход в рабочее колесо К2, расстояние 2.4 м от входа в коллектор) неравномерность снижается до 1.14 и далее до выхода из спрямляющего аппарата СА2 сохраняет практически постоянное значение. При этом коэффициенты неравномерности реальной и базовой конструкции практически совпадают. Значение неравномерности 1.14 несущественно отличается от неравномерности базовой конструкции, т. е. мало влияет на аэродинамические параметры вентилятора. Отметим, что на входе

в первое рабочее колесо К1 (сечение 3) эксплуатируемого вентилятора ВОД-30 с базовой конструкцией входных элементов коэффициент неравномерности составляет 1.20, поэтому его аэродинамическая характеристика не соответствует заводской.



Рис. 5. Изменение коэффициента неравномерности течения воздушного потока по мере удаленности от входа в коллектор: 1–7 — характерные сечения

Проведенные исследования показали, что модернизацию вентиляторов серии ВОД следует проводить путем замены аэродинамической схемы К1 + СА1 + К2 + СА2 на схему ВНА + К + СА (ВНА — входной направляющий аппарат), т. е. исключением из схемы первого рабочего колеса К1, ближайшего ко входу в вентилятор. Это позволит избежать негативного влияния неравномерности на аэродинамические параметры рабочего колеса, вызванные погрешностями изготовления подводящего канала от базового, за счет формирования успокоительного участка проточной части вентилятора от входной коробки до рабочего колеса второй ступени. Воздушный поток, проходя по проточной части вентилятора до рабочего колеса К2, успеет снизить неравномерность поля скоростей до требуемых значений.

#### ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ВЕНТИЛЯТОРА

Способ модернизации вентилятора серии ВОД путем снятия рабочего колеса первой ступени показан на рис. 1 на примере вентилятора главного проветривания ВОД-30 главной вентиляторной установки (частота вращения 500 об/мин) шахты “Северная” АО “СУЭК”. Требуемые аэродинамические параметры после модернизации: производительность  $Q = 143.2 \text{ м}^3/\text{с}$ , статическое давление  $P_{SV} = 3160 \text{ Па}$ . При диаметре диффузора на выходе 4.3 м динамическое давление  $P_{dV} = 85.8 \text{ Па}$  при заданном расходе, следовательно, полное давление вентилятора  $P_V$  с учетом потерь в диффузоре 1.25–1.30 составляет 3320 Па.

Исследования проведены с использованием режима расчета турбомашин модуля аэродинамического расчета CFX программно-расчетного комплекса ANSYS. Геометрические параметры лопаток рабочего колеса К1 и К2 приняты в соответствии со схемой ОВ-84 ЦАГИ в количестве 12 шт. на каждом колесе, лопатки спрямляющего СА аппарата первой и спрямляющего СА аппарата второй ступени, с учетом реверсивности вентилятора, по аэродинамической схеме С-54 ЦАГИ в количестве 14 шт. [6]. Базовый угол установки лопаток К1 и К2 35°. Размеры диффузора приняты согласно предоставленным чертежам.

На первом этапе исследованы аэродинамические параметры одноступенчатой схемы ВНА + К + СА с регулировкой угла установки лопаток входного направляющего аппарата и проведено их сравнение с базовой двухступенчатой схемой К1 + СА1 + К2 + СА2 при одинаковой частоте вращения 600 об/мин (окружная скорость по концам лопаток 94 м/с). Это обусловлено тем, что спрямляющий аппарат С-54 планируется применять в модернизированном вентиляторе в качестве входного направляющего аппарата.

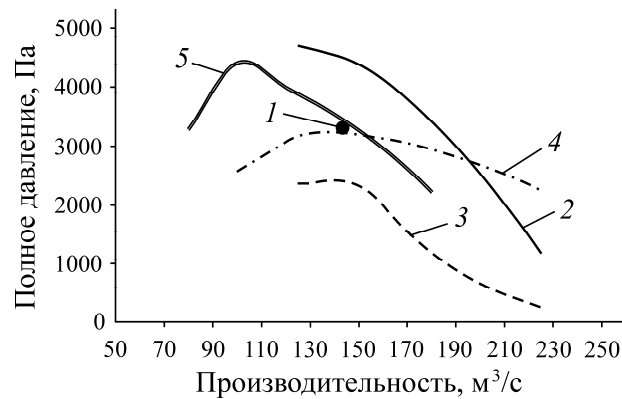


Рис. 6. Аэродинамические параметры вентилятора ВОД-30 при изменении аэродинамической схемы: 1 — расчетная рабочая точка (требуемые параметры) вентилятора; 2 — заводская схема К1+СА+К2+СА, угол установки лопаток К1 и К2 35°, 600 об/мин; 3 — схема без К1, ВНА+К2+СА, угол установки лопаток К2 35°, ВНА 70°, 600 об/мин; 4 — схема с оптимизированным углом установки лопаток 100.6°, ВНА+К2+СА, 600 об/мин; 5 — новая схема ВНА+К1+СА, 750 об/мин

Как видно на рис. 6, простое снятие К1 первой ступени с сохранением угла установки лопатки 70°, который теперь служит входным направляющим аппаратом, приводит к резкому снижению аэродинамических параметров вентилятора (линия 3). Это объясняется тем, что входной направляющий аппарат закручивает поток по направлению вращения К2, а направлять его необходимо против вращения К2. Для поиска оптимального угла установки входного направляющего аппарата проведено исследование по параметру достижения полного давления  $P_V = 3320$  Па при расходе  $Q = 143.2$  м³/с с достижением максимального КПД при частоте вращения 600 об/мин.

