

АНАЛИЗ КРУТИЛЬНЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ВАЛА РОТОРА ВЕНТИЛЯТОРА ГЛАВНОГО ПРОВЕТРИВАНИЯ ПРИ ВОЗМУЩЕНИЯХ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СЕТИ

Е.Ю. Русский, Институт горного дела им. Н.А. Чинакала СО РАН, Россия

Рассмотрена конструкция ротора осевого вентилятора, определены параметры возмущенного воздушного потока, найдены зависимости напряжений в элементах ротора от параметров возмущенного воздушного потока.

Эксплуатационная надежность является важнейшей характеристикой шахтных вентиляторов главного проветривания. Она в значительной степени зависит от запаса прочности и уровня вибраций основных узлов вентилятора. На узлы вентилятора действуют возмущения от воздушного потока, вызванные действием нестационарных аэродинамических сил, возникающих вследствие неравномерности течения потока, обусловленной внезапными выбросами, взрывами или движением транспорта по подземным выработкам.

Основным узлом шахтного осевого вентилятора является ротор. Его надежность, в основном, определяет работоспособность вентилятора. Ротор, в свою очередь, состоит из коренного вала и рабочего колеса (РК), которое включает в себя корпус и рабочие лопатки [1]. Рассмотрим вентилятор главного проветривания серии ВО [2], рабочее колесо которого имеет 8 сдвоенных листовых лопаток сварной конструкции. Коренной вал вентилятора через муфту соединен с трансмиссионным валом, который через муфту кинематически связан с валом электродвигателя. Схема вентилятора показана на рис. 1.

