© В.В. Разуваева, 2006

УДК 622.271:621

В.В. Разуваева

ДИНАМИКА И СТАБИЛИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ВСКРЫШНЫХ КОМПЛЕКСОВ ЖЕЛЕЗОРУДНЫХ КАРЬЕРОВ

Семинар № 20

Режим работы вскрышных комплексов оборудования железорудных карьеров КМА характеризуется, как показывают наши исследования, высоким уровнем динамики, нестабильности нагрузок машин и оборудования, грузовых потоков и т.п. Это происходит потому, что производственные участки горных предприятий, как и сами горные предприятия, являются динамическими системами, в которых происходят непрерывные случайные изменения различных процессов: грузопотоков, нагрузок и перемещений машин и людей, энергопотребления, управленческих воздействий, а также параметров среды, например, атмосферы, свойств горных пород и т.п.

Следует отметить, что в своей основе эти изменения определяются планограммой работ, которая формируется принятой технологией производства, в первую очередь, технологией основных процессов горного производства – технологией разрушения пород в массиве, что в настоящее время осуществляется буро-взрывны-ми работами, носящими периодический характер, циклическими процессами погрузки разрушенной горной массы, выполняемыми одноковшовыми экскаваторами, и доставки горной массы автосамосвалами и железнодорожными составами – циклическими системами.

Как известно, эффективность работы горного предприятия связана с эффективностью функционирования системы «технология - люди - комплекс машин - среда». Существующие технологии и среда на рабочих местах для уже находящихся в эксплуатации отечественных и зарубежных горных предприятий не слишком отличаются друг от друга, однако показатели их работы существенно различаются. Следовательно, основными причинами недостаточной производительности труда в горнорудной промышленности (в 5–8 раз ниже зарубежных показателей) являются комплексы машин, оборудования и люди (так называемый «человеческий фактор»). Эти причины - наиболее «сильные» факторы системы. Так, если перестают работать люди или по какой-либо причине - машины (отказ из-за их недостаточной надежности или отказы их систем электроснабжения и др.), предприятие немедленно останавливается, а неэффективная работа людей и машин приводит к малоэффективной работе предприятия.

Влияние этих указанных факторов весьма существенно, носит, как показали наши исследования, преимущественно случайный характер и сильно дестабилизирует работу участков.

Как показали исследования, динамика работы комплексов оборудования на вскрышных участках карьеров КМА значительно более высокая и отличается

большей сложностью по сравнению с динамикой комплексов оборудования, занятых в карьерах на добыче руды и железистых кварцитов. Это усложнение вызвано, в первую очередь, тем, что оборудование на вскрыше наряду с чисто вскрышными операциями ведет одновременно и добычу таких полезных ископаемых как мел, песок, щебень и др., входящих в разряд «вскрышные породы». В соответствии с изложенным, вскрышные работы, например, на Стойленском ГОКе ведутся одновременно на трех участках, где сформированы различные комплексы оборудования и ведутся этими комплексами как вскрыша, так и добыча мела и песка, где одновременно также вскрывают месторождение основного полезного ископаемого – руду или железистые кварциты. При этом в результате проведенных исследований было установлено, что наибольшее время, затраченное на проведение тех или иных работ, сложилось в следующие цифры использования комплексов горнорудного оборудования: на всех трех основных вскрышных участках занято добычей песка 50-58,2 %, затем на вскрышу руды и добычу мела затрачивается от 16,7 до 19,4 % всего времени работы. Такая сложная технология ведения вскрышных работ определяет и наличие различных вскрышных комплексов оборудования на железорудных карьерах КМА.

Если расширить понятие окружающей среды, включив туда предприятия, которые оказывают различные услуги ГОКам, обеспечивают, их материально – техническое снабжение, в том числе электроснабжение карьеров, а также организации, которые формируют конъюнктуру спроса на продукцию, то эти последние факторы также очень существенно влияют на динамику работы карьеров. Нестабильное обеспечение запасными деталями и материалами машин вскрышных комплексов приводит, как правило, к значительным простоям вскрышных участков. Вместе с тем, меняющаяся конъюнктура спроса на продукцию ГОКов также приводит к вынужденным простоям как карьеров, так и вскрышных комплексов, в частности. При этом нами было установлено, что вынужденные простои при добыче на карьерах непосредственно связаны с простоями вскрышных участков. Полученные как аппаратурным методом, так и анализом статистических данных диаграммы нагрузок оборудования карьеров позволили сравнить режимы работы этих горных предприятий в период как устойчивой, так и неустойчивой конъюнктуры спроса на продукцию этих предприятий, и показать, что последняя сильно сказывается в области низкочастотной части спектра нагружения оборудования.

Исследования режимов работы вскрышных комплексов показали, что оборудование работает в тяжелом динамическом режиме. Даже при ежесуточном (а не мгновенном) считывании информации о нагрузках полученные коэффициенты вариации нагрузок для различных видов комплексов изменяется в пределах 0,146 – 0,626. Так как при таком считывании информации выпадает спектр нагрузок внутри суток, то указанные коэффициенты будут намного больше, что говорит о сложности и важности решения поставленной задачи - стабилизации режимов работы оборудования.

Автокорреляционный и спектральный анализы нагрузок комплексов оборудования показали, что изменения нагрузок оборудования носят преимущественно случайный характер, но содержат и регулярные составляющие, влияние которых существенно, и устранение

которых сможет заметно стабилизировать режим работы оборудования. Это простои между сменами – 8-20 %, неделями и месяцами – 15 %. При существующей технике и технологии устранение этих составляющих возможно на основе совершенствования организации работ.

Статическая обработка нагрузок для различных условий работы вскрыш-ных участков показала, что в формировании динамики работы оборудования важную роль играют как плановые, так и внеплановые простои, вызванные отсутствием транспорта, электроэнергии, человеческим фактором и др. За период наблюдений за работой вскрышных комплексов на Лебединском ГОКе (19-21.03.03) установлено, что значительное время экскаваторов затрачивается на так называемые плановые простои 24,5 - 31,2%, в том числе на вспомогательные работы уходит 18-21,4 %. На работу по вскрыше скальной породы затрачивается 9,5-12,8 %, рыхлой породы 9,2–10,7 %. Вскрышные комплексы при этом отвлекаются на погрузку руды (14,4-16 %).