В результате серий вычислительных экспериментов определен угол установки входного направляющего аппарата, составляющий 100.6°. Аэродинамические параметры удовлетворяют требуемым (рис. 6, линия 5), но рабочая точка находится вблизи зоны неустойчивой работы вентилятора (области перегиба аэродинамической характеристики). Отсюда сделан вывод, что применение одноступенчатой схемы с регулированием угла установки лопаток входного направляющего аппарата эффективно, но для обеспечения устойчивости необходимо иметь запас по давлению не менее 5%. Этого можно достичь, повысив частоту вращения вентилятора либо разработав новый аэродинамический профиль рабочей лопатки. Такая лопатка была разработана. С помощью вычислительного эксперимента получены аэродинамические характеристики модернизированного вентилятора с рабочей лопаткой, имеющей новый профиль (рис. 6, линия 5), полностью удовлетворяющий требуемому расходу и давлению.

Рассмотрим эффективность увеличения давления вентилятора за счет повышения частоты его вращения для аэродинамической схемы К+СА и определим аэродинамические параметры, которые можно достичь с помощью такой схемы при изменении угла установки лопаток рабочего колеса и частоты вращения. Совпадение достигнутых аэродинамических параметров с требуемыми наблюдается у схемы К+СА при частоте вращения 700 об/мин и угла установки лопаток колеса 35° (рис. 7, линия 3), но рабочая точка близка к зоне неустойчивости и отсутствует 5%-й запас по давлению. Наиболее эффективно из представленных вариантов использовать электродвигатель с частотой вращения 750 об/мин и углом установки лопаток колеса 30°, когда остается удовлетворительный запас по давлению и производительности и частота вращения достаточно высока.

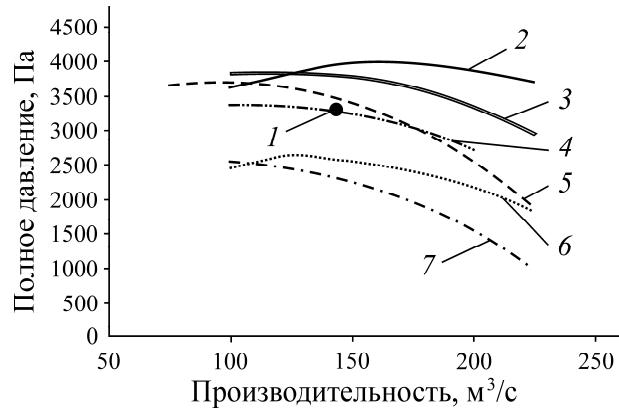


Рис. 7. Аэродинамические характеристики схемы К+СА при изменении угла лопаток рабочего колеса и частоты вращения: 1 — расчетная рабочая точка вентилятора (требуемые параметры); 2 — 40°, 750 об/мин; 3 — 35°, 750 об/мин; 4 — 35°, 700 об/мин; 5 — 30°, 750 об/мин; 6 — 40°, 600 об./мин; 7 — 35°, 600 об./мин

Окружная скорость по концам лопаток  $V$  составляет 118 м/с. Это потребует существенно изменить конструкцию рабочего колеса и материал рабочих лопаток для удовлетворения повышенным условиям прочности. Кроме того, на более высоких частотах вращения наблюдается повышенный уровень шума, поэтому необходимо проводить мероприятия по дополнительному шумоглушению.

Сравнивая два варианта модернизации вентилятора ВОД-30, предпочтение отдается первому, в котором используется входной направляющий аппарат, работающий на более низкой частоте вращения 600 об/мин. Таким образом, обоснован способ модернизации двухступенчатых осевых вентиляторов главного проветривания и разработана методика расчета и выбора аэродинамических параметров шахтных осевых вентиляторов для их модернизации, позволяющая повысить равномерность воздушного потока на входе в рабочее колесо и увеличить ресурс работы подшипниковых опор ротора за счет значительного снижения его массы.

#### ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ШАХТНЫХ ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ ДЛЯ ИХ МОДЕРНИЗАЦИИ

Вследствие модернизации двухступенчатого вентилятора ВОД-30 путем снятия рабочего колеса первой ступени и повышения его скорости вращения существенно изменяется конструктивная схема ротора. Ротор становится легче на 3500 кг, что соответствует массе колеса первой ступени. Также меняются распределение нагрузки на вал вентилятора и его критическая частота вращения. Определение критической частоты вращения ротора весьма важно для разработки допустимых режимов работы вентилятора. Существует две особенности, которые необходимо принять во внимание при расчете: во-первых, скорость вращения модернизированного вентилятора выше на 17%; во-вторых, в вентиляторах с частотно-регулируемым приводом скорость вращения ротора может варьировать в широком диапазоне, а пропорционально ей меняются частоты вынуждающих сил. Существует вероятность попадания режимов работы вентилятора в зону критических частот вращения, поэтому необходимо исследовать изгибные колебания роторов вентиляторов серии ВОД при переходе с двухступенчатой конструкции на одноступенчатую. Отметим, что результаты исследования будут актуальны не только для модернизированных вентиляторов ВОД, но и для вновь проектируемых одноступенчатых вентиляторов.



