

Начальная концентрация пыли в ПГО, мг/м ³	1763,00	1768,00
Количество пыли, попавшее в атмосферу, кг	362,60	5213,00
Приземная разовая концентрация СО в ПГО на границе СЗЗ, мг/м ³	0,06	1,80
Приземная разовая концентрация NO _x в ПГО на границе СЗЗ, мг/м ³	0,03	2,03
Приземная разовая концентрация пыли в ПГО на границе СЗЗ, мг/м ³	0,03	2,68
Суммарная концентрация СО после сливания ПГО, мг/м ³	1,803	
Суммарная концентрация NO _x сливания ПГО, мг/м ³	2,030	
Суммарная концентрация пыли после сливания ПГО, мг/м ³	2,677	
Небезопасное влияние совокупности загрязнителей в ПГО на окружающую среду	33,17	

На основании изложенного сформулированы следующие основные **выводы**:

Исходя из математической модели зарождения и рассеивания ПГО (предложенной ВНИИБТГ) разработана компьютерная программа для расчета параметров формирования и рассеивания пылегазовых выбросов при взрыве условного блока уступа, определения начальной концентрации вредных веществ и расчета валовых выбросов за один массовый взрыв и за отчетный период. Этот метод и компьютерная программа используется на Глеватском карьере при проектировании взрывных работ.

Программный комплекс позволяет методом статистического моделирования выдать рекомендации по выбору средств и мероприятий по охране атмосферы и дать ожидаемую оценку их эффективности при разработке диспозиций массовых взрывов.

Разработанная компьютерная программа позволяет провести статистические исследования ветреной активности в районе карьера для выбора оптимального времени суток проведения взрывных работ, когда ожидаемая скорость и направление ветра с наибольшей вероятностью распространяли ПГО в сторону от жилищных массивов. Если ожидаемые результаты намного превышают допустимые, то научно-обоснованно выбирают объем использования средств пылегазоподавления для нормализации выбросов проектируемого массового взрыва.

Список литературы

1. Бондаренко П.М., Ефремов Э.И., Бересневич П.В. и др. Методы снижения выбросов пыли и газов при массовых взрывах в карьерах и шахтах // Горный журнал, 1992.-№10. - С. 46-49.
2. Гурин А.А., Черненко А.Р., Смешин В.З. и др. Рекомендации по применению технологии пылегазоподавления с использованием гидрогелевой забойки взрывных скважин.-Кривой Рог:НИГРИ, 1988. - 10 с.
3. Гурин А.А., Ратушный В.М., Радченко И.С. Снижение пылегазообразования при взрыве блока уступа в карьере // Сб. научных трудов Национальной горной академии Украины, 1998. - №3. - Т.5. - С.67-72.
4. Рабочий проект «Розкриття та підготовка глибоких горизонтів кар'єру №1 (3 черга поглиблення)». Оцінка впливу на навколишнє середовище // Склад та зміст матеріалів оцінки впливу на навколишнє середовище (ОВНС) при проектуванні та будівництві підприємств, будівель та споруд. Основні положення проектування.- ДП ДПІ «Кривбаспроект», 2005.- Кривой Рог.
5. Акты проведения измерений концентраций загрязняющих веществ в атмосферном воздухе населенных мест во время проведения массовых взрывов в карьерах. - НИИБТГ, 2005.-Кривой Рог.
6. Отчет о результатах измерений концентраций загрязняющих веществ в атмосферном воздухе жилых районов г. Кривого Рога при проведении массовых взрывов в карьере №1 «Глеватский».- ОАО «ЦГОК». - Кривой Рог, 2005. Рукопись поступила в редакцию 12.01.12

УДК 621.822.8

Ю.А.МАЛИНОВСКИЙ, канд. техн. наук, доц., И.В. ВАЦУРО, ст. преподаватель, НМетАУ
С.И. МАЛИНОВСКАЯ, канд. техн. наук, доц., ГВУЗ «Криворожский национальный университет»

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ОБОСНОВАНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ШАХТНЫХ ВАГОНЕТОК

Эксплуатация шахтных поездов с вагонетками типа ВГ показала недостаточную долговечность роликовых подшипников колес. Проанализированы причины этого явления и даны практические рекомендации для повышения работоспособности подшипников колес вагонеток.