Внеплановые простои достигают 11,6-13,9 %. Причиной внеплановых простоев было, в первую очередь, ожидание или обмен транспорта (44-77.4 %), неисправность экскаваторов, задержки с электроснабжением и т.п. (до 16,9 %).

Снижение уровня динамики работы может быть достигнуто за счет стабилизации процессов, в частности путем совершенствования системы управления и организации производства, но этот очень важный метод имеет свои предельные возможности и эффективен в низкочастотной части спектра нагрузок.

В общем случае высокий уровень динамики режима работы оборудования, вызванный нестабильностью его работы остается высоким из-за циклического характера работы экскаваторов, автотранспорта и железнодорожного транспорта, и может быть снижен с переходом на поточные технологии разрушения массива и непрерывный транспорт, что позволит избавиться одновременно и от опасных и экологически весьма вредных буровзрывных работ. Тут, кстати, следует отметить, и тот факт, что получившая наибольшее распространение на открытых разработках буровзрывная технология обладает наряду с отмеченными недостатками, и таки-ми как неполное (до 50 %) использование мощности существующих комплексов оборудования, что также вытекает из циклического режима их работы.

Одной из основ стабилизации ведения горных работ являются новые способы выполнения основного процесса горного производства – разрушение горного массива при выполнении как вскрышных, так и добычных работ. Именно процессом разрушения породного массива в забое начинаются технологические линии горных предприятий, именно в забое задаётся темп и характер потока самой горной массы, определяющих параметры транспортных и других средств предприятия.

Наши исследования показали, что если перенести высокопроизводительный процесс непрерывного дро-бления горных пород любой крепости и абразивности, происходящий в дробилках, в забой для дробления породных массивов на открытых разработках, то тогда это бы позволило избавиться от малопроизводительной циклической технологии ведения горных работ, от буровзрывных операций, от буровых станков, погрузочных машин, экскаваторов и сопутствующей техники и технологии. Не менее важно, это привело бы к существенному улучшению экологической ситуации в районе ведения горных работ, в ближайших городах и

посёлках и сделает технологию горных работ в карьерах поточной.

С нашей точки зрения наиболее перспективным способом разруше-ния горного массива любой крепости и абразивности является способ разрушения массива свободным ударом билой с параметрами роторных дробилок (длина билы 1300 -1500 мм, скорость удара билы о породу до 120 м/с), что может достигаться в нетрадиционных ударных установках так называемого метательного типа, в которых била разгоняется предварительно сжатой мощной пневмопружиной, и наносит удар, энергия которого зависит от давления газа (воздуха) в пневмопружине (5 МПа), может достигать значений до $1{,}5*10^6$ Дж (150000 кГм), что в 100 – 150 раз больше чем у известных мощных ударных машин традиционного типа с промежуточной ударной массой (гидромолоты фирмы Круппа).

Исследования на моделях таких ударных установок показали, что создание таких мощных мобильных ударных установок возможно и, в том числе, в короткие сроки. Лабораторные исследования ударного взаимодействия билы с породным массивом методом физического моделирования позволили установить, что существуют оптимальные параметры как инструмента, так и формы уступа породного забоя. При которых идет интенсивное разрушение массива в районе уступа и быстрое накопление в нем усталостных повреждений, вызывающих тре-щинообразование в остальной части массива впереди и ниже фронта работ. Что снижает энергоемкость разрушения массива при последующих прохождениях билы в рассматриваемой зоне.

Массовое поточное разрушение горных массивов с помощью мобильных ударных установок нетрадиционного типа с одновременной погрузкой отбитой горной массы на конвейерный транспорт позволят, как показывают расчеты, стабилизировать работу железорудных карьеров, повысить прибыль, производительность труда на предприятиях, улучшить экологическую ситуацию в горнодобывающих регионах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Красников Ю.Д., Разуваева В.В.* Динамика режимов работы вскрышных комплексов железорудных карьеров // Горное оборудование и электромеханика, № 1, 2005.

2. *Красников Ю.Д., Кусков А.Е, Катков Г.А., Евстигнеев И.А, Разуваева В.В.* Взаимодействие породоразрушающего инструмента с горным массивом //Москва, издательство МГОУ, 2005.

Коротко об авторах

Разуваева В.В. – аспирантка Московского государственного открытого университета.

© Д.А. Алексеев, 2006

УДК 622.242.5

Д.А. Алексеев

НАДЕЖНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ БУРОВЫХ УСТАНОВОК ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ТАЛЕВЫХ СИСТЕМ

Семинар № 20

Расширение работ в области надежности буровых машин и оборудования имеет первостепенное значение для дальнейшего роста эффективности бурения нефтяных и газовых скважин и сокращения капитальных затрат на создание промысловых ремонтных служб и заводов, занятых изготовлением сменного бурового оборудования, запасных узлов и деталей.

Существующие методы расчета подшипников не дают возможность оценить их надежность на этапе проектирования талевой системы буровой установки. При проектировании предпочтительнее определять вероятность безотказной работы подшипников по принятым конструктивным решениям, а не по результатам аналогов эксплуатации. Данный метод расчета позволит заранее судить о надежности узла и является актуальным в настоящее время.

Реальные эксплуатационные режимы нагружения подшипников талевой системы являются случайными нестационарными процессами, что обусловлено, в первую очередь, спецификой бурения скважин. Существенное рассеяние имеют действующие нагрузки на подшипники талевой системы (спуск, подъем порожнего элеватора; спуск, подъем колонны бурильных труб; непредвиденные аварии и их ликвидация), поэтому при расчете надежности подшипников многие параметры должны рассматриваться как случайные величины.

Для каждого числа x в диапазоне изменения случайной величины X существует определенная вероятность $P(X<x)$, что X не превосходит x. Эта зависимость $F(x) = P(X<x)$ называется функцией вероятности случайной величины X [1].

Параметры надежности используются в статистической трактовке (для обработки результатов наблюдений) и в вероятностной трактовке (для прогнозирования надежности). Первые выражаются в дискретных числах, их в теории вероятностей и математической теории надежности называют оценками. При достаточно большом количестве испытаний они принимаются за истинные характеристики надежности.

