

МЕТОДИКА СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ОДНОВАЛКОВОЙ ШАХТНОЙ ДРОБИЛКИ ДЛЯ КРЕПКИХ ПОРОД

Гуляев В.Г. докт. тех. наук., проф., Кондрахин В.П. докт. тех. наук., проф., Тарасенко В.А. канд. техн. наук, доц.
Донецкий государственный технический университет

Разработана методика структурно-параметрической оптимизации одновалковой шахтной дробилки для крепких пород.

The methods of the structural - parameter optimization of the mining single-roll crusher for strong rock is developed.

Перспективной дробилкой, отвечающей требованиям дробления горной массы в шахтных условиях, является одновалковая шахтная дробилка ДВ [1] для крепких пород. Дробилка такого типа впервые разработана для шахтных условий и в технической литературе отсутствуют данные по выбору её основных параметров. Для их определения были проведены исследования и выполнена структурно-параметрическая оптимизация дробилки ДВ. Основой для этого явилась комплексная имитационная математическая модель функционирования одновалковой гирационной дробилки [2, 3].

В процессе решения задачи многокритериальной структурно-параметрической оптимизации дробилки была создана матрица испытаний, содержащая все рассматриваемые варианты её параметров и структурных схем. Для каждого варианта проводился вычислительный эксперимент, нормирование полученных частных критериев качества и определение интегрального критерия качества, на основе которого были рекомендованы возможные рациональные варианты структур привода и параметров дробилки.

При оптимизационных исследованиях одновалковой дробилки основная задача сводилась к минимизации функций цели. В этом случае функция принадлежности частных критериев качества записывается в виде [2]:

$$\zeta_j(k_j) = \left(\frac{k_{j \max} - k_j}{k_{j \max} - k_{j \min}} \right)^{\alpha_j},$$

где $k_{j \min}$, $k_{j \max}$ — соответственно наименьшее и наибольшее значения

из полученных критериев качества; k_j – текущее значение критерия качества для каждого варианта матрицы испытаний; α_j – показатель нелинейности функции.

Обобщенный критерий качества:

$$\zeta = \left\{ \frac{1}{n_k} \sum_{j=1}^{n_k} [\zeta_j(k_j)]^\varepsilon \right\}^{\frac{1}{\varepsilon}},$$

где ε – параметр, определяющий принятый принцип компромисса; n_k – количество рассматриваемых критериев качества.

Наиболее важными этапами при планировании оптимизационных исследований являлся выбор оптимизируемых параметров, установление ограничений и формулировка функций цели. По результатам вычислительных исследований [2-5] и сформулированных на их основе рекомендаций в качестве оптимизируемых параметров были приняты: момент инерции маховика I_{max} , эксцентриситет вала валка дробилки e , угловая скорость вращения исполнительного органа ω_5 , диаметры срезных элементов d_{34} и d_{67} предохранительных устройств и возможные варианты структурной схемы привода дробилки. Как показали исследования, данные параметры оказывают наиболее существенное влияние на формирование динамических нагрузок в приводе дробилки в наиболее значимых режимах её эксплуатации: пуск привода, установившийся режим работы и стопорение исполнительного органа недробимым предметом [3, 5].

Следующей задачей при планировании оптимизационных исследований дробильной машины является формулировка функций цели, которые должны отражать основные параметры её экономической эффективности, такие как надежность, материалоемкость, производительность, энергоемкость процесса дробления и качество выходного продукта.

В качестве показателя, определяющего нагруженность узлов дробильной машины и одновременно на качественном уровне влияющего на их надежность, можно использовать средние квадратические отклонения (с.к.о.) нормальных напряжений и скоростей их изменения [2]. Для повышения долговечности рассматриваемой одновалковой дробилки ДВ достаточно минимизировать с.к.о. крутящих моментов в её приводе. Повышения же ресурса машины по фактору износа можно достичь за счёт снижения среднего уровня и динамичности действующих нагрузок, пути трения, что также обеспе-

чивается за счёт снижения с.к.о. и математического ожидания нагрузок в приводе.

Характерные режимы работы дробилки ДВ, такие как запуск и стопорение привода недробимым предметом, характеризуются формированием экстренных нагрузок и существенно влияют на нормальное функционирование предохранительных устройств. Запасы прочности валов при расчёте на статическую прочность и выносливость оказываются близкими, что подтверждает необходимость учёта указанных режимов при оптимизационных исследованиях. Таким образом, для повышения долговечности и обеспечения номинального функционирования дробилки в качестве функций цели необходимо принимать максимальные нагрузки, возникающие в редукторе и на валу исполнительного органа в данных режимах работы.

На основе проведенного анализа, а также данных работы [3] в качестве функций цели для осуществления оптимизационных вычислительных исследований были приняты: с.к.о электромагнитного момента двигателя, крутящего момента в редукторе и радиального усилия на валу валка в установившемся режиме работы, а также максимальные момент в редукторе и усилие на опорах валка при стопорении исполнительного органа.

Оценка производительности дробилки производилась путём рассмотрения трёх потоков горной массы с производительностью $Q_n = 36, 45$ и 54 т/ч. При этом в первую очередь рассматривались варианты для наибольшей производительности, а затем, в случае не выполнения условий функциональных ограничений, варианты с меньшей производительностью. Если определенный набор параметров обеспечивал нормальное функционирование дробилки, варианты с меньшей производительностью в дальнейшем не рассматривались.

