

Ю.А. МАЛИНОВСКИЙ, канд. техн., наук, доц., НметА Украины

С.И. МАЛИНОВСКАЯ, канд. техн., наук, доц.,

ГВУЗ «Криворожский национальный университет»,

Е.Ю. МАЛИНОВСКАЯ, магистр, ПАТ «ХайдельбергЦемент Украина»

МОДЕРНИЗАЦИЯ ПРИВОДНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТРУБНЫХ МЕЛЬНИЦ ПРИ ИХ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ДЛЯ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ РУДНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Приведены рекомендации для повышения эффективности работы измельчительных машин обогатительных фабрик за счет использования двухкамерных барабанов в одном агрегате. Вместе с тем, элементы приводов двухкамерных мельниц нуждаются в существенной доработке. Поэтому рассмотрены конструктивные изменения элементов редуктора и промвала для повышения надежности и долговечности всего привода.

Состояние вопроса и его связь с практическими задачами. Для тонкого измельчения рудных материалов в горнометаллургической отрасли широкое применение нашли барабанные мельницы. По числу приемов измельчения применяются одностадиальные и двухстадиальные схемы. Характер процесса помола и крупность руды, поступающей в барабан требуют, чтобы в одном измельчительном аппарате находилась руда одного класса крупности и применялись шары одного диаметра. В этой связи целесообразно использовать при измельчении руды двухкамерные (или трехкамерные) мельницы.

При таком подходе имеется возможность экономии на общеэксплуатационных расходах и расходах на обслуживании мельниц. Для решения этой технической задачи возможен вариант использования двухкамерных мельниц МЦ 4,0×13,5 (производительностью 145 т/час по готовому продукту) производства завода ОАО «Волгоцеммаш», Россия. В случае использования этих мельниц для измельчения рудного сырья, обладающего большей насыпной массой, чем цементный клинкер, динамическая нагрузка на мельницу и привод, в частности, возрастают.

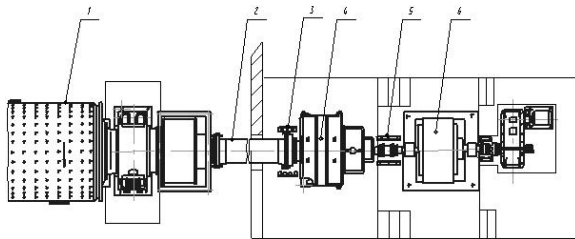


Рис. 1. Схема мельницы МЦ-4×13,5: 1-барабан мельницы; 2-промвал; 3-зубчатая муфта тихоходной ступени редуктора; 4-планетарный двухступенчатый редуктор; 5- муфта быстроходной ступени редуктора; 6-синхронный электродвигатель главного привода

Каждая серийная мельница комплектуется планетарным двухступенчатым соосным редуктором CPU-22 ($i=30,6$) и синхронным электродвигателем СДНЗ-2-19-49-1244 (рис.1).

Отметим, что возможно использование мельницы как для «сухого» способа измельчения, так и для «мокрого», путем несущественных конструктивных изменений.

Постановка задачи. Обратимся к конструкции редуктора и некоторых элементов привода, которые при работе на сравнительно легком исходном промпродукте (клинкер) ведут себя недостаточно надежно.

Планетарный редуктор выполнен по следующей двухступенчатой схеме (рис. 2). Крутящий момент от приводного электродвигателя (см. рис.1) передается на приводную вал-шестерню 1 первой ступени. Вал-шестерня входит в зацепление с тремя сателлитами 2 водила (H). Сателлиты в свою очередь обкатываются по внутренним зубьям остановленного солнечного колеса 3 привода, таким образом приводят во вращении водило H_1 . Водило I ступени редуктора снабжено соединительным зубчатым звеном, которое одновременно является валом-шестерней 4 для II ступени редуктора. Вал-шестерня 4 входит в зацепление с тремя сателлитами 5 водила H_2 . Сателлиты 5 при обкатывании по солнечному колесу 6 приводят во вращение водило H_2 , с которым жестко соединен зубчатый венец, связанный жесткой зубчатой муфтой с промвалом мельницы.