Подшипники кронблоков и талевых блоков нужно рассматривать как систему последовательно соединенных элементов, в которой отказ каждого подшипника вызывает отказ талевой системы и приводит к простоям буровой установки.

Вероятность произведения, т. е. совместное проявление независимых событий, равно произведению вероятностей этих событий. Вероятность безотказной работы подшипников талевой системы буровой установки равно произведению вероятностей безотказной работы отдельных подшипников, согласно теории умножения вероятностей [1]:

$$P_{cm}(t) = P_1(t) \cdot P_2(t) \cdot \ldots \cdot P_n(t). \qquad (1)$$

Для постепенных отказов подшипников нужны законы распределения времени безотказной работы, которые дают вначале низкую плотность распределения, затем максимум и далее падение, связанное с уменьшением числа работоспособных элементов. Для описания на-

дежности применяют несколько законов распределений, которые устанавливают путем аппроксимации результатов испытаний или наблюдений при бурении скважин.

Например, нормальное распределение является наиболее универсальным, удобным и широко применяемым для практических расчетов. Распределение всегда подчиняется нормальному закону, если на изменение случайной величины оказывают влияние многие примерно равнозначные факторы. Распределение Вейбулла универсально, охватывает путем варьирования параметров широкий диапазон случаев изменения вероятностей. Надежность системы из последовательно соединенных элементов, подчиняющихся распределению Вейбулла, также подчиняется распределению Вейбулла [1].

Исследование законов распределения и накопление числовых значений параметров распределения аргументов в теории надежности проще, чем функций. Поэтому расчет параметров распределений функций весьма актуален и нужен для оценки надежности систем по параметрам надежности элементов.

В талевых системах приходится оперировать со случайными непрерывно меняющимися величинами. Поэтому необходимой становится теория случайных функций, рассматривающая динамику случайных явлений. Случайная функция – это функция, принимающая в результате работы конкретные виды, которые нельзя заранее предугадать.

Нагруженность подшипников, подлежащих расчету, характеризуют соответствующим спектром нагрузок, т. е. совокупностью значений, которые может принимать нагрузка. Для непрерывного спектра нагрузок задают функцию плотности распределения *f(F)* или интегральную функцию $P(F) = \int_0^F f(F)dF$. Последняя физически означает долю продолжительности действия нагрузки меньше данной величины или соответствующую вероятность, что нагрузка меньше данной величины. Чаще пользуются интегральными графиками непрерывных распределений в координатах ранжированного спектра, т. е. нагрузка откладывается по оси ординат, а соответственно по оси абсцисс – функция *1 – P(F)*, которая означает долю продолжительности действия нагрузки больше данной величины или соответствующую вероятность.

Характеристику нагруженности подшипников талевой системы буровой установки определяют путем соответствующих пересчетов спектра нагрузок, полученного в результате измерений нагрузок на неподвижном конце талевого каната.

Осциллограмму с записанным процессом изменения нагрузок во времени подвергают статистической обработке с целью схематизации процесса, т. е. замены реального процесса нагружений эквивалентным по усталостному воздействию переменным режимом с синусоидальной формой цикла напряжений.

Представленные в работе [2] исследования показывают, что нагрузки в рабочем режиме (нагруженность) горных машин достаточно полно характеризуются нормальным законом распределения нагружения. А периоды действия нагрузки и ее отсутствие распределены по экспоненциальному закону. Поэтому для расчета надежности подшипников талевой системы применяют нормальный закон распределения нагружения.

Для талевой системы расчетной нагрузкой, соответствующей действию максимальных сил, возникающих в конструкции с учетом динамики приложения нагрузок и возможностей привода,

является максимальная грузоподъемность буровой установки (допускаемая нагрузка на крюке) [3]. Натяжение в струнах талевой системы буровой установки определяется по известным формулам см. [3], [4], [5].

Выбор подшипников по динамической грузоподъемности C (по заданному ресурсу или долговечности) выполняют, если частота вращения $n \geq 10$ мин$^{-1}$ и нагрузка $P \leq 0{,}5C$. Условие подбора: $C_{(потребная)} \leq C_{(паспортная)}$.

Потребная динамическая грузоподъемность определяется расчетом эквивалентной динамической нагрузки на подшипник по циклограмме действительного нагружения. Если такой циклограммы нет, эквивалентную нагрузку определяют по рекомендациям, основанным на имеющемся опыте эксплуатации подобных машин [4].

Примеры нагружения подъемного механизма буровой установки БУ 2900/175 ЭР-П при спуске и подъеме приведены на рис. 1, 2.

Подшипники талевой системы буровой установки целесообразно рассчитывать на трехлетний срок службы. Коэффициент эквивалентности равен $k_э$ = 0,85 и соответствует шестилетнему сроку службы см. табл. 31 [3]. Для трехлетнего срока службы $u = 3$, выраженного в годах, коэффициент эквивалентности $k_э$ принимает вид:

$$k_э = 0{,}85 \cdot \left(\frac{u}{6}\right)^{\frac{1}{3}} = 0{,}85 \cdot \left(\frac{3}{6}\right)^{\frac{1}{3}} = 0{,}675. \quad (2)$$

Наибольшая скорость движения каната в талевой системе у ведущей струны, и с наибольшей частотой вращается шкив, огибаемый этой струной. Подшипники шкивов подбирают по эквивалентной нагрузке для наиболее нагруженного и вращающегося с наибольшей скоростью шкива кронблока ведущей ветви:

$$P_э = 2P_{хк} \cdot k_э, \quad (3)$$

где $k_э$ – коэффициент эквивалентности.

Частоты вращения шкивов талевой системы (об/мин):

$$n_m = \frac{60 \cdot v_{n-1}}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot \left(v_в - (m-1) \cdot v_к\right)}{\pi \cdot D}; \quad (4)$$

где $v_к$ – скорость подъема крюка талевой системы, м/с; D – диаметр шкива по центру каната ($D = D_ш + d_к$), м; $d_к$ – диаметр каната, м; $v_в, v_1, v_2, v_3, \ldots, v_{n-1}$ – скорости движения ведущей ветви каната и набегающих ветвей кронблока и талевого блока при подъеме, м/с; m – число шкивов талевой системы.