Промышленная эксплуатация шахтных поездов, укомплектованных большегрузными вагонетками с «глухими» кузовами типа ВГ, показала, что наименее надежными элементами вагонеток являются конические подшипники колес. Причем, наиболее часто выходят из строя внутренние подшипники, которые в силу конструктивных особенностей колес (рис. 1) имеют большие внутренний и наружный диаметры, а также большую статическую и динамическую грузоподъемности.

На движущуюся вагонетку действуют: вертикальные силы, обусловленные весом перевозимого груза и весом кузова вагонетки, горизонтальные силы, обусловленные извилистым движением вагонетки на прямолинейном участке пути, а также центробежной силой инерции вагонетки при ее движении на криволинейном участке пути.

За исходную внешнюю вертикальную нагрузку на каждое из четырех колес (или осей) вагонетки принимаем одну четвертую часть веса груза с учетом веса кузова (без веса колес и осей), т.е. G_B . ($G_B=9000$ Н для ВГ-9)

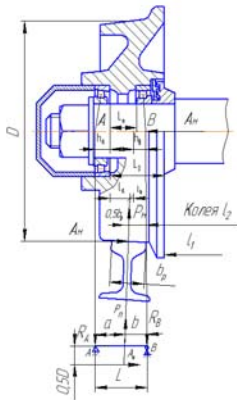


Рис. 1. Схема для определения нагрузок на подшипники колеса вагонетки

На движущуюся вагонетку действуют: вертикальные силы, обусловленные весом перевозимого груза и весом кузова вагонетки, горизонтальные силы, обусловленные извилистым движением вагонетки на прямолинейном участке пути, а также центробежной силой инерции вагонетки при ее движении на криволинейном участке пути.

За исходную внешнюю вертикальную нагрузку на каждое из четырех колес (или осей) вагонетки принимаем одну четвертую часть веса груза с учетом веса кузова (без веса колес и осей), т.е. G_B . ($G_B=9000$ Н для ВГ-9).

Номинальную радиальную нагрузку на колесо определяем, исходя из режимов эксплуатации вагонетки с грузом и без него

$$P_H = G_B \cdot m_3^{HP} (P_H = 73350 \text{ Н}), \quad (1)$$

где m_3^{HP} - коэффициент эквивалентной радиальной нагрузки, учитывающий рабочий и холостой пробеги вагонетки (в зависимости от условий эксплуатации может быть учтен пробег при загрузке вагонетки пустой породой)

$$m_3^{HP} = (m_1^{10/3} t_1 + m_2^{10/2} t_2)^{3/10} (m_3^{HP} = 0,815 \text{ для вагонетки ВГ-9}), \quad (2)$$

где $m_1 = 1$ - относительная нагрузка на колесо при рабочем пробеге; $t_1 = t_2 = 0,5$ - относительное время действия нагрузок m_1 и m_2 ; m_2 - относительная нагрузка на колесо при холостом пробеге (для вагонетки ВГ-9 $m_2 = 0,209$)

$$m_2 = G_B^{\Pi} - 4G_{\text{кл}} / G_B^{\Gamma P} - 4G_{\text{кл}}, \quad (3)$$

где G_B^{Π} - вес порожней вагонетки (для вагонетки ВГ-9 $G_B^{\Pi} = 9000$ Н); $G_{\text{кл}}$ - вес одного колеса с осью и элементами крепления (для вагонетки ВГ-9 $G_{\text{кл}} = 3230$ Н); $G_B^{\Gamma P}$ - вес полностью загруженной вагонетки (для вагонетки ВГ-9 $G_B^{\Gamma P} = 36000$ Н).

Номинальная осевая нагрузка на колесо определяется на криволинейном участке пути под действием центробежной силы инерции вагонетки, которая воспринимается двумя наружными колесами, например, радиусом $R=15$ м. При движении вагонетки по дуге возможны и другие случаи контакта колес с рельсами:

осевая нагрузка воспринимается двумя внутренними колесами;

осевая нагрузка воспринимается одним внутренним и одним наружным колесами.

Для дальнейших рассуждений принимаем, что каждое наружное колесо воспринимает половину центробежной силы инерции, которую развивает вагонетка при движении на криволинейном пути радиуса R

$$A_{\Pi} = \frac{G_B^{\Gamma P}}{2g} \cdot \frac{V^2}{R} (A_{\Pi} = 5290 \text{ Н}), \quad (4)$$

где R - радиус закругления рельсового пути; g - ускорение свободного падения; $V=2,1$ м/с - средняя скорость движения вагонетки (поезда) по выработке.