Приведем основные исходные данные для решения задачи оценочного расчета критических частот вращения вентилятора главного проветривания:

— инерционно-массовые и конструктивные характеристики рабочего колеса: масса  $m_{рк}$ ; момент инерции вдоль оси вращения  $J$ ; момент инерции вдоль оси, перпендикулярной оси вращения  $J_d$ ; количество лопаток  $n_d$ ;

— общие размеры вентилятора и положения узлов: длина трансмиссионного вала  $l_{тр}$ ; длина вала рабочего колеса  $l_b$ ; место установки колеса на валу; места расположения опор и муфт; диаметр рабочего колеса  $D$ ;

— характеристики привода: номинальная скорость вращения  $n_{вр}$ ; количество пар полюсов двигателя  $n_p$ .

В основе методики лежат результаты исследований:

- зависимости изгибных колебаний коренных и трансмиссионных валов вентиляторов от гироскопического момента рабочего колеса, жесткости опор и соотношения инерционно-массовых параметров ротора [1, 10, 11];

- вынуждающих сил, действующих на ротор вентилятора, для анализа динамических свойств шахтных высоконагруженных осевых вентиляторов серии ВОД [10–13].

Изгибные колебания трансмиссионных и коренных валов рассчитываются для определения частот собственных колебаний. Периодические силы, вызывающие изгибные колебания трансмиссионных и коренных валов шахтных вентиляторов, — следствие возникновения нестационарных режимов при работе вентиляторной установки (при разгоне, регулировании частоты вращения и выбеге вентилятора при торможении), особенностей взаимодействия воздушного потока с ротором вентилятора, магнито-электрических явлений в приводе, а также различных дефектов, к которым относятся:

— конструктивные, связанные с неполным уравниванием вращающихся лопаток и деталей рабочего колеса, а также выбором недостаточной жесткости опор вала;

— технологические, зависящие от шлаковых включений, раковин, пористости и изменений в кристаллической структуре материала вала;

— производственные, вызванные отклонением размеров чертежа при изготовлении деталей, неточным динамическим уравниванием и некачественной сборкой;

— эксплуатационные, связанные с износом зубчатых полумуфт и возникновением различных упругих деформаций в опорах ротора вентилятора, неравномерное налипание пыли на лопатки рабочего колеса и т. п.

Как отмечалось, частоты внешних возбуждающих сил меняются. Поэтому при проектировании вентиляторов с регулируемым приводом необходимо проверять весь интервал режимов работы на возможность возникновения резонанса.

Роторы модернизированного вентилятора, а также современных осевых одноступенчатых вентиляторов главного проветривания соответствуют типовой схеме “привод – трансмиссионный вал – вал рабочего колеса” (рис. 8). Момент от двигателя 1 передается через муфту 2 на трансмиссионный вал 3, который соединен через следующую муфту 2 с валом вентилятора 5. На валу вентилятора закреплено рабочее колесо 6, находящееся между опорами 4. Максимальный крутящий момент, развиваемый двигателем, является одной из основных нагрузок на валы вентилятора, используемой в проекторочных расчетах.

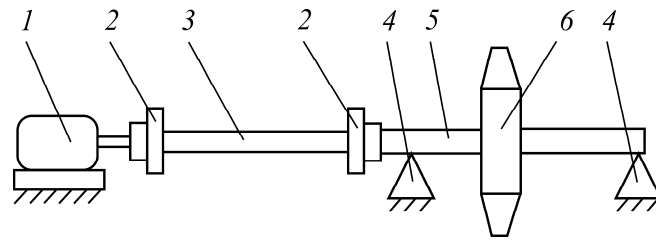


Рис. 8. Одноступенчатый осевой вентилятор главного проветривания: 1 — двигатель; 2 — муфта; 3 — трансмиссионный вал; 4 — опоры вала рабочего колеса; 5 — вал рабочего колеса; 6 — рабочее колесо

Муфты предназначены для компенсации взаимных смещений и поворотов валов. Они могут ограничивать передачу изгибающего момента между валами вентилятора. В конструкциях применяются жесткие подвижные муфты, муфты с упругим элементом, полужесткие муфты и др. Их основное различие в том, что они по-разному передают изгибающий момент между валами.

Трансмиссионный вал позволяет вынести двигатель за пределы проточной части вентилятора для обеспечения требований пожаровзрывобезопасности. Длина трансмиссионного вала у некоторых вентиляторов главного проветривания достигает 8 м. Обычно он имеет одинаковый по всей длине диаметр и из статических нагрузок воспринимает только крутящий момент и собственный вес.

В опорах могут применяться сферические подшипники качения или наборы однорядных подшипников с роликовыми и шариковыми телами качения. Они обладают различными осевыми жесткостями, что в некоторых случаях существенно влияет на величину критических частот. Кроме того, сферические подшипники допускают поворот вала в опоре.

Для расчета собственных поперечных колебаний валов ротора рассмотрим двухмассовую дискретную модель (рис. 9): сосредоточенная масса  $m_1$  равна колеблющейся массе трансмиссионного вала; в массу  $m_2$  входит масса рабочего колеса  $m_{рк}$ , а в случае необходимости — колеблющаяся масса вала рабочего колеса.