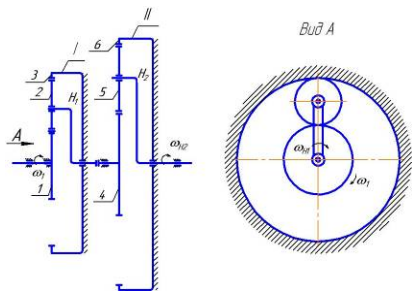


Рис. 2. Схема планетарного двухступенчатого редуктора типа CPU-22: 1 -вал шестерни I ступени редуктора; 2,5 - сателлиты ступеней; 4 - солнечная шестерня II ступени; 3,6 - зубчатые венцы ступеней; H_1, H_2 - водило; $\omega_1 = \omega_6$ - угловая частота вращения быстроходного вала редуктора; $\omega_{H_2} = \omega_T$ - угловая частота вращения тихоходного вала редуктора (угловая частота вращения мельницы)

Передачное отношение двухступенчатого редуктора связано с передаточным отношением ступеней ($5 \leq i_{I,II} \leq 6,5$) геометрическими и прочностными параметрами редуктора (I). А ко-

эффицент полезного действия связан с конструктивными параметрами редуктора (II). Отметим, что в случае использования в редукторе подшипников скольжения (а не качания), коэффициент полезного действия уменьшается на величину 0,01-0,02.

Требуемое для мельницы передаточное отношение i_p редуктора (см. рис. 2) связано с числами зубьев колес для каждой ступени в соответствии с формулой (1). Геометрические и прочностные характеристики редуктора при этом обусловлены числами зубьев колес и модулями зубчатых зацеплений m_1 и m_2 .

Таким образом, передаточное отношение редуктора (см. рис. 2) определяется на основании формулы [1]

$$i_p = \frac{z_1 + z_3}{z_1} \cdot \frac{z_4 + z_6}{z_4} = 1 + \frac{z_3}{z_1} + \frac{z_6}{z_1} + \frac{z_3 \cdot z_6}{z_1 \cdot z_4}. \quad (1)$$

При этом коэффициент полезного действия редуктора может быть определен исходя из соотношения

$$\eta_p = \left(\frac{z_1}{z_1 + z_3} - \eta_{12} \cdot \eta_{23} \right) \left(\frac{z_4}{z_4 + z_6} - \eta_{45} \cdot \eta_{56} \right). \quad (2)$$

В приведенных выражениях: z_1, z_4 - числа зубьев первичных валов-шестерен ступеней; z_2, z_5 - числа зубьев сателлитов ступеней; z_3, z_6 - числа зубьев солнечных шестерен ступеней; H_1, H_2 - индексы водил для ступеней; $\eta_{12}, \eta_{23}, \eta_{45}, \eta_{56}$ - коэффициенты полезного действия каждой из зубчатых пар.

При использовании указанных мельниц МЦ 4,0×13,5 для переработки рудных материалов в так называемой “сухой” среде статические и динамические нагрузки на мельницу и привод могут возрасти примерно на 25÷30%, что приведет к увеличению отказов в элементах привода. Если же условиями рудоподготовки предусмотрено получение конечного продукта в большом объеме и с другими технологическими параметрами, то могут быть рекомендованы к использованию мельницы другого диаметра, большей длины с тремя или большим числом межкамерных перегородок. В силу общей интенсификации процесса размола шихты, возрастания нагрузок на элементы мельницы и привода, по меньшей мере, приводные механизмы необходимо выполнить более надежными исходя из проектных нагрузок, которые обусловлены характером протекания современных технологических процессов рудоподготовки. Обратимся к серийному редуктору CPU-22, которым укомплектованы серийные мельницы МЦ 4,0×13,5 (рис. 3).

