

УДК 621.93.06-023.467:534.014

## МЕТОДИКА И АППАРАТНЫЕ СРЕДСТВА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЧАСТОТЫ СВОБОДНЫХ КОЛЕБАНИЙ СТРЕЛЫ МОДЕРНИЗИРОВАННОЙ РАСПИЛОВОЧНОЙ СЕКЦИИ

*Киселев М.Г., Дроздов А.В., Ямная Д.А.*

Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

*Изложены основные положения разработанной методики и приведено описание аппаратно-измерительных средств для определения частоты свободных колебаний стрелы модернизированной распиловочной секции. Описана последовательность выполнения измерений по определению частоты свободных колебаний стрелы, а также коэффициента жесткости упругого подвеса. На основании экспериментально полученных значений частоты свободных колебаний стрелы и коэффициента жесткости ее подвеса установлены параметры возбуждения колебательной системы, включая частоту вынужденных колебаний и их амплитуду, обеспечивающие дорезонансный режим ее работы. (E-mail: darya\_echo@mail.ru)*

**Ключевые слова:** распиловочная секция, свободные колебания, вынужденные колебания.

### Введение

Распиливание монокристаллов алмаза применяется с целью рационального использования дорогостоящего сырья [1]. Исходя из высокой твердости обрабатываемого материала, актуальной задачей является повышение производительности выполнения данной операции. С целью повышения производительности и качества механического распиливания монокристаллов алмаза авторами [2, 3] предложена технологическая схема выполнения операции, при которой заготовка совершает в плоскости распиливания двухмерное периодическое циркуляционное движение. Для практической реализации схемы, с использованием основных узлов промышленной распиловочной секции станка ШП-2, создан ее модернизированный вариант (рисунок 1).

Модернизированная распиловочная секция состоит из массивного основания 1, на котором в стойке 2 смонтирован шпиндель, на котором закрепляется вращающийся распиловочный диск 3. Стрела 5 связана с кронштейном 7 с помощью опор, допускающих ее поворот относительно оси качания с минимальным трением. На одном конце стрелы установлен поворотный рычаг 8 с закрепленным на нем противовесом 9, а на другом – обрабатываемая заготовка 4. Путем придания стреле неуравновешенного состо-

яния, что достигается изменением углового положения поворотного рычага с противовесом, заготовка прижимается к режущей поверхности распиловочного диска, т.е. ей сообщается гравитационная подача. В процессе распиливания стрела в рабочем положении поддерживается с помощью регулировочного винта 6, который опирается на резиновую прокладку 12, чем обеспечивается плавное изменение гравитационной подачи. По мере увеличения глубины пропила заготовки опорный винт периодически выворачивается.

У промышленной распиловочной секции кронштейн 7 с узлом качания стрелы жестко связан с ее основанием, а в модернизированном варианте он установлен на плоскопараллелограммном подвесе 11, допускающим ее колебательные смещения вдоль горизонтальной оси. Возбуждение колебательной системы осуществляется с помощью вращающегося эксцентрика 10, закрепленного на валу электродвигателя постоянного тока (на рисунке 1 он не показан), и контактирующего с верхней (подвижной) частью пружинного подвеса. В силу того, что центр тяжести противовеса всегда расположен выше оси качания стрелы, под действием возникающих инерционных сил на нее одновременно действует знакопеременный динамический момент, вызывающий перемещение заготовки по

дуге окружности в вертикальном направлении. В результате сложения этих двух перпендикулярных синхронных колебаний, заготовка совершает двухмерное периодическое циркуляци-

онное движение, траектория которого определяется условиями возбуждения колебательной системы и, в частности, значениями частоты и амплитуды вынужденных колебаний [4].