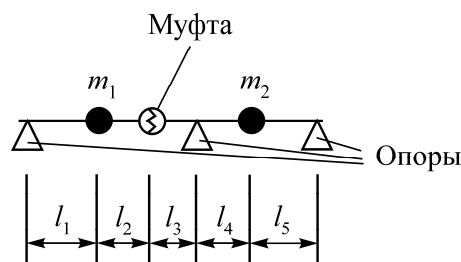


Рис. 9. Общий вид двухмассовой расчетной схемы для валов вентиляторов главного проветривания:  $l_1$  — расстояние от муфты, близкой к опоре двигателя, до центра тяжести трансмиссионного вала;  $l_2$  — расстояние между центром тяжести трансмиссионного вала и муфтой, соединяющей его с валом рабочего колеса;  $l_3$  — расстояние между муфтой и передней опорой вала рабочего колеса;  $l_4$  — расстояние между передней опорой и рабочим колесом;  $l_5$  — расстояние между рабочим колесом и задней опорой вала рабочего колеса

Чтобы воспользоваться дискретной моделью для расчета, следует определить типы муфт и опор. Если опоры вала рабочего колеса допускают его поворот, то в расчетной схеме они принимаются шарнирными. При установке в конструкции нескольких рядных подшипников следует выбрать схему с опорами, не допускающими поворота. При наличии в конструкции подвижных муфт

со свободным поворотом обойм, их заменяют шарниром. Жесткие муфты полностью передают изгибающий момент, поэтому в расчетной схеме валы ничем не разделяются. Жесткие муфты обычно не используются в конструкциях, а применяемые полужесткие муфты и муфты с упругими элементами обладают определенной жесткостью при повороте валов в них. При расчете по моделям с жесткими и подвижными муфтами критическая частота будет находиться в диапазоне, ограниченном найденными по этим моделям частотам. Для уточненного расчета следует использовать другие расчетные схемы, в которых учитываются жесткости муфт.

В двигателе обычно применяются рядные подшипники, поэтому опору двигателя следует считать жесткой, не допускающей поворот. В случае подвижной муфты опору двигателя считают допускающей поворот, поскольку муфта обычно устанавливается на вал двигателя, длина которого невелика в сравнении с габаритами муфты.

В табл. 2 представлены варианты модели в зависимости от вида муфт и опор. Воспользуемся этими моделями для получения аналитических зависимостей частот собственных колебаний ротора вентилятора главного проветривания от его упругих и инерционных параметров и обоснуем условия, при которых можно перейти к более простым одномассовым расчетным моделям для определения критических частот вращения вентиляторов. Аналитические исследования критических частот проводились по всем схемам (табл. 2).

ТАБЛИЦА 2. Расчетные схемы

Опоры вала вентилятора	Муфты	Схема
Жесткие	Подвижные	<p>№ 1</p>
Допускающие поворот	Подвижные	<p>№ 2</p>
Жесткие	Жесткие	<p>№ 3</p>
Допускающие поворот	Жесткие	<p>№ 4</p>

При использовании подшипниковых опор, допускающих поворот вала (например, сферических подшипников) и подвижных муфт, можно рассчитать собственную частоту по модели с расчетной схемой № 2 (табл. 2). Частоты  $p_{1,2}$  двухмассовой модели находятся из решения уравнения

$$(-m_1 p^2 - A)(-m_2 p^2 - D) - BC = 0, \quad (1)$$

где

$$A = -\frac{\delta_{22}}{\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2}; \quad B = C = \frac{\delta_{12}}{\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2}; \quad D = -\frac{\delta_{11}}{\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2};$$

$\delta_{ij}$  ( $i, j = 1, 2$ ) — перемещение массы  $i$  при приложении единичной поперечной силы к валу в сечении с массой  $j$ .

Например, принимая  $l_1 = l_2$  и диаметр валов одинаковым, получим коэффициенты:

$$\delta_{11} = -\frac{1}{12} \frac{2l_2^3 + l_3^3 + l_4 l_3^2 + l_5 l_3^2}{EJ}, \quad \delta_{12} = \delta_{21} = \frac{1}{12} \frac{(l_4 + 2l_5)l_3 l_4 l_5}{EJ(l_4 + l_5)}, \quad \delta_{22} = -\frac{1}{3} \frac{l_4^2 l_5^2}{EJ(l_4 + l_5)}.$$

Для учета массы вала вентилятора можно привести ее к массе  $m_2$  по методу Рэлея.

На практике обычно встречаются конструкции роторов, когда  $l_3$  достаточно мала, т. е. сравнима с габаритами муфты. Тогда колебания вала вентилятора и трансмиссионного вала можно рассматривать по отдельности. Чтобы определить, при каких соотношениях масс и длин это можно сделать, рассмотрим двух- и одномассовую модели (рис. 10).