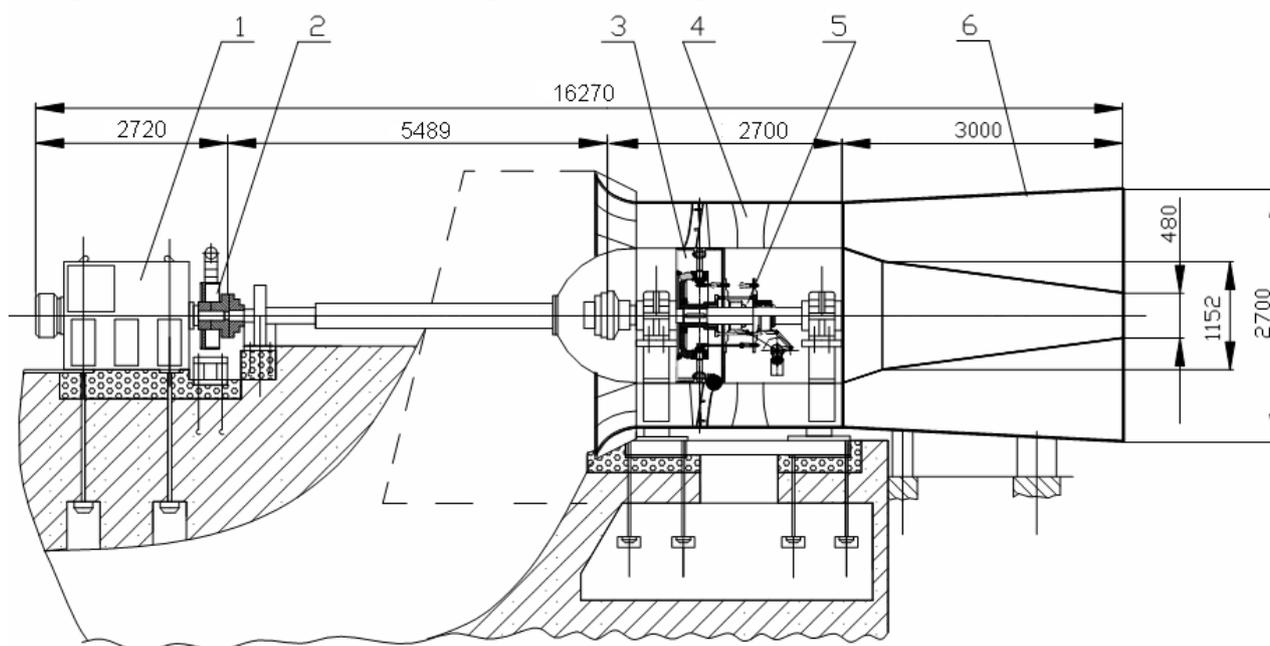


Рис. 1. Схема вентиляторного агрегата серии ВО: 1 – синхронный электродвигатель 630кВт, 750 об/мин, 6.0 кВ; 2 – электромагнитный тормоз; 3 – рабочее колесо с поворотными на ходу сдвоенными листовыми лопатками; 4 – неповоротные лопатки спрямляющего аппарата; 5 – механизм одновременного поворота лопаток рабочего колеса; 6 – диффузор

Расчет и анализ крутильных колебаний трансмиссионных валов вентиляторных агрегатов проводится для оценки максимальных напряжений и углов закручивания (амплитуд) сечений трансмиссионного вала в зависимости от угловой скорости ротора электродвигателя в периоды разгона и выбега вентилятора, а также в периоды действия на вентиляторный агрегат сильных аэродинамических возмущений по моменту вращения, например, при взрыве или внезапном выбросе метана в шахте.

Структурная схема вентилятора для оценки крутильных колебаний показана на рис. 2.

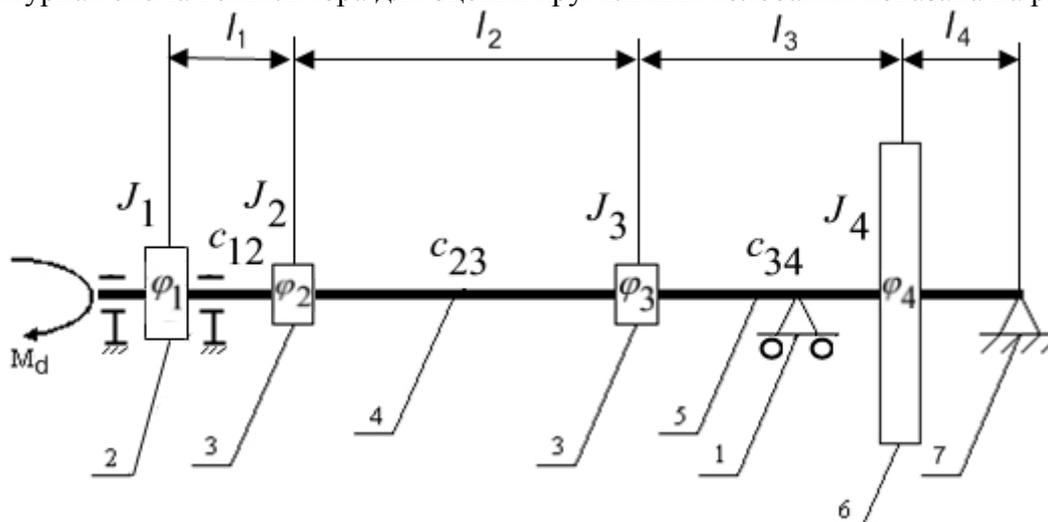


Рис. 2. Структурная схема вентиляторного агрегата: 1 – радиальный подшипник; 2 – приводной электродвигатель; 3 – зубчатые муфты; 4 – трансмиссионный вал; 5 – коренной вал ротора; 6 – рабочее колесо; 7 – радиально–упорный подшипник; M_d – крутящий момент электродвигателя; φ_i – угловая координата i -го сечения; $c_{i,i+1}$ – крутильная жесткость участка вала между i -м и $(i+1)$ -м сечением; J_1 – момент инерции ротора электродвигателя; J_4 – момент инерции ротора вентилятора; J_2, J_3 – моменты инерции зубчатых муфт.

