

УДК 661.862

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОЧЕГО ОРГАНА ЦЕНТРОБЕЖНОЙ ДРОБИЛКИ НА ВОЗДУШНОЙ ОПОРЕ

Магистрант Лютарович Д.А.

Научный руководитель – профессор Яцкевич О.К.

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Центробежно-ударные дробилки (в общепринятой терминологии – дробилки с вертикальным валом) находят все большее применение в процессах дробления и измельчения рудных и нерудных материалов. Благодаря тому, что практически вся подводимая к дробилке энергия используется для сообщения кинетической энергии измельчаемому материалу, центробежно-ударные дробилки имеют большой КПД и высокий коэффициент измельчения.

Что же касается проблемы обеспечения приемлемого ресурса подшипниковых узлов, то она по-прежнему не имеет удовлетворительного решения в рамках традиционных схем механического привода с фиксированной подшипниками осью. Это связано с тем, что узел, обеспечивающий вращение роторной части центробежно-ударной дробилки, должен удовлетворять многим требованиям.

Практика показывает, что невозможно создать дробилки на традиционной подшипниковой опоре (с фиксированной осью вращения), обладающие одновременно большой производительностью, высокой скоростью вылета кусков и способные перерабатывать материал большой исходной крупности. В дробилках на подшипниковой опоре крупность кусков исходного материала ограничена размером 40 мм, диаметр ускорителя не превышает одного метра, а максимальная частота вращения ускорителя составляет 1500 об/мин, ограничивая линейную скорость измельчаемого материала на выходе из ускорителя значениями 60–70 м/с для максимальных типоразмеров дробилок.

При таких ограничениях область применения ударной дезинтеграции сводится, в основном, к получению кубовидного

щебня, а измельчение руды до крупности ниже 5–10 мм становится неэффективным вследствие низкого коэффициента измельчения и высокой степени возврата на додрабливание. Поэтому центробежные дробилки на традиционных подшипниковых опорах не могут составить серьезную конкуренцию конусным дробилкам мелкого дробления и стержневым мельницам в существующих схемах рудоподготовки [1, 2].

Для преодоления ограничений, накладываемых на скорость вращения ускорителей в дробилках с традиционными подшипниковыми опорами, предлагается использовать воздушную (газостатическую) опору (рис. 1), представленную в работе [3].

Опора представляет собой два вложенных друг в друга кольцевых сферических сегмента (ротора и статора), в зазор между которыми типовым высоконапорным вентилятором нагнетается воздух. Создаваемая избыточным давлением воздуха подъемная сила заставляет ротор (с закрепленным на нем ускорителем) всплыть. Необходимая величина воздушного зазора обеспечивается регулировкой хода в шлицевом соединении одной из вилок карданного вала, передающего крутящий момент от двигателя, расположенного соосно с ротором. Наличие у карданного вала двух карданных шарниров, обеспечивает независимость положения геометрической оси ротора относительно оси вращения двигателя.

При включенном вентиляторе всплывший подвижный узел дробилки (ротор и ускоритель) находится в состоянии покоя. При этом вес ротора и ускорителя плюс сила натяжения карданного вала уравниваются подъемной силой, создаваемой избыточным давлением воздуха. Поскольку сила, действующая со стороны воздуха на сферическую поверхность ротора, везде направлена к центру сферы, то центр сферы фактически оказывается своеобразной «виртуальной» точкой опоры (подвеса) ротора. Это означает, что под действием любых сил, не проходящих через центр сферы (т.е. сил, создающих момент относительно точки опоры), ротор отклоняется от исходного положения так, как если бы он имел шарнирное закрепление в центре сферы. Иными словами, образуется воздушная опора, при которой ротор может совершать вокруг центра сферы колебательные движения, не касаясь при этом статора.