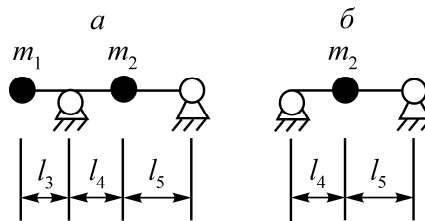


Рис. 10. Двухмассовая (а) и одномассовая (б) модели для расчета изгибных колебаний вала вентилятора

В двухмассовой модели (рис. 10а) в массу  $m_1$  входит треть массы трансмиссионного вала (считая, что он не деформируется),  $m_2$  — масса рабочего колеса. Расчет можно выполнить, используя уравнение (1),  $p = \pi / 2l_{\text{тр}}^2 \sqrt{EJ / \rho}$ , при этом коэффициенты для вала постоянного диаметра равны:

$$\delta_{11} = \frac{l_2^3 (l_3 + l_4 + l_5)}{3EJ}, \quad \delta_{12} = \delta_{21} = -\frac{(l_4 + 2l_5)l_3 l_4 l_5}{6EJ(l_4 + l_5)}, \quad \delta_{22} = \frac{l_4^2 l_5^2}{3EJ(l_4 + l_5)}.$$

Частоты одномассовой системы (рис. 10б) определяются из формулы  $p = 1 / 2\pi \sqrt{1 / m_2 \delta_2}$ . Податливость для вала постоянного сечения вычисляется как

$$\delta = \frac{l_4^2 l_5^2}{3EJ(l_4 + l_5)}.$$

Если ввести коэффициенты  $m = m_1 / m_2$ ,  $l = l_3 / l_4$ ,  $n = l_5 / l_4$ , показывающие соотношения масс и длин валов, и подставить их в относительную разность выражений частот двух- и одно-массовой модели, как это сделано в [10], то можно определить область в системе координат  $mln$ , в которой влияние массы трансмиссионного вала на величину частоты колебаний вала вентилятора незначительно (относительная разница результатов расчета по одномассовой и двухмассовой моделям  $< 5\%$ ).

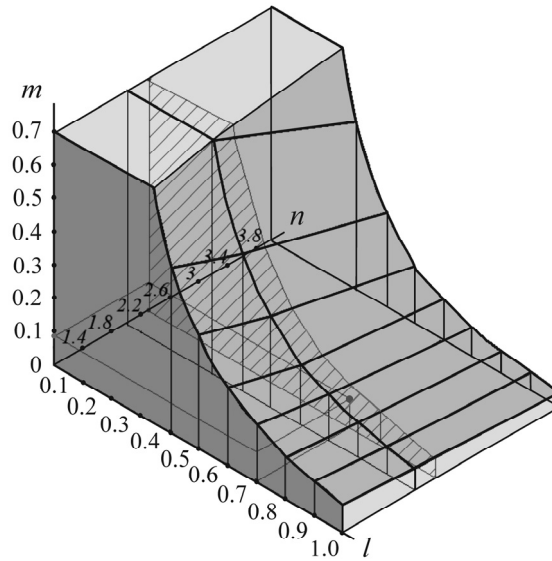


Рис. 11. Область применимости одномассовой расчетной модели в координатах  $mln$ :  $m = m_1 / m_2$ ,  $l = l_3 / l_4$ ,  $n = l_5 / l_4$

В расчетах собственных частот вала вентилятора, когда учитывается инерция поворота рабочего колеса, необходимо учесть осевую податливость опор [10]. Само по себе определение жесткости подшипников качения — достаточно сложная задача, поскольку податливость подшипника зависит от многих факторов, в том числе от нагрузки на него, которая в свою очередь может меняться в ходе колебательного процесса.

Существуют методики определения жесткости подшипников, основанные на экспериментальных данных [14]. Сначала вычисляются радиальные силы в опорах, возникающих от статической нагрузки. Их можно найти по какой-либо расчетной схеме вала для его статического расчета. Радиальная жесткость подшипника определяется как отношение радиальной нагрузки на подшипник к величине радиальной податливости:  $c = F_r / \delta_r$ . Радиальная податливость  $\delta_r$  — сумма радиальной податливости  $\delta'_r$  в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения и радиальной податливости  $\delta''_r$  в контакте колец подшипника с посадочными поверхностями вала и корпуса:  $\delta_r = \delta'_r + \delta''_r$  ( $\delta' = \beta \delta_{r0}$ ,  $\beta$  — коэффициент, учитывающий величину натяга или зазора в подшипнике). Для роликового радиального двухрядного сферического подшипника она определяется как

$$\delta_{r0} = \frac{1.2 \cdot 10^{-3}}{\cos \alpha} \frac{\sqrt[4]{Q^3}}{\sqrt{l}},$$

для шарикового сферического двухрядного —

$$\delta_{r0} = \frac{3.2 \cdot 10^{-3}}{\cos \alpha} \frac{\sqrt[3]{Q^2}}{\sqrt{D_T}},$$

где  $\alpha$  — угол контакта;  $l$  — длина тел качения;  $D_T$  — диаметр тел качения;  $Q = 5F_r / iz \cos \alpha$  — радиальная нагрузка, воспринимаемая наиболее нагруженным телом качения;  $i$  — число рядов тел качения;  $z$  — число тел качения в одном ряду.

Радиальная деформация в контакте колец подшипника с посадочными поверхностями вала и корпуса находится как

$$\delta_r'' = \frac{4Pk}{\pi dB} \left( 1 + \frac{d}{D} \right),$$

здесь  $P$  — эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник;  $D, d$  — наружный и внутренний диаметр подшипника;  $B$  — ширина подшипника;  $k$  — коэффициент, зависящий от требований к точности изготовления, конусности шейки и т. д.

Эквивалентная динамическая нагрузка рассчитывается по формуле

$$P = (VXF_r + YF_a)K_\sigma K_T.$$

$V$  — коэффициент вращения относительно вектора нагрузки кольца подшипника;  $X, Y$  — коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, зависящие от типа подшипника;  $K_\sigma$  — динамический коэффициент;  $K_T$  — коэффициент, учитывающий влияние температурного режима работы подшипника на его долговечность;  $F_r, F_a$  — радиальная и осевая нагрузка на подшипник.