Максимальная механическая скорость подъема крюка ограничивается наибольшей скоростью намотки каната на барабан. Определяется по кратности оснастки:

– для талевых механизмов с кратностью оснастки $i_{mc} \leq 10$, $\upsilon_{кр\ max} = 2$ м/с;

– для талевых механизмов с кратностью оснастки $i_{mc} > 10$, $\upsilon_{кр\ max} = 20/i$ м/с.

Для ориентировочных расчетов при выборе подшипников по прибли-

Удалено: <sp>

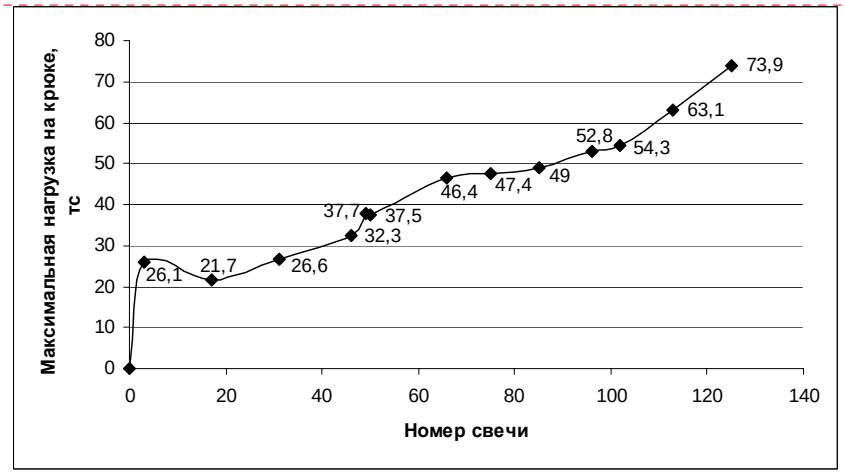

Рис. 1. График нагружения подъемного механизма в процессе подъема бурильного инструмента

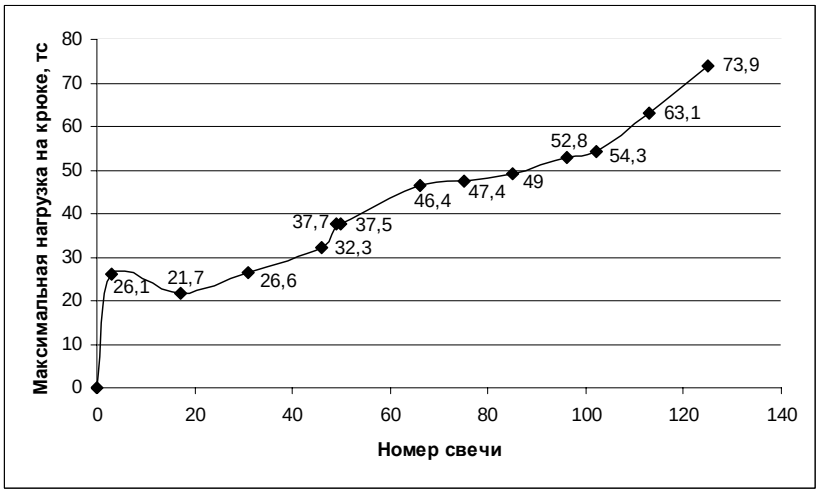

Рис. 2. График нагружения подъемного механизма в процессе спуска бурильного инструмента

женной эквивалентной нагрузке $P_э$ применяют уравнение [6]:

$$C_{(потребная)} = \frac{f_d}{f_n} \cdot P_э \le C_{(паспортная)}, \qquad (5)$$

где f_d – коэффициент динамического нагружения, учитывающий безопасность и надежность работы механизма (для канатных шкивов рекомендуется брать f_d = 4,5 … 5); f_n – коэффициент частоты

вращения, выбирается по числу оборотов роликоподшипников n [6, табл. 18].

По динамической грузоподъемности подбирается тип и размер подшипников, выбирается конструктивная схема опоры шкива. Подшипники для проектируемой талевой системы буровой установки изготовляют одинаковым типоразмером.

В отличие от кронблока талевый блок не испытывает нагрузок от натяжений ходовой и неподвижной струн каната, поэтому грузоподъемность его меньше, чем кронблока. Масса тале-вого блока должна быть достаточной для обеспечения необходимой скорости его спуска, в связи, с чем талевые блоки обычно массивнее кронблока, хотя число шкивов и грузоподъем-ность последних больше [4].

Средние значения динамической эквивалентной нагрузки, действующей на отдельные подшипники талевой системы, для оснастки 6×7, максимальной в настоящее время, определяются по формулам:

а) для кронблока:

$$\overline{P_1} = \left(P_{х.к} + P_1\right) \cdot k_э; \quad \overline{P_2} = \left(P_2 + P_3\right) \cdot k_э;$$
$$\overline{P_3} = \left(P_4 + P_5\right) \cdot k_э; \quad \overline{P_4} = \left(P_6 + P_7\right) \cdot k_э;$$
$$\overline{P_5} = \left(P_8 + P_9\right) \cdot k_э; \quad \overline{P_6} = \left(P_{10} + P_{11}\right) \cdot k_э;$$
$$\overline{P_7} = \left(P_{12} + P_{м.к}\right) \cdot k_э. \qquad (6)$$

б) для талевого блока:

$$\overline{P_1} = \left(P_1 + P_2\right) \cdot k_э; \quad \overline{P_2} = \left(P_3 + P_4\right) \cdot k_э;$$
$$\overline{P_3} = \left(P_5 + P_6\right) \cdot k_э;$$
$$\overline{P_4} = \left(P_7 + P_8\right) \cdot k_э; \quad \overline{P_5} = \left(P_9 + P_{10}\right) \cdot k_э;$$
$$\overline{P_6} = \left(P_{11} + P_{12}\right) \cdot k_э. \qquad (7)$$

Расчетная долговечность подшипников принимается равной 3000 ч при условной частоте вращения 100 об/мин [5]. Долговечность, млн. оборотов, определяется по формуле:

$$L_n = 60 \cdot n_m \cdot L_{10h} \cdot 10^{-6}, \qquad (8)$$

где $n_1, n_2, n_3, \ldots, n_m$ – частоты вращения шкивов, см. формулу (4), об/мин; L_{10h} – расчетная долговечность подшипника, ч.