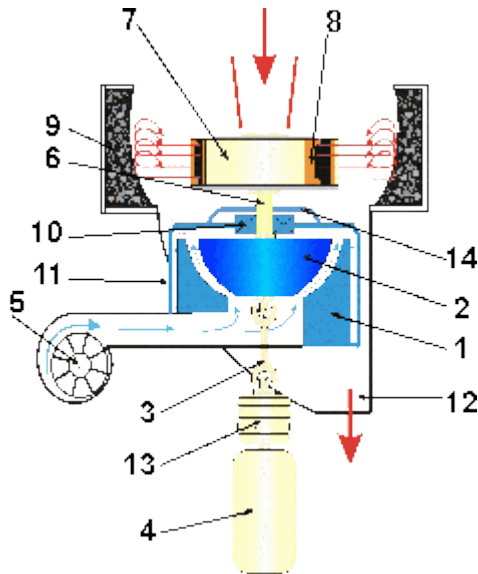


Рисунок 1 – Воздушная опора центробежных дробилок

- 1 – статор; 2 – ротор; 3 – карданный вал;
 4 – электродвигатель; 5 – воздушный вентилятор; 6 – вал; 7 – ускоритель; 8 – концевая лопатка ускорителя;
 9 – камера измельчения; 10 – предохранительный узел на случай аварийного отключения воздуха; 11 – крышка опорной части; 12 – патрубок для выгрузки дроблённого продукта; 13 – центробежная муфта; 14 – пыльник.

Конечно, наличие связи фиксированной длины в виде карданного вала приводит к соответствующему уменьшению величины воздушного зазора при любом развороте ротора. Однако уменьшение это незначительно, а перемещение точки подвеса ротора происходит вдоль вертикальной оси (подобно шарниру в кулисе кривошипно-шатунного механизма).

При любом отклонении оси ротора от вертикали (а вернее, отклонении центра верхней крестовины карданного вала от прямой линии, соединяющей центр сферы и центр нижней крестовины) равнодействующая приложенных к верхней крестовине сил оказывается отличной от нуля величиной, направленной к оси вращения двигателя. Создаваемый при этом момент относительно

виртуальной точки опоры ротора стремиться вернуть ось ротора в исходное вертикальное положение. После приведения во вращение подвижный узел дробилки фактически становится гироскопом с точкой опоры в центре сферы, а потому обладает всеми свойствами, характерными для так называемых «тяжелых» (т.е. закрепленных в точке, не совпадающей с центром масс) гироскопов с тремя степенями свободы.

Для статической и динамической оценки предложенного конструктивного решения центробежной дробилки была создана геометрическая трёхмерная модель рабочего органа (ротора и ускорителя) и проведены расчеты методом конечных элементов. Исходная трехмерная модель представлена на рисунке 2.

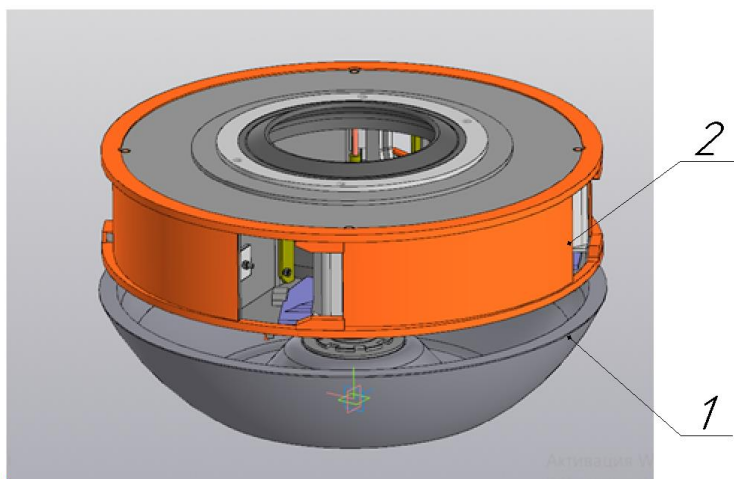


Рисунок 2 – Исходная геометрическая модель рабочего органа центробежной дробилки: 1-ротор; 2-ускоритель.

В расчетах использована упрощенная конечноэлементная модель. Для этого шарики подшипников между наружным и внутренним кольцом заменены промежуточным упругим кольцом с заданными свойствами. В совокупности промежуточного кольца и внутреннего и наружного кольца жёсткость должна быть такой же, как и у реального подшипника. Создана сетка упрощённой 3D модели для МКЭ расчёта (рисунок 3).