Нахождение жесткостей для других типов подшипников рассмотрено в [15]. После определения жесткости опор ее можно учесть в расчетной схеме. Учет жесткости опор в одномассовой модели с подвижными опорами (рис. 12) изменит коэффициенты податливости:

$$\delta_{11}^* = \delta_{11} + \frac{R_{11}}{c_1} + \left( \frac{R_{21}}{c_2} - \frac{R_{11}}{c_1} \right) \frac{l_2}{l_2 + l_3},$$

где  $c_1, c_2$  — жесткости соответствующих опор;  $R_{11} = l_3 / (l_2 + l_3)$ ,  $R_{21} = l_2 / (l_2 + l_3)$  — силы реакции в опоре 1 и 2 соответственно от единичной нагрузки, приложенной в месте установки колеса.

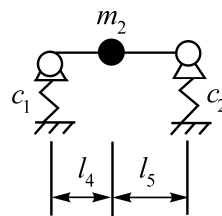


Рис. 12. Одномассовая модель вала рабочего колеса с податливыми опорами

Отметим, что влияние податливостей опор в моделях, где учитывается только поперечное смещение массы, не приносит значительных изменений в результат расчета. Более точный расчет собственных частот колебаний вала рабочего колеса можно выполнить, учитывая инерцию поворота колеса. Фактически это расширяет модель, добавляя еще одну степень свободы. В этой модели колесо, помимо массы  $m_2$ , обладает осевым  $J$  и диаметральной  $J_d$  моментами инерции. Одномассовая модель с осевыми моментами инерции рабочего колеса и податливыми опорами показана на рис. 13.

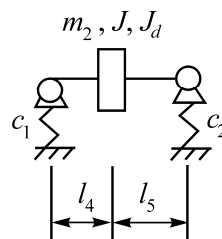


Рис. 13. Одномассовая модель с моментами инерции и податливыми опорами

Частоты собственных колебаний такой системы определяются из решения уравнения

$$(Q - m_2 p^2)(J \omega p - J_d p^2 + T) - RS = 0. \quad (2)$$

Здесь  $\omega$  — скорость вращения ротора;  $p$  — частота собственных колебаний системы;  $Q, R, S, T$  — постоянные:

$$Q = \frac{b_{22}}{b_{22}b_{11} - b_{12}b_{21}}, \quad R = \frac{b_{12}}{b_{22}b_{11} - b_{12}b_{21}}, \quad S = \frac{b_{21}}{b_{22}b_{11} - b_{12}b_{21}}, \quad T = \frac{b_{11}}{b_{22}b_{11} - b_{12}b_{21}},$$

$b_{ij}$  — перемещение (если  $i = 1$ ), либо угол поворота (если  $i = 2$ ) вала в месте установки колеса при приложении единичной нагрузки (если  $j = 1$ ), либо момента (если  $j = 2$ ) в этом же месте. Для вала постоянного сечения они равны:

$$b_{11} = \frac{l_4^2 l_5^2}{3EJ(l_4 + l_5)}, \quad b_{12} = b_{21} = -\frac{(l_4 - l_5)l_4 l_5}{3EJ(l_4 + l_5)}, \quad b_{22} = \frac{(l_4^2 - l_4 l_5 + l_5^2)}{3EJ(l_4 + l_5)}.$$

С учетом податливостей опор коэффициенты  $b_{ij}$  примут вид:

$$b_{11}^* = b_{11} + \frac{R_{11}}{c_1} + \left( \frac{R_{21}}{c_2} - \frac{R_{11}}{c_1} \right) \frac{l_2}{l_2 + l_3},$$

$$b_{12}^* = b_{21}^* = b_{12} + \frac{R_{12}}{c_1} + \left( \frac{R_{22}}{c_2} - \frac{R_{12}}{c_1} \right) \frac{l_2}{l_2 + l_3},$$

$$b_{22}^* = b_{22} + \left( \frac{R_{22}}{c_2} - \frac{R_{12}}{c_1} \right) \frac{1}{l_2 + l_3},$$

где  $c_1, c_2$  — жесткости соответствующих опор;  $R_{ij}$  — сила реакции в опоре  $i$  от единичной нагрузки ( $j = 1$ ) или момента ( $j = 2$ ), приложенных в месте установки колеса ( $R_{11} = l_3 / (l_2 + l_3)$ ,  $R_{21} = l_2 / (l_2 + l_3)$ ,  $R_{12} = -1 / (l_2 + l_3)$ ,  $R_{22} = 1 / (l_2 + l_3)$ ).

Из (2) видно, что частота собственных изгибных колебаний зависит от скорости вращения и от диаметрального момента инерции колеса. Это уравнение дает два положительных корня при  $J > J_d$ . Такое соотношение моментов инерции характерно для рабочих колес вентиляторов главного проветривания. При  $l_4 = l_5$  для вала постоянного диаметра с одинаковыми опорами гироскопический момент не влияет на величину низшей частоты [10]. Поэтому учет инерции поворота при расчете низшей частоты колебания вала рабочего колеса необходим, когда  $l_4 \neq l_5$ .