Математическая модель вращения вентилятора описывается системой дифференциальных уравнений механической системы с 4-мя степенями свободы:

$$\begin{aligned}
 J_1 \ddot{\varphi}_1 &= M_d - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) - \mu(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) \\
 J_2 \ddot{\varphi}_2 &= c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + \mu(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - \mu(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) \\
 J_3 \ddot{\varphi}_3 &= c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) + \mu(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - c_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) - \mu(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) \\
 J_4 \ddot{\varphi}_4 &= c_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) + \mu(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) - M_b \pm M_v
 \end{aligned} \tag{1}$$

где M_d – момент на валу электродвигателя, по формуле Клосса [3]; M_b – момент на валу вентилятора (технологическая нагрузка), задается как функция угловой скорости и в зависимости от угла установки лопаток рабочего колеса изменяется от 0.33 до $0.696 \omega^2$, при скоростях менее 3 рад/с M_b равен суммарному моменту трения в подшипниках; M_v – момент, возникающий вследствие возмущения давления воздуха в вентиляционной сети от взрыва или

внезапного выброса и изменяется от 0.1 до $1 M_d$; φ_i – угловая координата i -го сечения; $\dot{\varphi}_i$ – угловая скорость i -го сечения; $\ddot{\varphi}_i$ – угловое ускорение i -го сечения; $c_{i,i+1}$ – крутильная жесткость участка вала между i -м и $(i+1)$ -м сечением с учетом жесткости стыков и деталей машин, передающих крутящий момент; μ – коэффициент вязкого трения в материале вала (223.83 Нмс^2); J_1 – момент инерции ротора электродвигателя; J_4 – момент инерции ротора вентилятора; J_2, J_3 – моменты инерции соответствующих участков трансмиссии.

Выполним расчет и анализ крутильных колебаний системы установки с вентилятором ВО–36К и синхронным электродвигателем СДН2-17-44-8-У3 с номинальной мощностью $P_n = 2000 \text{ кВт}$ и номинальной скоростью вращения $n_n = 600 \text{ об/мин}$. (62.8 рад/с). Ниже приведены некоторые исходные данные для рассмотренного примера: $J_1 = 450 \text{ кгм}^2$; $J_4 = 3626 \text{ кгм}^2$; $J_2 = J_3 = 4,1 \text{ кгм}^2$; $c_{12} = 5.08 \cdot 10^4 \text{ Нм/рад}$; $c_{23} = 3.2 \cdot 10^6 \text{ Нм/рад}$; $c_{34} = 2.8 \cdot 10^7 \text{ Нм/рад}$.

Решение найдем для трансмиссионного вала вентилятора ВО-36К с целью определения амплитуды колебаний, углов закручивания разных участков вала, времени разгона и выбега турбомашин, а также с учетом влияния аэродинамических возмущений сети на колебания механической системы.

Решение системы уравнений (1) сводится к решению задачи Коши при начальных условиях:

$$\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = \varphi_4 = 0; \quad \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_3 = \dot{\varphi}_4 = 0$$

и находится в виде системы уравнений:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= A_1 \sin(\omega t + \alpha) \\ \varphi_2 &= A_2 \sin(\omega t + \alpha) \\ \varphi_3 &= A_3 \sin(\omega t + \alpha) \\ \varphi_4 &= A_4 \sin(\omega t + \alpha), \end{aligned} \quad (2)$$

где: $\varphi_1 \dots \varphi_4$ – углы закручивания для различных сечений $s_1 \dots s_4$ трансмиссионной системы (см. рис. 6); A_i – амплитуда колебаний i -го сечения; ω – угловая частота колебаний; α – начальная фаза колебаний.

Результаты решения системы уравнений приведены на рис. 3.