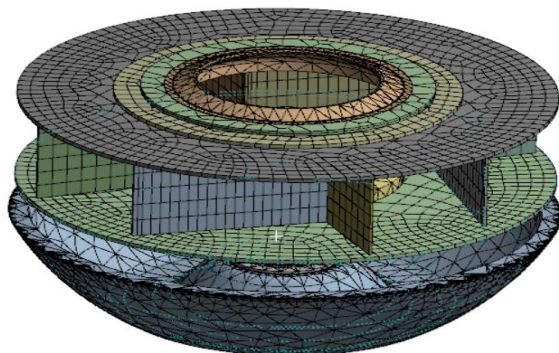


Рисунок 3 – Сетка конечных элементов рабочего органа центробежной дробилки

Закрепим нашу упрощённую модель как показано на рисунке 4. На наружные кольца подшипников задаем условие Fixed Support. На наружную поверхность ротора (площадь наружной поверхности ротора $S=1378370\text{мм}^2$) подаётся воздух от вентилятора. Представим это в виде условия Elastic Support с определённой (регулируемой) жёсткостью.

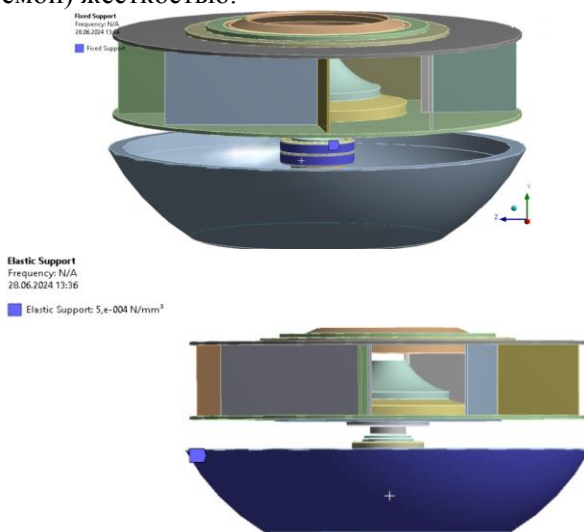


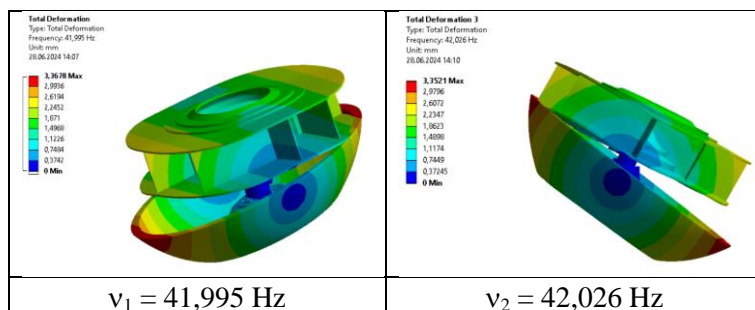
Рисунок 4 – Закрепление конструкции

Произведём первый расчёт собственных частот с жёсткостью воздушной подушки (газостатической опоры) $j=0,7$ Н/мкм. Получим следующие данные собственных частот, рисунок 5. Характер колебаний на каждой собственной частоте иллюстрирует рисунок 6.

На первой собственной частоте (41,995 Hz) конструкция начинает колебаться по оси X. На второй собственной частоте (42,026 Hz) конструкция начинает колебаться по оси Z. На третьей собственной частоте (46,03 Hz) конструкция начинает закручиваться по оси Y, а на четвертой (67,483 Hz) – колебаться по оси X. На пятой собственной частоте (67,74 Hz) конструкция колеблется вдоль оси Z, а на шестой(83,503 Hz) – конструкция начинает вращаться вокруг своей оси и складываться.

	Mode	<input checked="" type="checkbox"/> Frequency [Hz]
1	1,	41,995
2	2,	42,026
3	3,	46,03
4	4,	67,483
5	5,	67,74
6	6,	83,503

Рисунок 5 – Частоты собственных колебаний при жёсткости газостатической опоры $j = 0,7$ Н/мкм