Зависимость частоты собственных колебаний вала от скорости вращения объясняется следующим образом. При вращении ротора его дисбаланс вызывает действие вращающейся периодической силы. Эта сила изгибает вал так, что ротор помимо собственного вращения со скоростью  $\omega$  вокруг своей нейтральной линии начинает прецессировать вокруг линии опор со скоростью  $\omega_{пр}$ , т. е. нейтральная линия вала начинает вращаться вокруг линии опор (рис. 14). Данное явление можно рассматривать как вынужденные изгибные колебания ротора в двух перпендикулярных плоскостях, пересекающихся на оси вращения, с частотой  $\omega_{пр}$ .

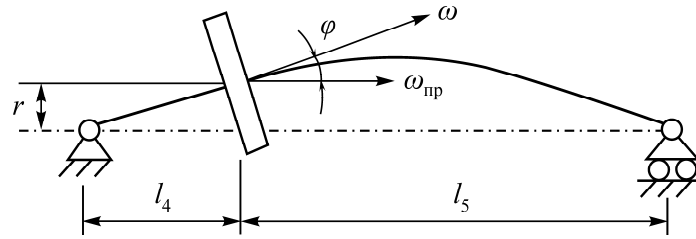


Рис. 14. Прямая прецессия ротора

Для роторов шахтных вентиляторов исследуется только случай прямой синхронной прецессии, когда скорость прецессии равна скорости вращения по модулю  $\omega_{\text{пр}} = \omega$  и совпадает по направлению вращения  $\vec{\omega} \cdot \vec{\omega}_{\text{пр}} > 0$ . Изменение частоты собственных колебаний при увеличении скорости вращения связано с возникновением гироскопического момента, равного  $J\omega \times \omega_{\text{пр}}$ . В случае прямой прецессии этот момент стремится уменьшить прогибы вала, делая его более жестким, и увеличивает частоту его свободных колебаний. При учете инерции поворота колеса и гироскопического момента следует учитывать податливость опор, поскольку они существенно влияют на форму колебаний [10].

В качестве основных вынуждающих периодических сил в роторе рассматривают силы, возникающие от остаточного дисбаланса ротора; от электромагнитных процессов в двигателе; от несовершенства опор и веса ротора, имеющие аэродинамическую природу. Первые обычно имеют частоту, равную частоте вращения ротора или удвоенной частоте вращения ротора. Частоты вторых связаны с частотой питающего напряжения электродвигателя и числом пар полюсов. Силы, возникающие от несовершенства опор, по своему действию похожи на первые. Аэродинамические силы действуют с частотой, связанной с числом лопаток.

Частоты  $\omega_c$  этих сил зависят от частоты вращения вентилятора  $\omega_{\text{вр}}$  при условии установившегося режима работы. Они имеют определенный порядок кратности  $k$ , показывающий пропорциональное отношение частоты вращения и частоты вынуждающей силы ( $\omega_c = k\omega_{\text{вр}}$ ).

Сила с  $k = 1$  обусловлена дисбалансом [15], сила с  $k = 2$  вызывается действием веса ротора при вращении, а также овальностью и конусностью колец опор [14]. Сила с  $k = n_n$  ( $n_n$  — количество полюсов привода) вызвана электромагнитными явлениями в роторе двигателя [16]. Она действует на ротор двигателя в радиальном направлении и вращается с удвоенной частотой питающего напряжения двигателя. Частота этой силы зависит только от частоты питающего напряжения и не зависит от частоты вращения ротора. Однако, поскольку исследуются колебания в установившемся режиме, примем частоту питающего напряжения пропорциональной частоте вращения ротора и равной произведению количества полюсов  $n_n$  на частоту вращения. Сила с  $k = n_l$  ( $n_l$  — количество лопаток рабочего колеса) вызывается действием аэродинамических сил, возникающих, например, из-за неоднородности входящего потока [17].

Критические частоты вращения ротора определяются из условия равенства частоты собственных колебаний системы частоте возбуждающей силы при данной скорости вращения  $\omega_c(\omega_{\text{вр}}) = \omega_{\text{соб}}(\omega_{\text{вр}})$ . На практике используют частотную диаграмму (диаграмму Кэмпбелла) (рис. 15), отражающую режимы работы вентилятора, на которых возможен резонанс [18]. На диаграмме приведены зависимости частот собственных колебаний валов от частоты враще-



ния. Линия  $p_1$  — частота колебания системы, в которую вовлечены вращающиеся массы с большим моментом инерции, как у рабочего колеса. Линия  $p_2$  практически горизонтальна и характерна для колебаний масс с малыми моментами инерции, например для трансмиссионных валов. Линии  $k$  — зависимости частот, возбуждающих вынужденные колебания сил от частоты вращения. Их пересечения с  $p_1$  и  $p_2$  отмечены вертикальными отрезками, показывающими на оси  $x$  величины критических частот вращения.