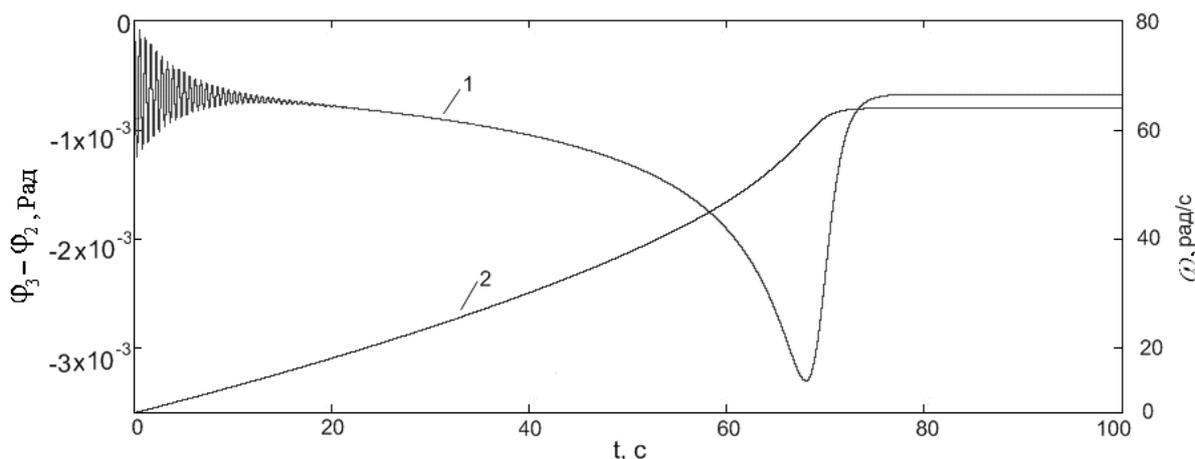


Рис. 3. Зависимость крутильных деформаций трансмиссионного вала ротора (график 1) и частоты вращения ротора (график 2) от времени при пуске вентиляторного агрегата ВО-36К

Определим превышение максимальных касательных напряжений (τ_{max}), возникающих в материале вала при пуске вентилятора ВО-36К, над напряжениями при номинальной частоте (τ_H). Напряжения найдем через угол закручивания вала по рис. 3:

$$\begin{aligned} \tau_{max} &= \frac{M_{k\ max}}{W_k}; \quad M_{k\ max} = (\varphi_3 - \varphi_2)_{max} GJ_k; \\ \tau_H &= \frac{M_{k\ H}}{W_k}; \quad M_{k\ H} = (\varphi_3 - \varphi_2)_H GJ_k, \end{aligned} \quad (3)$$

где $M_{k\ max}$ – максимальный крутящий момент; $M_{k\ H}$ – крутящий момент при номинальных оборотах; W_k – момент сопротивления сечения вала кручению; J_k – момент инерции сече-

ния вала при кручении; G – модуль упругости второго рода; $(\varphi_3 - \varphi_2)_{max}$ – угол закручивания вала при пуске; $(\varphi_3 - \varphi_2)_H$ – угол закручивания вала при номинальных оборотах двигателя.

Для трансмиссионного вала вентилятора ВО-36К диаметром $d = 0.22$ м, момент сопротивления сечения вала кручению W_k и момент инерции сечения вала при кручении J_k составят:

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = 3.37 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \quad J_k = \frac{\pi \cdot d^4}{32} = 4.35 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4.$$

Подставляя в выражения (3) значения W_k и J_k , и принимая, что модуль упругости второго рода $G = 7 \cdot 10^{10}$ Па (для материала вала – стали 40Х), угол закручивания вала при пуске $(\varphi_3 - \varphi_2)_{max} = 0.0033$ рад, угол закручивания вала при номинальных оборотах двигателя $(\varphi_3 - \varphi_2)_H = 0.00067$ рад (углы закручивания взяты по графику на рис. 3), получим:

$$M_{k \max} = (\varphi_3 - \varphi_2)_{max} G J_k = 0.0033 \cdot 7 \cdot 10^{10} \cdot 4.35 \cdot 10^{-4} = 1.005 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\tau_{max} = \frac{M_{k \max}}{W_k} = \frac{1.005 \cdot 10^5}{3.37 \cdot 10^{-3}} = 30 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$M_{kH} = (\varphi_3 - \varphi_2)_H G J_k = 0.00067 \cdot 7 \cdot 10^{10} \cdot 4.35 \cdot 10^{-4} = 2.04 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\tau_H = \frac{M_{kH}}{W_k} = \frac{2.04 \cdot 10^4}{3.37 \cdot 10^{-3}} = 6.05 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

На рис. 4 представлен график зависимости касательных напряжений в материале трансмиссионного вала от времени при пуске вентиляторного агрегата ВО-36К.