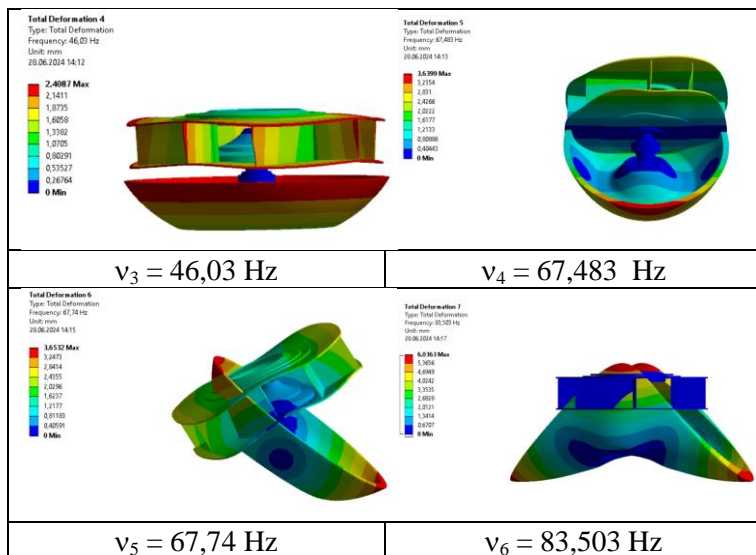


Рисунок 6 – Формы колебаний на собственных частотах при жесткости газостатической опоры $j = 0,7 \text{ Н/мкм}$

Аналогичным образом произведём расчёт собственных частот ротора с жесткостью газостатической опоры $j=7 \text{ Н/мкм}$ и $j=70 \text{ Н/мкм}$ (рисунок 7). По характеру формы собственных колебаний движения на каждой жёсткости была идентичной описанным выше. По полученным данным построим график зависимости собственных частот (рисунок 8). Из графика видно, что при повышении жёсткости воздушной подушки (газостатической опоры) также увеличиваются собственные частоты конструкции.

	Mode	✓ Frequency [Hz]		Mode	✓ Frequency [Hz]
1	1,	43,892	1	1,	46,03
2	2,	43,902	2	2,	50,885
3	3,	46,03	3	3,	50,899
4	4,	69,54	4	4,	91,54
5	5,	69,8	5	5,	91,741
6	6,	87,487	6	6,	97,386
а)			б)		

Рисунок 7 – Частоты собственных колебаний при жёсткости газостатической опоры при $j=7 \text{ Н/мкм}$ (а) и $j=70 \text{ Н/мкм}$ (б)

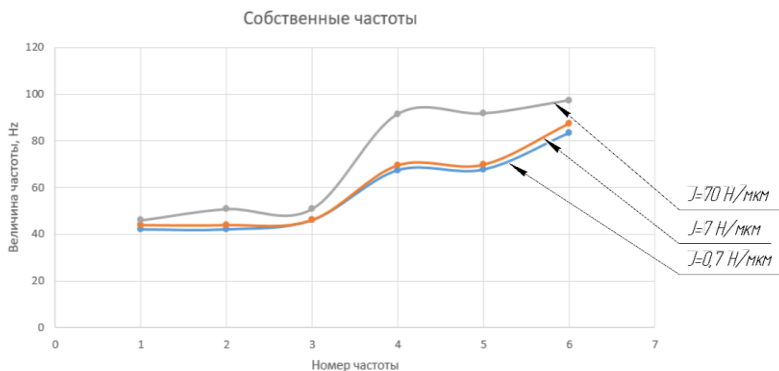


Рисунок 8 – Значения собственных частот при различной жесткости газостатической опоры

В ходе проведенного моделирования определены собственные частоты при разной жёсткости воздушной подушки (газостатической опоры), которых следует избегать для исключения резонансов при выборе рабочих режимов центробежной дробилки на воздушной опоре. Так же показано, что при повышении жёсткости воздушной подушки (газостатической опоры) увеличиваются собственные частоты конструкции, что также нужно учитывать при выборе конструктивных параметров рабочих органов дробилок данного типа.

Литература

1. Учитель С.А., Стець В.А. Опыт применения центробежно-ударных дробилок. М., Обзорная информация / Ин-т «Черметинформация». Сер. Обогащение руд. Вып.1. 1991. – 25 с.
2. Лисица А.В. Дробление и измельчение рудных и нерудных материалов свободным ударом в центробежно-ударных дробилках и мельницах // Тяжелое машиностроение. – 2005. – №. 7. – С. 40-42.
3. Интернет-ресурс: <https://stroit.ru/stati/vozdushnaya-opora-rasshirenje-vozmozhnostey-tsenrobezhnyh-drobilok/>