Поскольку нагрузка, представленная формулой (4) действует непостоянно, то эквивалентная нагрузка, согласно [1] определится

$$A_{\text{экс}} = (m_0 \cdot A_{\text{П}}^{10/3})^{3/10} \quad (A_{\text{экс}}=2650 \text{ Н}), \quad (5)$$

где m_0 - относительная продолжительность действия осевой нагрузки на колесо.

При эксплуатации шахтные вагонетки испытывают значительные динамические нагрузки, обусловленные неравномерностью движения шахтных локомотивов, плохим состоянием и неровностями рельсовых путей. Для вагонетки с жестким подвесом коэффициент динамичности рекомендовано определять согласно [1] по эмпирической формуле

$$k_d \approx 3, \quad (6)$$

где V - средняя скорость движения поезда, м/с (для нашего случая $V \approx 2,1$ м/с).

Согласно [2] коэффициент динамичности вагонетки k_d рекомендуется выбирать в диапазоне 2...2,5. Исходя из рекомендаций [1,2], принимаем $k_d=2,5$.

В вагонетках типа ВГ применяются колеса открытого типа (см. рис. 1). При расчетах на долговечность подшипников $k_d = 0,65 + 1,47V - 0,168V^2$ колеса важно определить, какую долю от номинальной вертикальной нагрузки P_H воспринимает каждый подшипник. Для упрощения алгоритма вычислений будем предполагать, что колесо вагонетки представляет собой жесткую короткую балку, которая посередине линии катания нагружена усилием P_H и опирается во внутренних точках на подшипники качения. Иными словами, нагрузки на подшипники можно определить как реакции опор жесткой балки, нагруженной в пролете силой P_H .

Таким образом, при извилистом движении вагонетки как на прямолинейном, так и на криволинейном участках пути нагружение подшипников будет носить вероятностный характер. При извилистом движении вагонетки точка приложения номинальной вертикальной нагрузки смещается от вертикальной оси колеса на величину зазора между рельсовой колеей K_P и колесной колеей равного 2Δ . Нагрузки на подшипники определяем следующим образом

$$R_A = \frac{P_H(b - \Delta) - A_H \frac{D_K}{2}}{a + b}, \quad R_B = \frac{P_H(a + \Delta) + A_H \frac{D_K}{2}}{a + b}, \quad (7)$$

где a, b, l - геометрические параметры установки подшипников в колесе (см. рис. 1). (Согласно технической документации на вагонетку ВГ9А эти параметры равны $a=90,5$ мм; $b=40,5$ мм; $l=131$ мм), при этом рекомендуемые значения плеч приложения номинальной вертикальной нагрузки составляют $a=b=65,5$ мм); D - номинальный диаметр колеса на поверхности катания ($D=400$ мм).

Если вагонетка вкатывается на криволинейный участок пути, происходит набегание наружных колес на рельс. При этом выбирается зазор между ребордой и рельсом и наружные колеса вагонетки воспринимают осевую силу A_H , обусловленную центробежной силой инерции вагонетки.

Вычисляя R_A и R_B по формулам (7) полагаем, что на криволинейных участках Δ и A_H принимают свои наибольшие значения. Анализ формул (7) показывает, что получение сопоставимых значений вертикальных нагрузок на подшипники (R_A, R_B) можно прогнозировать при примерном равенстве плеч приложения вертикальной нагрузки ($a \approx b$); при этом внутренний подшипник дополнительно нагружается моментной составляющей от осевой силы A_H (а наружный соответственно разгружается).

Недостаточная долговечность внутреннего подшипника колеса, в основном, объясняется произвольным выбором плеч (a, b) установки подшипников в колесе, а также введением в расчеты необоснованных значений осевой силы A_H .

Определим сравнительную долговечность подшипников вагонетки ВГ9А, исходя из номинального значения радиальной нагрузки на колесо $P_H=73350$ Н и характеристики подшипников [3]: №7520, $C=252000$ Н, $e=0,402$, $\gamma=1,493$; №7522, $C=291000$ Н, $e=0,388$, $\gamma=1,547$.