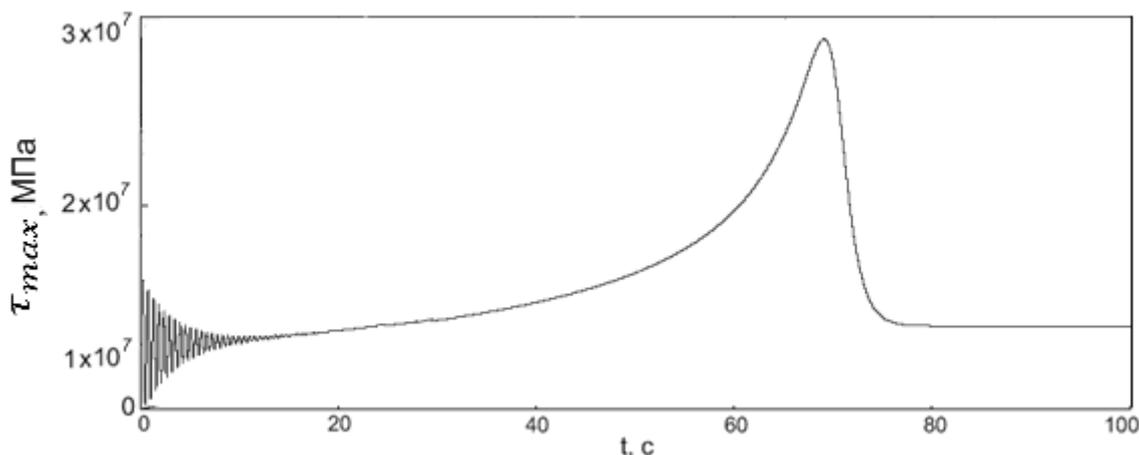


Рис. 4. Зависимость касательных напряжений при кручении трансмиссионного вала ротора от времени при пуске вентиляторного агрегата ВО-36К

Превышение максимальных касательных напряжений (τ_{max}) над напряжениями при номинальной частоте (τ_H) составит:

$$\frac{\tau_{max}}{\tau_H} = \frac{30 \cdot 10^6 \text{ МПа}}{6.05 \cdot 10^6 \text{ МПа}} \approx 5.$$

На рис. 5 представлены результаты исследований крутильных деформаций трансмиссионного вала при выбеге вентилятора.

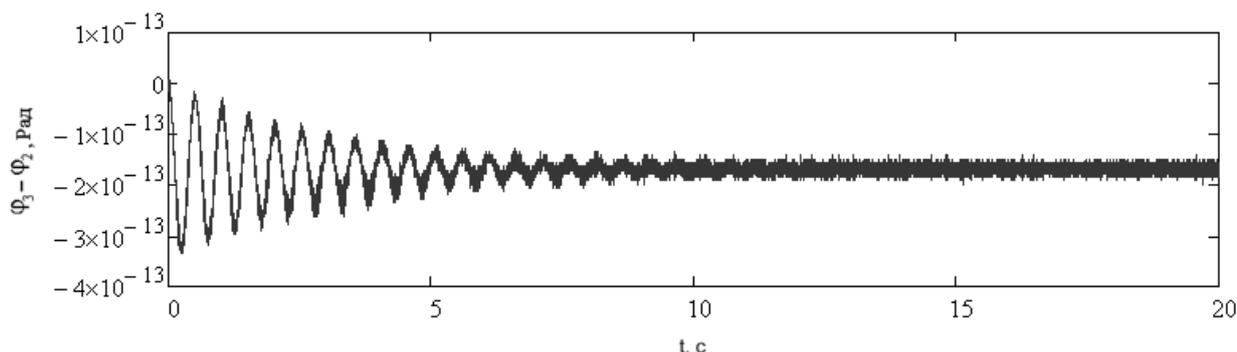


Рис. 5. Зависимость крутильных деформаций трансмиссионного вала ротора от времени при выбеге ротора вентиляторного агрегата ВО-36К