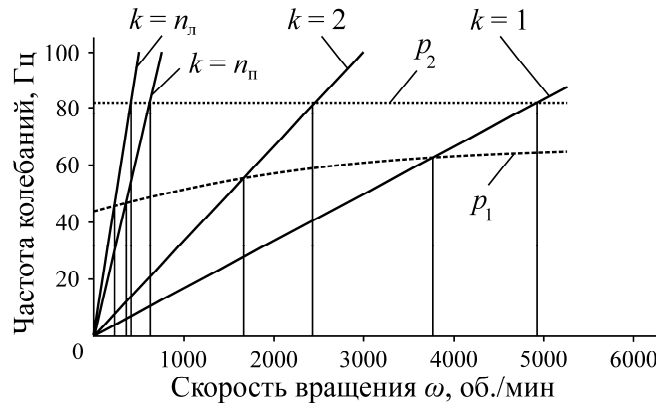


Рис. 15. Общий вид диаграммы Кэмпбелла

Представленная методика позволяет проанализировать вынуждающие нагрузки, действующие на ротор вентилятора главного проветривания, при использовании частотно-регулируемого привода в широком диапазоне частот вращения; выполнить отстройку собственных частот изгибных колебаний системы “электродвигатель – ротор” от возбуждающих частот при различных конструктивных параметрах коренных и трансмиссионных валов вентиляторных агрегатов; оценить влияние податливости подшипниковых опор, гироскопического момента, скорости вращения и конструктивной схемы вентилятора на параметры изгибных колебаний вала ротора.

**ВЫВОДЫ**

Продление срока службы и повышение эффективности главных вентиляторных установок шахт, оборудованных двухступенчатыми осевыми вентиляторами серии ВОД, многократно выработавших ресурс, достигается модернизацией роторной группы. Модернизация осуществляется путем замены двухступенчатого ротора на высоконагруженный одноступенчатый. При этом удаляется рабочее колесо первой ступени, что приводит к формированию успокоительного участка проточной части вентилятора от входной коробки до рабочего колеса второй ступени. Это позволяет повысить равномерность поля скоростей воздушного потока на входе в рабочее колесо второй ступени.

Изменение конструкции вентилятора на одноступенчатую и применение частотно-регулируемого привода для управления режимом работы вентилятора приводит к изменению как частоты собственных колебаний ротора, так и вынуждающих сил. Вследствие этого возникает ряд критических частот вращения ротора.

Предложена методика расчета изгибных колебаний и критических частот роторов одноступенчатых шахтных осевых вентиляторов с частотно-регулируемым приводом, учитывающая влияние гироскопического момента рабочего колеса и жесткость подшипниковых опор.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Климов А. А.** Оценка эффективности системы вентиляции шахт Подмосковского бассейна: автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Тула: ТулГУ, 2000. — 198 с.
2. **Иванов С. К., Киклевич Ю. Н.** Осевые высоконапорные вентиляторы обеспечивают энерго- и материалоснабжение // Всеукр. науч.-техн. журн. — 2004. — № 4. — С. 15–17.
3. **Прокофьев В. П.** Пути увеличения экономичности главных вентиляторных установок на рудниках цветной металлургии // Горн. журн. — 1961. — № 3. — С. 25–30.
4. **Gendler S. G. and Nguen Tkhe Kha.** Justification of rational methods for provision of air to faces of operating coal mines of Vietnam during deepening of mines, J. of Mining Institute, 2018, Vol. 234. — P. 652–657.
5. **Гендлер С. Г.** Проблемы проветривания транспортных тоннелей // ГИАБ. Темат. приложение “Безопасность”. — 2005. — С. 281–295.
6. **Брусиловский И. В.** Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов ЦАГИ. — М.: Недра, 1978. — 198 с.
7. **Петров Н. Н., Красюк А. М., Чигишев А. Н.** Пути модернизации устаревшего парка тоннельных вентиляторов метрополитена // Метро и тоннели. — 2000. — № 5–6. — С. 18.
8. **Красюк А. М., Русский Е. Ю., Кутаев В. И., Горшков И. В.** Разработка и исследование прочности рабочих лопаток с сотовой структурой сердечника для осевых шахтных вентиляторов // Горн. оборудование и электромеханика. — 2017. — № 1. — С. 3–6.
9. ANSYS Inc, 2013. ANSYS Fluent, 15th ed., Canonsbury, PA.
10. **Красюк А. М., Косых П. В.** К расчету изгибных колебаний вала ротора осевого вентилятора главного проветривания // ФТПРПИ. — 2016. — № 3. — С. 80–89.
11. **Krasyuk A. M. and Kosykh P. V.** Design model for bending vibrations of single-stage tunnel fan rotor, IOP Conference Series: Earth and Environmental Science: Earth Environ. Sci., Vol. 134. — Paper 012034.
12. **Genta G.** Dynamics of rotating systems, N. Y., Springer, 2005.
13. **Тимошенко С. П.** Колебания в инженерном деле. — М.: Наука, 1967. — 444 с.
14. **Вибрации в технике: справочник в 6 т. Т. 3. Колебания машин, конструкций и их элементов / под ред. Ф. М. Диментберга, К. С. Колесникова.** — М.: Машиностроение, 1980. — 544 с.
15. **Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я.** Подшипники качения. — М.: Машиностроение, 1975. — 572 с.
16. **Доброскок Н. А.** Алгоритмические методы снижения шумов и вибраций в частотно-регулируемом асинхронном электроприводе: дис. ... канд. техн. наук. — СПб., 2014. — 162 с.
17. **Левин А. В., Боришанский К. Н., Консон Е. Д.** Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин. — Л.: Машиностроение, 1981. — 710 с.
18. **Бабаков И. М.** Теория колебаний. — М.: Наука, 1968. — 560 с.

*Поступила в редакцию 07/V 2019  
После доработки 07/V 2019  
Принята к публикации 28/V 2019*