Радиальная нагрузка на опоре А (подшипник №7520): базовый вариант $F_{rA} = R_A = 14597$ Н, предлагаемый вариант $F'_{rA} = R'_A = 28596$ Н. Радиальная нагрузка на опоре В (подшипник №7520): базовый вариант $F_{rB} = R_B = 58752$ Н, предлагаемый вариант $F'_{rB} = R'_B = 44754$ Н.

Осевые составляющие от действия радиальных нагрузок

$$S = 0,83F_r.$$

$S_A = S_I = 0,83 \cdot 0,402F_{rA}$. Базовый вариант $S_A = S_I = 4870$ Н, предлагаемый вариант $S'_A = S'_I = 9541$ Н.

$S_B = S_{II} = 0,83 \cdot 0,388 F_{rB}$. Базовый вариант $S_B = S_{II} = 18920$ Н, предлагаемый вариант $S'_B = S'_{II} = 14412$ Н.

Так как

по базовому варианту

$$S_{II} - S_I = 18920 - 4870 = 14050H > A_{\text{эKB}} = 2650H,$$

по предлагаемому варианту

$$S_{II} - S_I = 14412 - 9541 = 4871H > A_{\text{эKB}} = 2650H,$$

то осевые нагрузки, действующие на подшипники, определяются согласно [3]

$$F_{aI} = F_{aA} = S_{II} - A_{\text{эKB}}; F_{aII} = F_{aB}, \quad (8)$$

по базовому варианту

$$F_{aI} = F_{aA} = 14597 - 2650 = 11974H, F_{aII} = F_{aB} 18920H, \quad (9)$$

по предлагаемому варианту

$$F'_{aI} = F'_{aA} = 14472 - 2650 = 11762H, F'_{aII} = F'_{aB} = 14412H.$$

Проверяем выполнение соотношения

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e, \quad (10)$$

где $V=1,2$ - коэффициент вращающегося наружного кольца.

Для опоры А

$$\text{по базовому варианту } \frac{F_{aA}}{VF_{rA}} = \frac{11974}{1,2 \cdot 14597} = 0,68 > e = 0,402;$$

$$\text{по предлагаемому варианту } \frac{F'_{aA}}{VF'_{rA}} = \frac{11762}{1,2 \cdot 28596} = 0,342 < e = 0,402.$$

Для опоры В

$$\text{по базовому варианту } \frac{F_{aB}}{VF_{rB}} = \frac{18920}{1,2 \cdot 58752} = 0,268 < e = 0,388,$$

$$\text{по предлагаемому варианту } \frac{F'_{aB}}{VF'_{rB}} = \frac{14412}{1,2 \cdot 44754} = 0,268 < e = 0,388.$$

Эквивалентную радиальную нагрузку на подшипники определяем согласно [3]

$$P = (XVF_r)k_\delta k_T, \quad (11)$$

где $k_T=1$ - температурный коэффициент при рабочей температуре $t > 120^\circ$; $k_\delta=2,5$ - коэффициент динамичности.

Если неравенство (10) не выполняется, то коэффициенты согласно [3] принимаем $X=0,4$; $Y=1,493$, а если неравенство выполняется, то $X=1$; $Y=0$:

базовый вариант $P_A=24894$ Н, $P_B=176256$ Н,

предлагаемый вариант $P'_A=85785$ Н, $P'_B=134262$ Н.

Долговечность подшипников согласно [3]

$$L_h = (C/P)^{10/3} \cdot \frac{10^6}{60n}, \quad (12)$$

где C - динамическая грузоподъемность подшипника; P - эквивалентная приведенная нагрузка на подшипник; n - число оборотов колеса вагонетки $n = \frac{60 \cdot V}{\pi \cdot D}$; $V=2,1$ м/с - средняя скорость передвижения вагонетки; $D=0,4$ м - диаметр колеса.

По базовому варианту $L_{hA}=280000$ час, $L_{hB}=886$ час.

По предлагаемому варианту $L'_{hA}=4578$ час, $L'_{hB}=2200$ час.

Таким образом, показано что в вагонетке ВГ9 наиболее нагруженным будет внутренний подшипник №7522, причем его долговечность изменяется в пределах от 900 до 2200 ч, что является недостаточным сроком службы для роликовых подшипников (регламентируемый срок службы составляет 5000 ч и более). Для повышения работоспособности внутренних подшипников необходимо, чтобы весовая нагрузка от вагонетки, приходящаяся на одно колесо, распреде-

лялась более равномерно между наружным и внутренним подшипниками. Для этого при проектировании или модернизации ходовой части вагонетки необходимо стремиться к тому, чтобы линия действия весовой нагрузки, условно приложенная к середине конической образующей поверхности катания, делила пополам расстояние между центрами роликов обоих подшипников, т.е. имеет место равенство плеч приложения вертикальной нагрузки ($a \approx e$).