При выбеге вентилятора момент сопротивления на рабочем колесе от воздушного потока много меньше момента от электродвигателя при пуске, поэтому амплитуды колебаний незначительны и составляют $-3.3 \cdot 10^{-13}$ рад. Следовательно, для сокращения времени выбега (сокращения времени пребывания в зоне резонанса) тормоз можно не применять. Тормоз можно использовать для технологических нужд, например, при ремонте вентилятора.

Исследования частотных свойств вентиляционных сетей [4] показали, что верхняя существенная частота квазистационарного процесса возмущенного потока равна 0.5 рад/с (см. рис. 6а). Такой поток не приведет к резонансным явлениям из-за существенной разности частот собственных и вынужденных колебаний. В работе [4] приведены частотные характеристики возмущающих импульсов в шахтной вентиляционной сети вследствие взрыва метана и внезапного выброса (см. рис. 6б и 6в). Анализ графиков показывает, что возмущенный взрывом поток действует кратковременно (≈ 0.1 с) и с достаточно высокой частотой (628 – 6280 рад/с), далеко отстоящей от собственных частот системы. Поэтому взрыв не опасен с точки зрения роста амплитуды колебания вследствие резонанса.

Возмущенный импульс давления от внезапного выброса имеет скачок давления до 12 кПа с длительностью в несколько десятков секунд и скоростью распространения области сжатия в несколько десятков метров в секунду. При этом ударная воздушная волна, как правило, не возникает, а спектр частот импульса находится в пределах 0.63 – 31.4 рад/с. Это может представлять опасность, так как спектр частот импульса совпадает с частотами собственных крутильных колебаний механической системы.

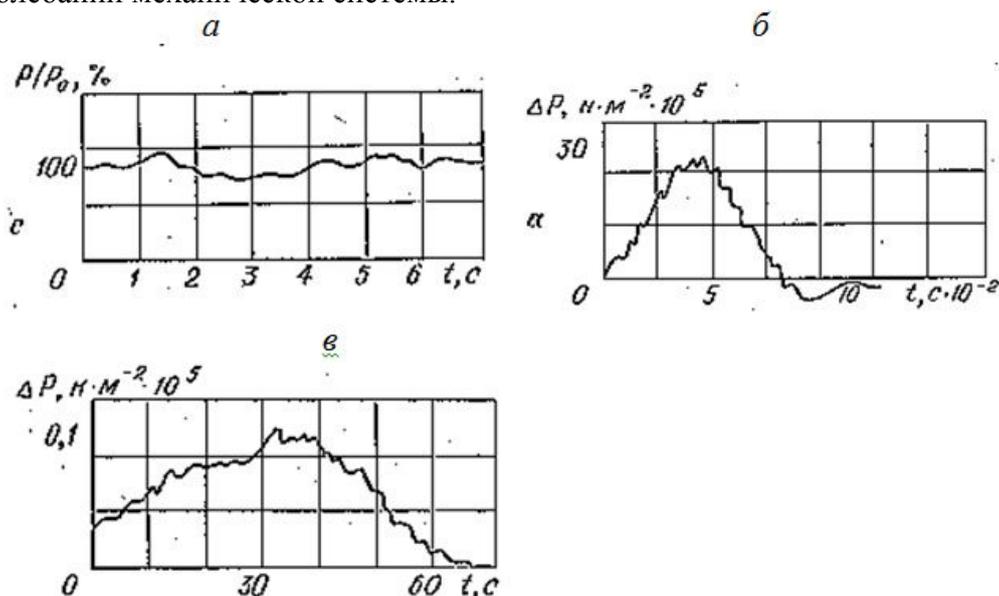


Рис. 6. Частотные характеристики потока воздуха и возмущающих импульсов в шахтной вентиляционной сети: а – квазистационарного процесса возмущенного потока; б – возмущающих аэродинамических импульсов от взрыва метана; в – от внезапного выброса. P_0 – номи-