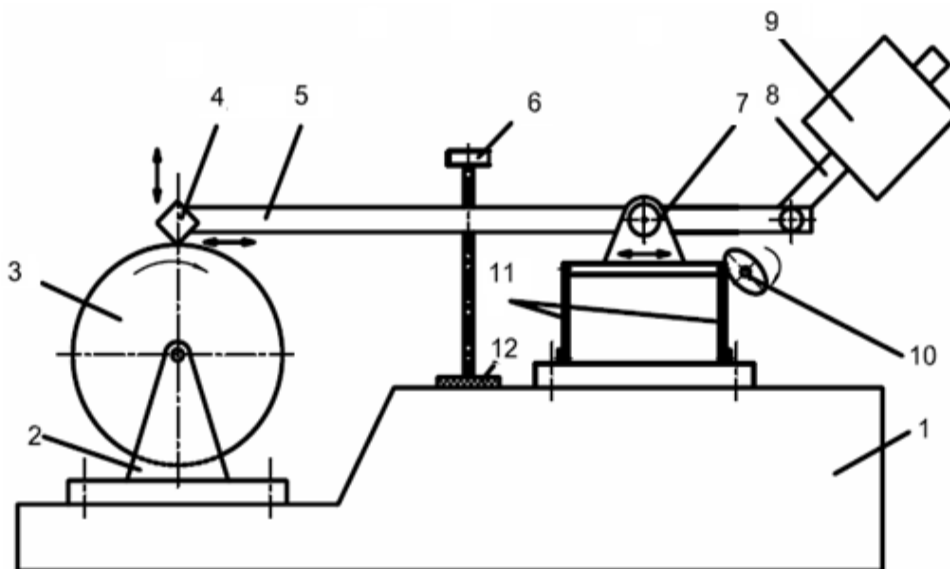


Рисунок 1 – Принципиальная схема модернизированной распиловочной секции: 1 – основание; 2 – стойка; 3 – распиловочный диск; 4 – заготовка; 5 – стрела; 6 – регулировочный винт; 7 – кронштейн; 8 – поворотный рычаг; 9 – противовес; 10 – вращающийся эксцентрик; 11 – плоскопараллелограммный подвес; 12 – резиновая прокладка

Поэтому, чтобы обеспечить эффективный и управляемый с точки зрения решаемых технологических задач режим работы колебательной системы, необходимо с учетом ее упругоинерционных и диссипативных характеристик определить рациональные условия ее возбуждения, зависящие в первую очередь от значения частоты собственных колебаний системы  $f_0$ .

В этой связи цель данной работы заключалась в разработке методики и создании аппаратных средств для определения собственной частоты колебаний стрелы модернизированной распиловочной секции.

Учитывая наличие в технологической схеме резиновой прокладки, выступающей в качестве демпфера, можно рассматривать свободные колебания данной колебательной системы как свободные колебания системы с одной степенью свободы при наличии вязкого трения (рисунок 2). В ней стрела вместе с кронштейном представлена твердым телом 1 постоянной массы  $m$ , которая одним концом связана с безмассовой пружиной 2, второй конец которой присоединен к неподвижной стенке 3. Благодаря наличию направляющих 4, тело 1 может совершать только поступательные прямолинейные движения

вдоль оси  $Ox$ . Условия взаимодействия опорного винта стрелы с резиновой прокладкой моделируются демпфером 5, соединенным с телом 1 и в котором происходит рассеяние (диссипация) энергии. Потери на трение в направляющих (потери на внутреннее трение в плоских пружинах) в силу их малости не учитываются. Примем, что начало отсчета (точка 0) соответствует положению равновесия, при котором пружина 2 не деформирована.

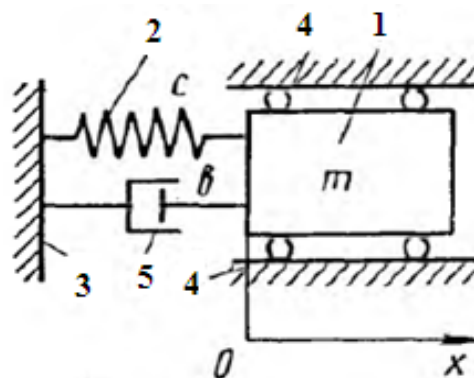


Рисунок 2 – Схема колебательной системы с одной степенью свободы: 1 – твердое тело; 2 – безмассовая пружина; 3 – неподвижная стойка; 4 – направляющие; 5 – демпфер

Как известно [5], дифференциальное уравнение движения такой системы имеет вид:

$$\ddot{x} + 2h\dot{x} + \omega_0^2 x = 0, \quad (1)$$

где  $h = \frac{b}{2m}$  – коэффициент демпфирования;

$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$  – круговая частота собственных колебаний;  $b$  – коэффициент сопротивления;  $c$  – коэффициент жесткости пружины.