В действительности, при извилистом движении или на криволинейном участке пути за счет выборки зазора Δ между ребордой колеса и рельсом плечо a увеличивается на величину Δ , которая может достигать значений от 5 до 20 мм. Кроме того, на колесо начинает действовать момент осевой силы A_H , который разгружает наружный подшипник и нагружает внутренний. В силу изложенного фактический срок службы подшипников для указанной вагонетки в зависимости от условий эксплуатации и состояния рельсового полотна находится в пределах от 4500 до 280000 ч для наружного подшипника и от 880 до 2200 ч для внутреннего подшипника.

На основании изложенного можно сделать следующие выводы.

Конструктивная схема колеса вагонетки выбрана не совсем правильно из-за того, что не учтен характер приложения вертикальных и осевых нагрузок к наружному и внутреннему подшипникам колеса.

Принятые подшипники №7520 и №7522 не обеспечат требуемой долговечности колеса без ремонта (замена одного подшипника автоматически ведет к замене и другого подшипника).

Для увеличения межремонтного периода эксплуатации ходовой части вагонетки ВГ9 (ВГ28) без замены подшипников необходимо изменить конструкцию колеса в плане смещения подшипников, чтобы уменьшить плечо установки наружного подшипника до значений $65,5 \leq a \leq 70$ мм, при этом оставив сумму плеч неизменной ($a+e$), либо изменить конструкцию колеса таким образом, чтобы отношение $(a/a+b)=0,5 \dots 0,54$ сохранялось в указанных пределах. Кроме того, для указанной вагонетки необходимо применить внутренний подшипник другой серии (например, №7522; $C=490000H$; $d=110$; $D=240$; $B=80$; №7526; $C=380000H$; $d=130$; $D=230$; $B=64$).

Практически использование предложенных рекомендаций позволит увеличить межремонтный период для колес и сделать сопоставимыми сроки службы наружного и внутреннего подшипников колеса без существенного увеличения затрат на модернизацию ходовой части.

Список литературы

1. Расчет и конструирование горных транспортных машин и комплексов / Под ред. И.Г. Штокмана. М., Недра, 1975. - 464 с.
2. Динамика и прочность горнотранспортных машин. - К., Наукова думка, 1978. - 131 с.
3. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения / Р.Д. Бейзельман, Б.В. Цыпкин, Л.Я. Перель. - Справочник. М., Машиностроение, 1975. - 572 с.
4. Новиков Е.Е. Методика расчета подшипников качения шахтных вагонеток. В кн.: Горнорудные машины и автоматика. М., Недра, 1966. - С. 249-257.

Рукопись поступила в редакцию 01.09.11

УДК 681.5.015:697.34

О.А. ЛОГІНОВ, аспірант, В.П. ЩОКІН, канд. техн. наук, доц.

ДВНЗ «Криворізький національний університет»

М.З. КВАСКО, д-р техн. наук, проф., НТУУ «Київський політехнічний інститут»

ПОБУДОВА СТАТИЧНОЇ МОДЕЛІ КОТЛА ЯК ОБ'ЄКТА КЕРУВАННЯ В САР ТЕМПЕРАТУРИ ТЕПЛОНОСІЯ НА ВИХОДІ КОТЛОВОЇ СИСТЕМИ

Побудовано статичну модель котла як об'єкта керування в САР температури теплоносія на виході котлової системи та отримано його статичні характеристики за керуванням та збуренням

Проблема та її зв'язок з науковими та практичними задачами. Основним етапом розробки методів та алгоритмів синтезу регуляторів відпуску тепла (РВТ) є побудова моделі системи теплофікації. Особливістю задачі моделювання є неповнота інформації про структуру та параметри об'єкта керування, складність структури та наявність зовнішніх збурюючих впливів.

У зв'язку з цим, доцільним є побудова окремих моделей елементів системи теплофікації, що забезпечують можливість попереднього дослідження процесів в керованій системі теплофікації. Незважаючи на спрощений характер подібних моделей, їх використання, тим не менш,