нальное давление в шахтной вентиляционной сети (без возмущений); P – давление с учетом возмущений в сети (возмущения, вызванные изменением конфигурации сети – открытие и закрытие ляд, дверей, отключение и включение вентиляторов местного проветривания)

Для детального определения изменения угловых амплитуд крутильных колебаний от возмущения воздушной струи, вследствие внезапного выброса, был проведен численный эксперимент, в котором частота возмущений совпадала с собственными частотами крутильных колебаний трансмиссионного вала.

Для вращающихся трансмиссионных валов круглой формы, постоянного поперечного сечения, критические частоты собственных крутильных колебаний, определяются по формуле [5]:

$$\omega_n = \frac{\pi \cdot n \cdot C}{L}, \quad C = \sqrt{\frac{G}{\rho}},$$

где n – номер формы колебаний ($n = 1, 2, 3 \dots$); L – длина трансмиссионного вала, 5.74 м; ρ – плотность материала вала, 7800 кг/м³; G – модуль сдвига, $8 \cdot 10^{10}$ Н/м².

Первые три собственные частоты трансмиссионного вала вентилятора ВО-36К: $\nu_1 = 278.5$ Гц, $\nu_2 = 557.0$ Гц, $\nu_3 = 835.0$ Гц.

Расстояние до эпицентра выброса принималось таким, чтобы максимальный момент на валу вентилятора от возмущенного воздушного потока принимал значения не более 100% от номинального момента электродвигателя ($M_{d \text{ ном}}$). Результаты расчетов, приведенные на рис. 7, показывают, что углы закручивания трансмиссионного вала при возмущениях вентиляционной сети могут в 10 раз превышать номинальные (для условий переменной нагрузки). При увеличении момента на валу вентилятора на 10%, амплитуды колебаний вала соизмеримы с разгонными (зависимости b , v на рис. 7).

Проведенные исследования показывают, что при нестационарных режимах механическая система имеет амплитуды крутильных колебаний, существенно превышающие значение номинальных углов закручивания (при установившемся движении). Эти обстоятельства могут привести к аварийным режимам ГВУ. Уменьшение амплитуд может быть достигнуто путем увеличения жесткости трансмиссионного вала, например, за счет увеличения диаметра вала или уменьшения момента инерции ротора. Однако это не только увеличит стоимость оборудования, но и усложнит монтаж более тяжелого вала.