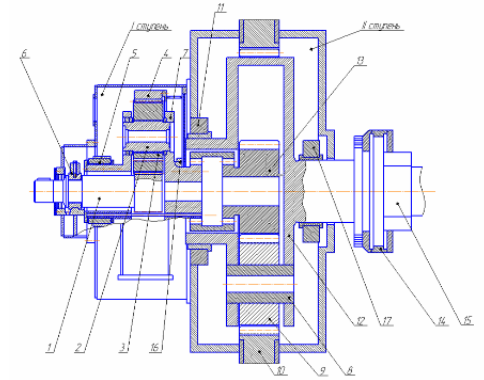


Рис. 3. Планетарный редуктор существующей конструкции: 1 - вал-шестерня I ступени; 2, 8 - ось сателлита; 3, 9 - сателлит; 4, 10 - зубчатый венец; 5, 11, 16, 17 - подшипники скольжения водила; 6 - подшипники скольжения вала-шестерни I ступени; 7, 12 - водило; 13 - солнечная шестерня II ступени; 14 - зубчатая муфта; 15 - промвал

В этом редукторе недостаточно надежно выполнена I ступень. В месте взаимодействия зубчатой части вал-шестерни с тремя сателлитами I ступени. При этом в качестве одной опоры вала-шестерни принят подшипник скольжения, в качестве второй опоры принята зубчатая часть трех сателлитов водила I ступени [2]. Такой подход при наличии относительно длинной части вала-шестерни приводит к пульсирующим нагрузкам на зубья и опору вала шестерни, а также на сателлиты водила I ступени.

В этом редукторе недостаточно надежно выполнена I ступень. В месте взаимодействия зубчатой части вал-шестерни с тремя сателлитами I ступени. При этом в качестве одной опоры вала-шестерни принят подшипник скольжения, в качестве второй опоры принята зубчатая часть трех сателлитов водила I ступени [2]. Такой подход при наличии относительно длинной части вала-шестерни приводит к пульсирующим нагрузкам на зубья и опору вала шестерни, а также на сателлиты водила I ступени.

В этом редукторе недостаточно надежно выполнена I ступень. В месте взаимодействия зубчатой части вал-шестерни с тремя сателлитами I ступени. При этом в качестве одной опоры вала-шестерни принят подшипник скольжения, в качестве второй опоры принята зубчатая часть трех сателлитов водила I ступени [2]. Такой подход при наличии относительно длинной части вала-шестерни приводит к пульсирующим нагрузкам на зубья и опору вала шестерни, а также на сателлиты водила I ступени.

Изложение материала и результаты. Для уменьшения радиальных пульсирующих нагрузок в зацеплении I ступени для серийного редуктора, а также для редукторов многокамерных мельниц, которые перспективны для использования в схемах рудоподготовки, рекомендуем ввести вторую опору для вала шестерни I ступени. Для практической реализации этого решения имеем два варианта изменения конструктивной схемы редуктора:

По первому варианту предлагаем установить вторую опору скольжения для вала-шестерни в переднем кожухе I ступени за счет некоторого увеличения его длины, примерно, на 500-600 мм. Схема редуктора по первому варианту изменения конструкции представлена на рис. 4.

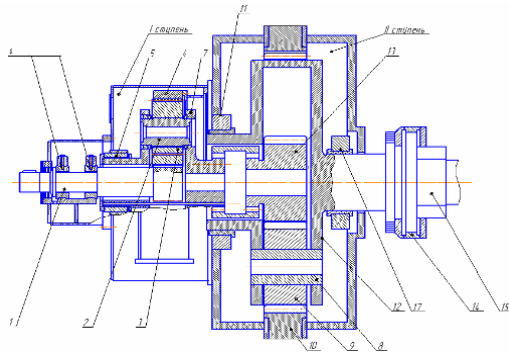


Рис. 4. Планетарный редуктор предлагаемой конструкции (1 вариант): 1 - вал-шестерня I ступени; 2,8 - ось сателлита; 3,9 - сателлит; 4,10 - зубчатый венец; 5,11,16,17 - подшипники скольжения водила; 6 - подшипники скольжения вала-шестерни I ступени; 7,12 - водило; 13 - солнечная шестерня II ступени; 14 - зубчатая муфта; 15 - промвал