Для случая, когда  $h < \omega_0$ , общий интеграл уравнения (1) имеет вид:

$$x = e^{-ht} (c_1 \cos \omega_1 t + c_2 \sin \omega_1 t), \quad (2)$$

где  $c_1, c_2$  – произвольные постоянные, определяемые из начальных условий;  $\omega_1$  – круговая частота свободных колебаний системы, равная:

$$\omega_1 = \sqrt{\omega_0^2 - h^2}. \quad (3)$$

Таким образом, свободное движение приведенной на рисунке 2 системы представляет собой затухающие колебания с постоянной круговой частотой  $\omega_1$ , у которых величина размаха колебательных смещений  $A$  асимптотически приближается к нулю. При этом, как показано в [5], даже при значительном затухании колебаний их частота мало отличается от частоты  $\omega_0$  собственных колебаний соответствующей системы без трения. Следовательно, для определения частоты  $\omega_0$  достаточно экспериментально получить осциллограмму данного переходного процесса. Последнее обстоятельство легло в основу предлагаемой методики определения частоты свободных колебаний стрелы модернизированной распиловочной секции.

**Аппаратные средства и последовательность реализации предложенной методики**

Для получения искомой осциллограммы в работе использовался индукционный датчик 1 (рисунок 3), представляющий собой катушку из медного провода ПЭВ-2, намотанного на намагниченный сердечник. Катушка неподвижно прикрепляется к основанию установки в таком положении, чтобы опорный винт 2 стрелы 3 располагался примерно посередине

ее торцевой поверхности на расстоянии 3–5 мм. При перемещении стрелы вместе с опорным винтом в магнитном поле, создаваемом намагниченным сердечником катушки, в последней наводится ЭДС, которая фиксируется с помощью двухкоординатного самописца ЭНДИМ-622.01. По полученному графику и с учетом скорости горизонтальной развертки определяется период свободных колебаний системы  $T$  и рассчитывается частота ее собственных колебаний  $f_0$  ( $f_0 = 1/T$ ).

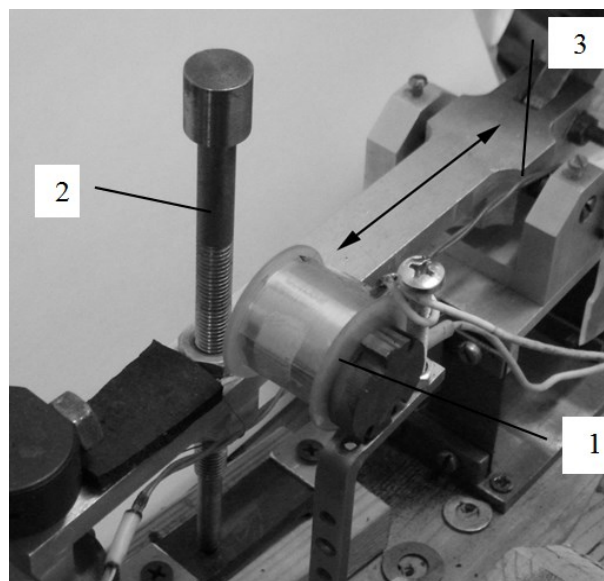


Рисунок 3 – Фотография, поясняющая положение индукционного датчика, установленного относительно опорного винта стрелы, при определении частоты ее свободных колебаний: 1 – индукционный датчик; 2 – опорный винт; 3 – стрела

Выполнялись эти измерения при снятом с установки приводе вращения эксцентрика в следующей последовательности. С помощью тонкой нити, один конец которой закреплялся к верхней (подвижной) части упругого подвеса, осуществлялась его упругая деформация на величину 4–5 мм. После этого нить отпускалась, и стрела совершала свободные колебания, которые фиксировались на бумажном носителе самописца. В качестве примера на рисунке 4 представлена полученная осциллограмма. Из нее видно, что свободное движение стрелы представляет собой затухающие колебания, характеризующиеся снижением во времени их амплитуды при постоянном значении периода колебаний  $T$ .

С помощью данной методики определены значения частоты собственных колебаний стре-

лы в зависимости от усилия прижатия опорного винта ( $P_{ст}$ ) к резиновой прокладке.

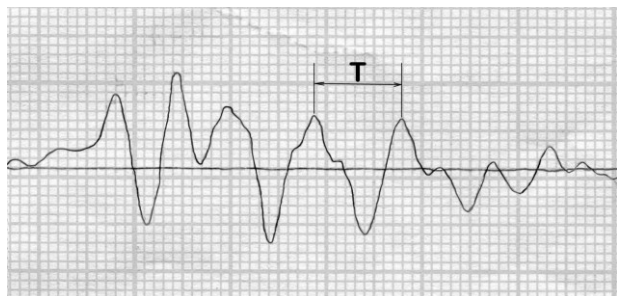


Рисунок 4 – Осциллограмма свободных колебаний стрелы (масштаб по  $x = 0,2$  с/см)