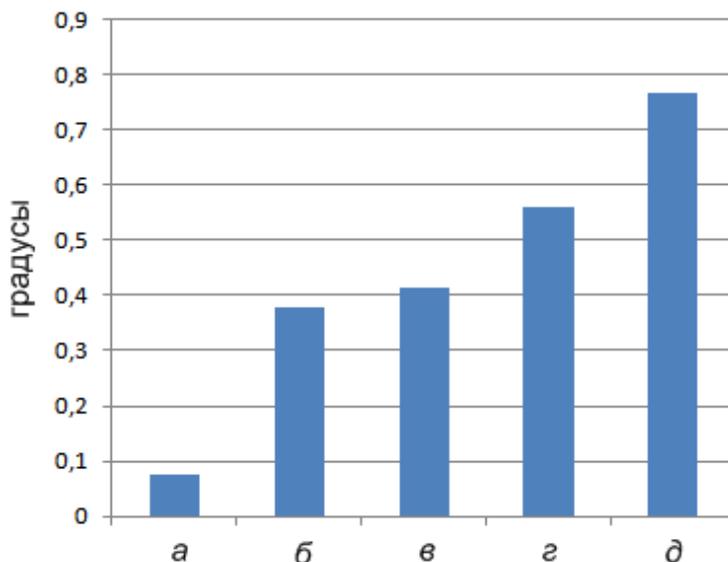


Рис. 7. Амплитуды крутильных колебаний трансмиссионного вала вентилятора ВО-36К при внезапном выбросе: a – номинальные углы закручивания; b - при пуске вентилятора; v - при слабом внезапном выбросе ($M_v = 0.1 M_{d \text{ ном}}$); z - при среднем внезапном выбросе ($M_v = 0.5 M_{d \text{ ном}}$); d - при сильном внезапном выбросе ($M_v = M_{d \text{ ном}}$)

Основываясь на результатах проведенных исследований, можно сделать следующие выводы:

– ресурс работы трансмиссионного вала и вала ротора определяется, в основном, количеством пусков вентилятора и количеством внезапных выбросов;

– для сокращения времени выбега (сокращения времени пребывания в зоне резонанса) тормоз можно не применять. Тормоз можно использовать для технологических нужд, например, при ремонте вентилятора;

– для снижения вероятности возникновения вращающегося срыва, желателен эксплуатировать вентилятор с углами установки лопаток рабочего колеса не превышающими номинальных значений.

Учитывая, что режим пуска достаточно кратковременный (менее 15 секунд), а вероятность внезапного выброса достаточной силы в непосредственной близости от установки не велика, следует ограничивать срок службы трансмиссионных валов количеством пусков вентиляторной установки с учетом вероятностей ожидаемых внезапных выбросов.

Список литературы

1. Попов Н.А. Разработка реверсивных осевых вентиляторов главного проветривания шахт // Диссертация на соискание уч. степени д.т.н. – Институт горного дела СО РАН – Новосибирск–2001. – 282 с.

2. Клепаков И.В. Разработка нового ряда шахтных осевых вентиляторов главного проветривания / И.В. Клепаков, В.А. Руденко // Теоретические и эксплуатационные проблемы шахтных стационарных установок. – Донецк: ВНИИГМ им. М.М. Федорова, 1986. – С. 110-121.

3. Ковчин С. А., Сабинин Ю. А. Теория электропривода: Учебник для вузов. - СПб.: Энергоатомиздат. Санкт-Петербургское отд-ние, 2000. – 496 с.

4. Петухов И.М., Линьков А.И. Теоретические предпосылки внезапных выбросов и мер борьбы с их вредными последствиями. В кн. Выбросы угля, породы и газа. – Киев, Наукова думка, 1976. С. 3-19.

5. Фесик С.П. Справочник по сопротивлению материалов. М.: Машиностроение, 1982. – 360 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ И ПРОЧНОСТИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ УЗЛОВ ШАХТНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ СЕРИИ ВО

Е.Ю. Русский, Институт горного дела им. Н.А. Чинакала СО РАН, Россия

Рассмотрены нагрузки, действующие на корпус и сдвоенные листовые лопатки рабочего колеса, определено напряженно-деформированное состояние основных узлов роторов, построены зависимости напряжений рабочего колеса от частоты возмущающей силы

Основным узлом шахтного осевого вентилятора является ротор, надежность которого, в основном, определяет работоспособность вентилятора. Ротор, в свою очередь, состоит из коренного вала, рабочего колеса (РК), которое включает в себя корпус и сдвоенные листовые лопатки [1]. Каждое рабочее колесо вентилятора главного проветривания серии ВО имеет восемь сдвоенных листовых лопаток сварной конструкции.

Важнейшей характеристикой шахтных осевых вентиляторов главного проветривания (ВГП) является эксплуатационная надежность, которая в значительной степени определяется уровнем вибраций основных элементов вентилятора. Работа с повышенной вибрацией приводит к преждевременному усталостному износу и разрушению основных элементов конструкции РК, подшипников ротора, зубчатых муфт трансмиссионного вала и т.д.