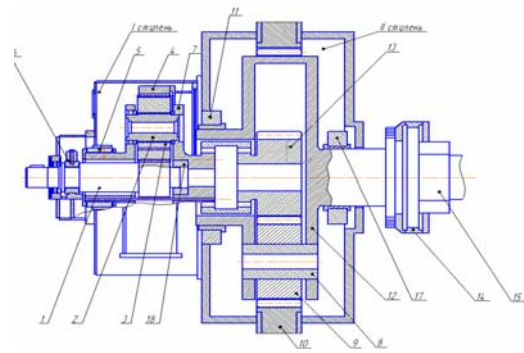


Рис. 5. Планетарный редуктор предлагаемой конструкции (2 вариант): 1 - вал-шестерня I ступени; 2,8 - ось сателлита; 3,9 - сателлит; 4,10 - зубчатый венец; 5,11,16,17 - подшипники скольжения водила; 6 - подшипники скольжения вала-шестерни I ступени; 7,12 - водило; 13 - солнечная шестерня II ступени; 14 - зубчатая муфта; 15 - промвал; 18 - подшипник скольжения (втулка вала-шестерни)

По второму варианту предлагаем установить дополнительную опору скольжения в задней стенке I ступени в виде наружного кольцевого подшипника скольжения, который будет сопряжен подвижной втулкой с торцевой выборкой первичного вала шестерни. Схема редуктора по второму варианту изменения конструкции представлена на рис. 5.

Рассмотрим некоторые особенности работы размольной мельницы с шаровой нагрузкой и исходной рудной массой. При пуске мельницы из состояния покоя, т.е. при горизонтально расположенной в барабане рабочей среде, приводной двигатель преодолевает момент сопротивления от рудной массы, шаров, а также суммарный момент сопротивления в трущихся парах мельницы и привода. Как правило, пусковой суммарный момент сопротивления превышает значения суммарного момента сопротивления, установившегося режима, в 5-6 и более раз. Исходя из существующей «жесткой» конструкции промвала, редуктора, промежуточных зубчатых муфт, пиковые нагрузки непосредственно воспринимаются участками валов и зубчатыми соединениями. Характер этих нагрузок при конструировании приводных механизмов мельниц не рассматриваются и расчет деталей привода на эти нагрузки не производился. Кроме того, при выходе мельницы на установившийся режим работы нагрузки в приводе мельницы не являются стационарными, а являются пульсирующими. При этом пульсации достигают до 50-60 % от номинальных значений для установившегося режима. Отметим, что при интенсификации процесса помола на мельнице МЦ 4,0×13,5 или создании более мощных многокамерных мельниц характер нагрузок не изменяется, а увеличиваются только абсолютные значения пиковых нагрузок и амплитуды пульсаций так называемых «стационарных» нагрузок.

Поэтому при усовершенствовании конструкции «трубных» мельниц необходимо усилить конструкцию барабана путем введения продольных ребер жесткости (например, в количестве 6 штук), усилить конструкцию редуктора за счет введения дополнительной опоры вала-шестерни I ступени, применить более жесткую конструкцию корпуса редуктора за счет более жестких соединительных фланцев и дополнительных продольных ребер жесткости корпуса.

В рамках существующей конструкции привода рекомендуется ввести дополнительно амортизирующие элементы, которые за счет высокой податливости позволяют сгладить пиковые нагрузки во время пуска мельницы. Кроме того, необходимо подобрать амортизирующие элементы таким образом, чтобы они позволили «смягчать» пульсирующие нагрузки «установившегося» режима работы мельницы. Обращаясь к схеме мельницы МЦ 4,0×13,5 (см. рис. 1), находим, что наиболее удобным местом установки амортизирующих элементов является промвал. Амортизирующие элементы практически удобнее всего установить в карманах лучевых муфт, используя резиновые или резинометаллические прямоугольные бруски. Лучевая муфта с набором амортизирующих элементов, рассчитанных на передачу нагрузок, необходимых для

реализации технологического процесса в мельнице, может быть установлена вместо одной из двух зубчатых муфт промвала, либо посередине трубчатой части промвала, в так называемом «узле» колебаний (см. рис. 1). Лучевая муфта с упругими элементами изображена на рис. 6. Крутящий момент передаваемый муфтой, которая не подвергалась оптимальной настройке

$$M_{кр} = M_{упр} = C\theta \quad M_{кр} = M_{упр} C\theta \quad (3)$$

где C - приведенная жесткость упругих брусков муфты; θ - угол поворота ступицы муфты относительно ее корпуса; обусловленный деформацией упругих брусков муфты.