Долговечность опор канатных шкивов талевой системы в часах должна быть увязана с продолжительностью бурения всей скважины см. [3], [4].

Коэффициент запаса по средним нагрузкам определяется по формуле [1]:

$$\overline{n} = \frac{\overline{C}}{\overline{P_n} \cdot L_n^{1/p}}; \qquad (9)$$

где $\overline{C}$ – среднее значение динамической грузоподъемности, кН; $\overline{P_n}$ – среднее значение динамической эквивалентной нагрузки, действующей на отдельный подшипник, см. формулы (6), (7), кН; L_n – долговечность рассчитываемого подшипника, млн. оборотов.

В расчете подшипников качения рассматривают динамическую эквивалентную нагрузку как случайную величину. 90 %-ю динамическую грузоподъемность, значение которой приводят в каталогах и справочниках [5], обозначают C_{90} [1]. Среднее значение динамической грузоподъемности для роликоподшипников равно

$\overline{C} = 1,46 \cdot C_{90}$ [1].

Шкив кронблока, огибаемый неподвижной струной талевого каната, практически не вращается. В этом случае для расчета надежности пользуются методом определения вероятности безотказной работы $P(t)$ подшипника по статической грузоподъемности. Суть метода в следующем, расчет подшипника при отсутствии вращения или при частоте вращения до 1 мин$^{-1}$ производят по статической

Удалено: <sp>

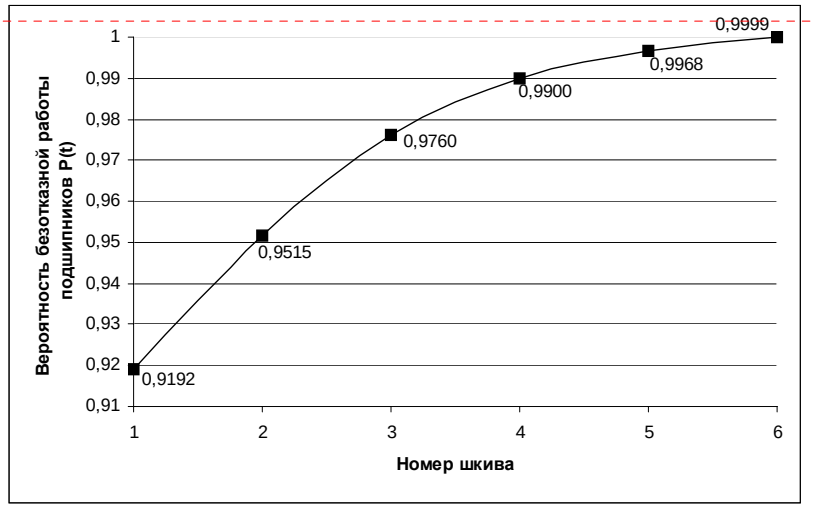

Рис. 3. Зависимость вероятности безотказной работы P(t) подшипников кронблока буровой установки (оснастка 5х6)

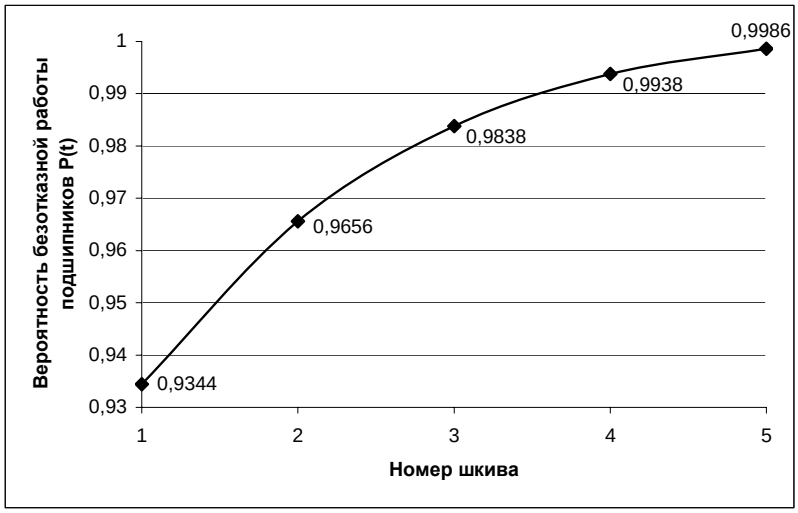

Рис. 4. Зависимость вероятности безотказной работы P(t) подшипников талевого блока буровой установки (оснастка 5х6)

грузоподъемности C_0, т. е. по статической нагрузке P_0, допускаемой данным подшипником вне зависимости от частоты вращения и долговечности: $C_0 = f_s \cdot P_0$. Коэффициент надежности f_s при статическом нагружении и при высоких, нормальных и пониженных требованиях к легкости вращения соответственно равен 1,2 … 2,5; 0,8 … 1,2 и 0,5 … 0,8 [6].

Вероятность безотказной работы определяется по квантили нормиро-ванного нормального распределения [1]:

$$u_p = -\frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 v_C^2 + v_P^2}}; \qquad (10)$$

где $\bar{n}$ – коэффициент запаса по средним нагрузкам; v_C и v_P – коэффициенты вариации динамической грузоподъемности и динамической эквивалентной нагрузки.

Коэффициент вариации динамической эквивалентной нагрузки v_P для буровых машин и механизмов принимают в пределах v_P = 0,1 … 0,15, а коэффициент вариации динамической грузоподъемности v_C = 0,25 – для роликоподшипников [1].

Затем по таблицам нормального распределения (см. табл. 1.1 [1]) в зависимости от полученного значения квантили u_p находится вероятность безотказной работы рассчитываемого подшипника и по формуле (1) определяется вероятность безотказной работы подшипников для проектируемой талевой системы буровой установки, тем самым производится оценка их надежности.