Для обеспечения номинальной работы одновалковой дробилки и возможности конструктивной реализации оптимизируемых параметров для проведения экспериментов были приняты следующие ограничения:

1) параметрические:

$$P_{i \min} \leq P_i \leq P_{i \max},$$

где i – порядковый номер оптимизируемого параметра, $i = 1 \dots 7$;

$P_{i \min}, P_{i \max}$ – минимальное и максимальное значения i -го оптимизируемого параметра.

2) функциональные:

– ограничение скорости взаимодействия исполнительного органа V_{uo} с разрушаемым материалом по возможности возникновения фрикционного искрения:

$$V_{uo} = \omega_5 \cdot e < V_{дон},$$

где $V_{дон}$ – допустимая скорость взаимодействия исполнительного органа с материалом по условиям искробезопасности [2, 3]: $V_{дон} = 0,3$ м/с.

– ограничение по количеству срабатываний предохранительных устройств:

$$n_{c1} \leq n_{c\ дон}, \quad n_{c2} \leq n_{c\ дон},$$

где n_{c1}, n_{c2} – количество срабатываний соответственно 1-го и 2-го предохранительных устройств за определенный интервал времени;

$n_{c\ дон}$ – допустимое количество срабатываний предохранительного устройства: $n_{c\ дон} = 0$.

– ограничение по переполнению дробилки:

$$V_j \leq V_k,$$

где V_j – объём породы, находящийся в верхней приемной камере дробилки в любой момент времени её функционирования;

V_k – критический объём породы, который может поместиться в верхней приёмной камере дробилки.

– ограничение по количеству опрокидываний электродвигателя в номинальном режиме работы – при дроблении материала:

$$n_{od} \leq n_{od\ дон},$$

где n_{od} – количество опрокидываний асинхронного электродвигателя за определенный интервал времени; $n_{od\ дон}$ – допустимое количество опрокидываний электродвигателя: $n_{od\ дон} = 0$, т.е. в номинальном режиме электродвигатель опрокидываться не должен.

– ограничение по выходу срезных элементов предохранительных устройств в зону пластических деформаций в номинальных режимах работы дробилки – пуске двигателя и дроблении материала:

$$\frac{\gamma_{34\ max}}{\gamma_{\tau 34}} \leq \xi_{34} K_{d3}, \quad \frac{\gamma_{67\ max}}{\gamma_{\tau 67}} \leq \xi_{67} K_{d6},$$

где $\gamma_{34\ max}, \gamma_{67\ max}$ – максимальные значения мгновенных относительных сдвигов срезных пальцев соответственно 1-го и 2-го предохранительных устройств за определенный интервал времени;

$\gamma_{\tau 34}, \gamma_{\tau 67}$ – значения относительных сдвигов срезных пальцев для статического предела прочности τ_{o34} соответственно 1-го и 2-го предохранительных устройств;

ξ_{34}, ξ_{67} – коэффициенты в соответствующем уравнении математической модели [3];

K_{d3}, K_{d6} – коэффициенты превышения динамического предела текучести над статическим.

На основе комплексной имитационной математической модели функционирования одновалковой дробилки был создан пакет прикладных программ на алгоритмическом языке программирования *Borland Pascal*. При его создании использовались положения, изложенные в работе [3]. Пакет программ использовался для проведения вычислительных исследований процесса нагружения привода дробилки в различных режимах её работы, для определения формирующиеся в рассмотренных режимах работы средних и максимальных нагрузок, их статистических характеристик, которые явились исходными данными для прочностных расчётов привода дробилки.

Разработанная методика структурно-параметрической оптимизации одновалковой дробилки, а также пакет программ и методика его использования [3] позволяют осуществлять поиск рациональных структуры и параметров одновалковой дробилки с учётом значимых режимов её эксплуатации как с целью снижения неравномерности работы дробилки, так и с целью снижения экстренных нагрузок при стопорении исполнительного органа недробимым предметом.

Список источников.

1. Кондрахин В.П., Мизин В.А., Малородов В.Г., Ольховский О.В. Шахтная валковая дробилка для крепких пород // Уголь Украины, – 1994. – № 9. – С. 15-16.
2. Кондрахин В.П. Математическое моделирование рабочих процессов и оптимизация структуры и параметров породоразрушающих горных машин: Дисс... докт. техн. наук: 05.05.06. – Донецк, 1999. – 418 с.
3. Тарасенко В.А. Моделирование рабочих процессов и обоснование параметров одновалковой шахтной дробилки для крепких пород: Дисс... канд. техн. наук: 05.05.06. – Донецк, 2000. – 271 с.
4. Кондрахин В.П., Тарасенко В.А. Моделирование на ЭВМ кинематических составляющих нагрузок в приводе одновалковой шахтной дробилки // Известия Донецкого горного института. – Донецк: ДГИ, – 1996. – № 2 (4), – С. 83-88.
5. Кондрахин В.П., Тарасенко В.А. Имитационное моделирование процесса функционирования предохранительных устройств в приводе шахтной дробилки // Горный информационно-аналитический бюллетень. – М.: МГГУ, – 2000. – № 4, – С. 132-134.