Муфта, обладающая упругой характеристикой вида (3), позволяет значительно ослабить пиковое значение нагрузки на привод при пуске мельницы за счет значительной деформации упругих элементов (в абсолютном значении до половины толщины элемента $h/2$). При этом геометрические параметры муфты связаны с её жесткостью соотношением [3]

$$c = EblR^2ni^2/h \quad (4)$$

где E - модуль упругости резиновых прокладок ($E=5$ МПа при жесткости резины по Шору $H=70-75$) [4]; b, l - размеры резинового бруска в плане; h - толщина резинового бруска; R - радиус середины луча муфты; n - число параллельно работающих прокладок; i - передаточное отношение между валом «приведения» и валом установки муфты.

Геометрические параметры муфты выбираются конструктивно так, чтобы угол поворота ступицы θ реализовывался при свободном деформировании резиновых брусков муфты, в карманах, образованных впадинами корпуса и лучами ступицы муфты.

После выбора геометрических параметров муфты и определения ее жесткости c необходимо проверить прочность резиновых (или резинометаллических) брусков муфты, используя соотношение

$$\sigma_{max} = \max M_{кр} / Rbnl \leq [\sigma], \quad (5)$$

где σ_{max} - максимальное нормальное напряжение в материале упругого бруска с учетом динамической нагрузки; $[\sigma]=1,8$ МПа - допускаемое напряжение сжатия для твердых резин [4]; $\max M_{кр}$ - максимальное значение крутящего момента, передаваемого муфтой с учетом динамической составляющей нагрузки. Для эффективной работы при пиковых режимах выполнение условия (5) будет недостаточно, при этом относительная деформация муфты должна удовлетворять условию «жесткой» муфты в соответствии с работой [3]. Таким образом, муфта подготовлена для сглаживания пиковых нагрузок. Вместе с тем для установившегося режима работы мельницы наблюдается пульсирующий режим изменения крутящего момента мельницы $M_{кр}$, амплитуды пульсаций которого достигает до 50-60 % от своих номинальных значений. Для снижения уровня пульсаций $M_{кр}$ целесообразно настроить муфту на реализацию в ней упругого момента $M_{упр}$ согласно рис. 6 и данным работы [3].

Выводы и направление дальнейших исследований. Использование предложенных рекомендаций позволит повысить надежность приводных механизмов мельницы МЦ 4,0×13,5 при помоле цементного клинкера, а также эффективно использовать двухкамерные мельницы в более энергонапряженных процессах помола рудных материалов. Полученные результаты будут весьма полезны при проектировании новых и интенсификации процесса измельчения существующих «трубных» мельниц.

Список литературы

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. - М: «Наука», 1975. - 640 с.
2. Малиновский Ю.А., Малиновская С.И. Усовершенствование конструкции и повышение надежности приводных механизмов цементных мельниц / Вісник Криворізького технічного університету. - Вип. 29. - Кривий Ріг: КТУ, 2011. - С. 176-179.
3. Малиновский Ю.А., Малиновская С.И., Бондарец А.А. Особенности выбора параметров и расчета упругих муфт в приводах крупных мельниц для измельчения минерального сырья. В сборнике научных трудов по материалам научно-практической конференции «Современные направления теоретических и прикладных исследований 2009», т.7. Технические науки. Одесса, 2009, с. 34-39.
4. Потураев В.Н. Резиновые и резинометаллические детали машин.-М: Машиностроение, 1966.-299 с.