На рис. 3, 4 показано изменение вероятности безотказной работы *P(t)* для подшипников различных шкивов талевой системы буровой установки БУ 3Д-86.

Талевая система имеет в своей конструкции быстроходную и тихоходную ветви талевого каната, вследствие неравномерного износа подшипников на оси и появляется необходимость расчета вероятности безотказной работы каждого подшипника.

Из сказанного ясно, что надежность подшипников буровой установки при проектировании талевой системы зависит от следующих конструктивных параметров: максимальной грузоподъемности буровой установки, глубины бурения скважины, оснастки талевой системы, диаметра каната и шкивов, скорости крюка талевой системы, динамической и статической грузоподъемности подшипников, требуемой надежности и срока службы подшипников.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Решетов Д.Н. и др.* Надежность машин: Учебное пособие для машиностр. спец. вузов. / Д. Н. Решетов, А. С. Иванов, В. З. Фадеев; Под ред. Д. Н. Решетова. – М.: Высшая школа, 1988. – 238 с.: ил.
2. *Солод С.В.* Типовая модель режима нагружения горных машин. // Изв. вузов. Горный журнал, 1985, № 3. – с. 60-63.
3. *Аваков В.А.* Расчеты бурового оборудования. М., Недра, 1973. – 400 с.
4. *Касьянов П.А., Гаврилова Л.А.* Проектирование и конструирование узлов талевой системы: Учебное пособие. / П. А. Касьянов, Л. А. Гаврилова. – Екатеринбург, УГГУ, 2005. – 175 с.: ил.
5. *Баграмов Р.А.* Буровые машины и комплексы: Учебник для вузов. – М.: Недра, 1988. – 501 с.: ил.
6. *Перель Л.Я., Филатов А.А.* Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. – М.: Машиностроение, 1992. – 608 с.

Удалено: <sp>

Коротко об авторах

Алексеев Дмитрий Анатольевич – аспирант, Уральский государственный горный университет.

© Н.А. Попов, О.В. Лаврова, А.С.Белоусова, 2006

УДК 622.44

Н.А. Попов, О.В. Лаврова, А.С.Белоусова

АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ РЕВЕРСИРОВАНИЕ ПОТОКА ВОЗДУХА В ОСЕВЫХ ТОННЕЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРАХ

Семинар № 20

При проектировании метрополитенов подземные сооружения оборудуются системами тоннельной и местной вентиляции с искусственным побуждением [1]. Основной функцией вентиляции станций и тоннелей является поддержание в местах пребывания людей заданных метрологических условий и химического состава воздуха, а также создание необходимых режимов проветривания при возникновении чрезвычайных ситуаций, которые могут сопровождаться пожарами, задымлениями и загазованиями.

Требуемое количество воздуха в метрополитене существенно изменяется в течение суток и зависит от пассажиропотока, интенсивности движения поездов, температуры атмосферного воздуха. Поэтому для экономичного поддержания требуемой производительности тоннельных вентиляторов на заданном уровне необходимо изменять их режим одновременно с изменением числа пар поездов.

Проведенные исследования [2] показали, что для осевых тоннельных вентиляторов известные способы регулирования производительности изменением угла установки лопаток рабочего колеса (РК) и изменением частоты вращения ротора имеют одинаковые показатели экономичности по критерию экономии электроэнергии. Однако осевые вентиляторы, оборудованные механизмами поворота лопаток РК на ходу, могут обеспечить, за короткий промежуток времени, экстренное изменение направления потока воздуха с прямого на обратный без изменения направления вращения.

Для примера рассмотрим режим экстренного реверсирования осевого тоннельного вентилятора, выполненного по аэродинамической схеме колесо + спрямляющий аппарат (К+СА) (рис. 1).

При реверсировании без изменения вращения следует установить лопатки под углом $\bar{\theta}_к$ (рис. 1, *б*), то есть повернуть лопатки колеса на угол $\delta\bar{\theta}_к = 180 - \delta\theta_к - \theta_к$. Так как величина $\delta\theta_к$ по радиусу постоянна, то закон изменения угла установки профилей лопатки по радиусу при ее реверсивном положении в этом случае будет противоположным тому, который имеет место при ее нормальном положении.

Известно, что у лопаток РК осевых вентиляторов, рассчитываемых на постоянные теоретические давления и осевую скорость по радиусу, угол установки профилей на периферии лопатки более, чем на $20–30^0$ меньше ее угла в корневом сечении. Например, у сдвоенных лопаток аэродинамической схемы АМ-25 диапазон этих углов составляет 38^0, схемы АМ-27– 34.2^0 [3].

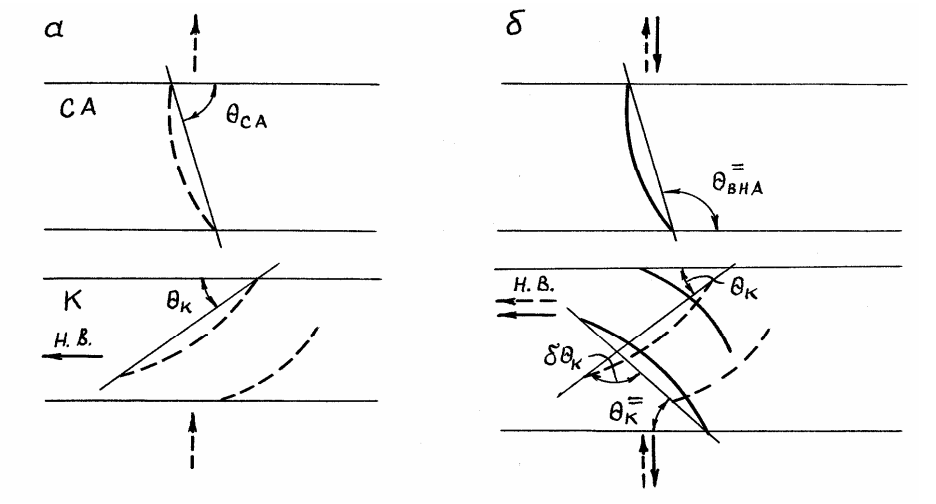

Рис. 1. Реверсирование потока поворотом лопаток колеса без изменения направления вращения: а – нормальное положение лопаток и направление течения; б – реверсирование; - - - - положение лопаток при нормальном течении

Следует заметить, что с увеличением коэффициента теоретического давления $\psi_т$ увеличивается и диапазон углов между сечениями лопатки на периферии и у корня. Поэтому при разработке реверсивных и регулируемых вентиляторов с поворотными на ходу лопатками РК необходимо определить угол поворота лопаток при переходе из нормального режима вентилятора в реверсивный, при котором в реверсивном режиме не произойдут значительные отрывы потока у втулки и на периферии. В [4] приведены следующие рекомендации: у втулки не следует допускать $\theta^{=}_к<15^0$, а на периферии $\theta^{=}_к > 45^0$. Для вентилятора ВО-21К(т) (схема АМ-25 с диаметром втулки 0.5D, где D – диаметр вентилятора) при значении $\theta^{=}_к =40^0$ ($\theta_к = 140^0$) значение угла у корня будет $\theta_к = 16,7^0$, а на периферии $\theta^{=}_к =59^0$. Соответственно, для схемы АМ-27 с диаметром втулки 0.4 D при значении $\theta^{=}_к = 45^0$ ($\theta_к = 135^0$) – у корня $\theta^{=}_к = 9,7^0$, а на периферии $\theta^{=}_к = 47.1^0$. При $\theta^{=}_к = 9,7^0$ у корня резко взрастут потери давления, поэтому следует принять $\theta^{=}_к = 50^0$ ($\theta_к = 130^0$), если мощность приводного электродвигателя достаточная для работы вентилятора в данном режиме. Тогда у корня $\theta^{=}_к = 14,7^0$, а на периферии $\theta^{=}_к = 52.1^0$. Отсюда следует, что для лопаток схемы АМ-25 на среднем радиусе можно принять угол $\theta^{=}_к = 40^0$ ($\theta_к = 140^0$). Тогда диапазон поворота лопаток РК, который должен обеспечиваться механизмом поворота лопаток $\delta\theta_к = 140 - 15 = 125^0$, а для схемы АМ-27 угол $\delta\theta_к = 130 - 15 = 115^0$. Значительные углы установки профиля на периферии $\theta^{=}_к =59^0$, что больше $\theta^{=}_к = 52,1^0$, могут привести к отрыву потока, но для схемы ВНА$^{=}$ + К$^{=}$ это экспериментально не подтвердилось, так как спрямляющий аппарат вентилятора при реверсе выполняет функции входного направляющего аппарата ВНА$^{=}$, подкручивающего поток против направления вращения. При правильно установленных лопатках СА это благоприятно влияет на устойчивость работы вентиля-

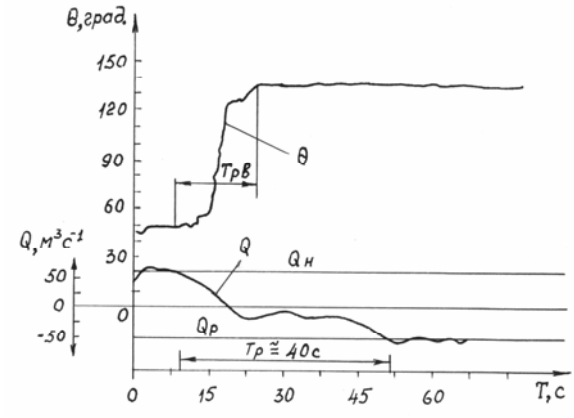

Рис. 2. Реверсирование вентилятора: θ - угол установки лопаток рабочего колеса, град; Q – производительность вентилятора, $м^3 * с^{-1}$; $T_Р$ – время реверсирования режима проветривания, с; $T_{РВ}$ – время реверсирования вентилятора

тора в реверсивном режиме и на увеличение производительности. В схемах АМ-25 и АМ-27 вентилятора ВО-21К(т) лопатки СА установлены под углом $\theta_{СА}$= =76 ^{0}.

При проектировании реверсивных осевых тоннельных вентиляторов с поворотными на ходу лопатками РК необходимо учитывать следующее: 1) при расчете геометрии лопаток закрученность лопаток по их длине должна быть такой, при которой бы обеспечивались минимальные потери давления в прикорневом сечении лопатки и на периферии; 2) номинальная мощность приводного электродвигателя должна выбираться с учетом работы электродвигателя в реверсивном режиме.

Эффективность реверсирования осевого вентилятора поворотом лопаток РК на ходу была подтверждена экспериментальными исследованиями вентилятора ВО-21К(т) на экспериментальном стенде ИГД СО РАН. Экспериментальные исследования реверсирования потока вентилятора ВО-21К(т) на стенде показали (рис. 2), что исполнительный механизм поворачивает лопатки РК от 45^0 до 135^0 за время реверсирования $T_{рв}$ = 15 с, время реверса вентиляционного потока составляет $T_в$=25 с. Таким образом, время реверсирования вентиляционного режима составило $T_р \approx 40$ с. Время реверса вентиляционного потока для длинных вентиляционных сетей из-за их инерционности может увеличиваться и достигать 70-120 с. В режиме реверса производительность вентилятора достигает $Q_р = 0{,}94\ Q_н$ ($Q_н$ – производительность вентилятора при нормальном режиме).

Реверсирование потока воздуха изменением направления вращения РК вентилятора широко применяется в шахтных вентиляторах серии ВОД и тоннельных ВОМД-24. Основным недостатком этого способа является ненормальное, противоположное необходимому направление кривизны профилей лопаток колеса К при реверсировании потока. При изменении направления вращения диффузорная решетка становится конфузорной, но работающей на диффузорном, вентиляторном режиме. Кроме того в аэродинамической схеме входной направляющий аппарат + колесо + спрямляющий аппарат (ВНА+К+СА) СА становится $ВНА^=$ (рис. 3 б), а ВНА выполняет роль спрямляющего аппарата $СА^=$.

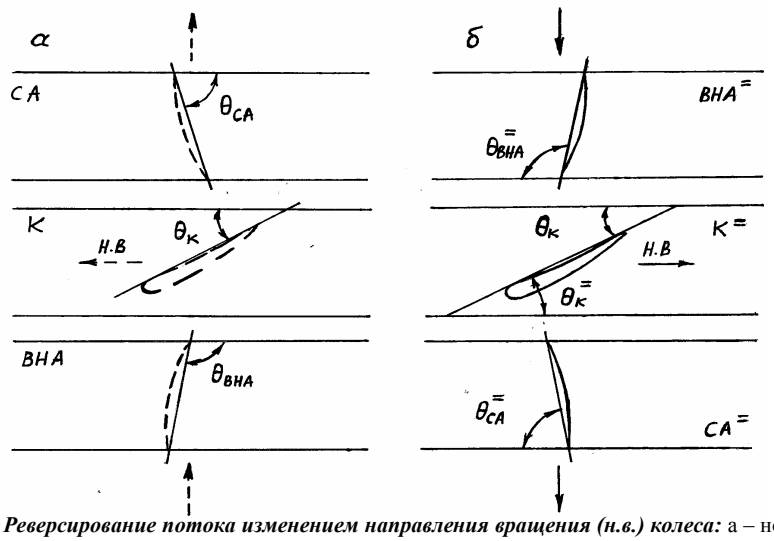

Рис. 3. Реверсирование потока изменением направления вращения (н.в.) колеса: а – нормальное положение лопаток и направление течения; б - реверсирование; - - - - положение лопаток при нормальном течении

Эффективность этого способа в тоннельных вентиляторах ВОМД-24 не достаточно высока. Производительность вентилятора в реверсивном режиме не превышает 65-70 % от производительности в нормальном режиме. А в аварийных режимах может потребоваться производительность до 85 % и более от нормальной работы.

Одним из путей повышения эффективности работы вентиляторов ВОМД-24 в реверсивном режиме является их модернизация, заключаю-щаяся в применении частотно-ре-гулируемого привода с одновременным снятием рабочих лопаток первой ступени (рис. 4).

При модернизации вентилятора ВОМД-24 в соответствии с аэродинамической схемой (рис. 3, *б*) лопатки ВНА$^{=}$ следует установить под углом $\theta^{=}_{ВНА}\approx100°$, а лопатки СА$^{=}$ - под углом $\theta^{=}_{СА}\approx76°$ [4]. В связи с подкруткой потока при реверсировании против направления вращения колеса увеличивается потребляемая мощность, давление и производительность вентилятора.

В электроприводе вентиляторов ВОМД-24 применяются асинхронные двигатели с синхронной частотой вращения n_o = 750 об/мин, которые через клиноременную передачу вращают ротор вентилятора с частотой 375 об/мин. При модернизации вентилятора ВОМД-24 следует отказаться от клиноременной передачи, которая выходит из строя при температуре 60 °С, а электродвигатель *7* (рис. 4) соединить с ротором вентилятора с помощью муфты *6*. Тогда требуемую частоту вращения вентилятора можно обеспечить только с помощью частотно-регулируемого привода. Конструктивное исполнение вентиляторов ВОМД-24 допускает увеличение частоты вращения ротора до 500 об/мин.

Таким образом, при снятых лопатках с первой ступени вентилятора частотно-регулируемый электропривод может обеспечить как регулирование произво-

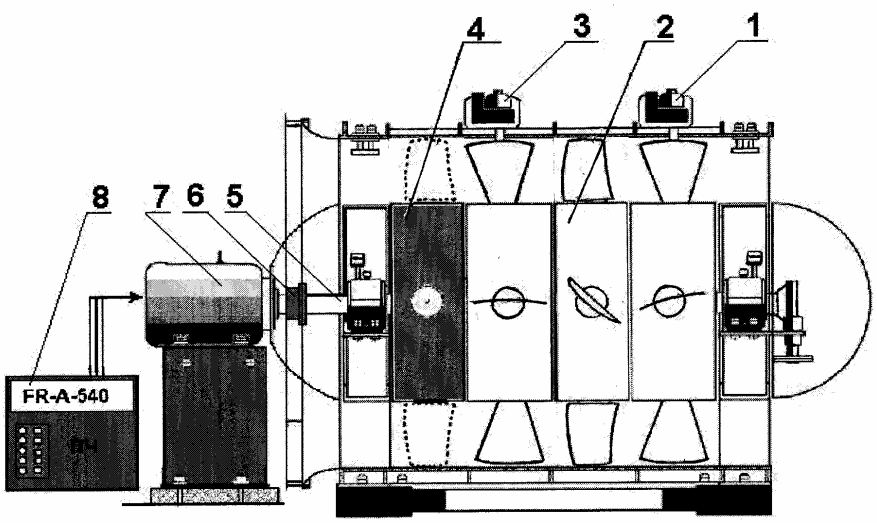

Рис. 4. Модернизация вентилятора ВОМД-24: *1* – привод спрямляющего аппарата; *2* – рабочее колесо; *3* – привод направляющего аппарата; *4* – рабочее колесо первой ступени без лопаток; *5* – ротор вентилятора; *6* – муфта; *7* – электродвигатель; *8* – преобразователь частоты

дительности в штатных режимах работы, так и форсирование режима при реверсировании потока в аварийных ситуациях, что экспериментально подтверждено при испытаниях эксплуатируемых вентиляторов ВОМД-24 в Новосибирском метрополитене.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. СНиП 32-02-2003. Метрополитены. - М.: Госстрой России, 2004.

2. *Зедгенизов Д.В., Красюк А.М, Попов Н.А., Чигишев А.Н.* Анализ способов регулирования режима работы тоннельных осевых вентиляторов // Метро. - 2000. - №5-6. - с.23-27.

3. *Петров Н.Н., Попов Н.А., Батяев Е.А., Новиков В.А.* Теория проектирования реверсивных осевых вентиляторов с поворотными на ходу лопатками рабочего колеса // ФТПРПИ. – 1999. №5. – с.79-92.

4. *Брусиловский И.В.* Аэродинамический расчет осевых вентиляторов. – М.: Машиностроение. - 1986. -288 с.

Коротко об авторах

Попов Н.А., Лаврова О.В., Белоусова А.С. – ИГД СО РАН.