Установлено, что по мере увеличения  $P_{ст}$ , частота собственных колебаний стрелы снижается с 10,2 Гц (при  $P_{ст} = 1,2$  Н) до 8,4 Гц (при  $P_{ст} = 6,2$  Н). Объясняется это тем, что увеличение усилия прижатия опорного винта к резиновой прокладке приводит к возрастанию сил вязкого трения, действующих при их относительном скольжении, а это равносильно возрастанию коэффициента демпфирования в колебательной системе, что согласно формуле (3) обуславливает снижение частоты ее свободных колебаний. Полученные результаты позволяют определить наибольшую частоту вынужденных колебаний, сообщаемых системе с помощью эксцентрика, а соответственно, и допустимую частоту его вращения. Так, для обеспечения стабильного режима работы колебательной системы необходимо, чтобы частота вынужденных колебаний была ниже частоты ее свободных колебаний, т.е. имел место дорезонансный режим ее возбуждения. В нашем случае, когда наибольшее значение частоты свободных колебаний системы составляет приблизительно 8–10 Гц, частота вынужденных колебаний не должна превышать 4–5 Гц, что соответствует частоте вращения эксцентрика 240–300 мин<sup>-1</sup>.

Важным параметром рассматриваемой колебательной системы, влияющим на частоту ее свободных колебаний, является коэффициент жесткости упругого подвеса стрелы. Его значение зависит как от жесткости самих плоских пружин, так и от конструктивного исполнения всего плоскопараллелограммного подвеса, что затрудняет аналитический расчет данного коэффициента. Поэтому целесообразно для его нахождения использовать экспериментально полученные данные, связывающие величину упругой деформации подвеса  $\delta$  со значением

приложенной нагрузки  $P_x$ , вызывающей эту деформацию.

С целью измерения этих параметров в работе использовалась методика, которая поясняется рисунком 5.

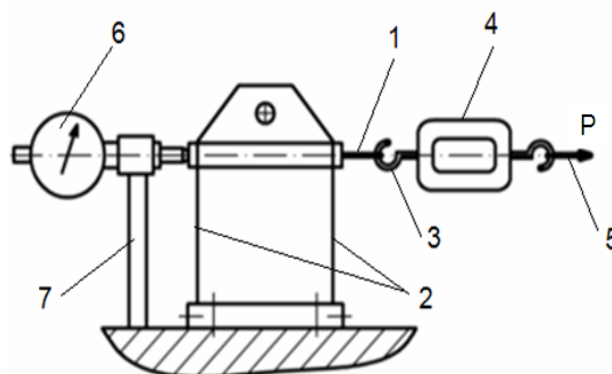


Рисунок 5 – Схема измерения деформации упругого подвеса стрелы при различных усилиях нагружения: 1 – нить; 2 – упругий подвес; 3, 5 – зацепы; 4 – динамометр; 6 – индикатор часового типа; 7 – стойка

Один конец нити 1 закрепляется в верхней (подвижной) части упругого подвеса 2, а второй – на зацепе 3 электронного динамометра 4 с ценой деления 0,1 Н. Путем приложения усилия растяжения к его противоположному зацепу 5, величина которого фиксируется по показаниям динамометра, осуществляется упругая деформация подвижной части подвеса. Ее значение измеряется с помощью индикатора часового типа 6 (ИЧ-10), закрепленного на стойке 7.

На рисунке 6 приведена экспериментально полученная зависимость упругой деформации подвеса стрелы от усилия его нагружения. Как видно, в исследованном диапазоне изменения  $P_x$ , она является нелинейной, вместе с тем на ней имеется начальный линейный участок, который сохраняется до значения деформации порядка 3–3,2 мм. Отсюда следует важный практический вывод о том, что амплитуда вынужденных колебаний, сообщаемых подвесу с помощью вращающегося эксцентрика, не должна превышать указанную величину.

Как показали расчеты, для линейного участка зависимости  $\delta (P_{ст})$  значение коэффициента жесткости подвеса ( $c = P_{ст}/\delta$ ) составляет  $c = 7100$  Н/м. Определив путем взвешивания массу  $m$  стрелы вместе с узлом ее качания, которая составила 1,9 кг, и располагая значением коэффициента жесткости подвеса, по формуле

$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$  рассчитана круговая частота собственных колебаний системы без учета действующих в ней сил трения, и определена собственная частота системы, составившая  $f_0 = 9,73$  Гц. Таким образом, расчетное значение  $f_0$  близко соответствует экспериментально полученной величине собственных колебаний стрелы, что позволяет на практике использовать предложенную методику для определения частоты свободных колебаний стрелы, установленной на упругом параллелограмном подвесе с учетом жесткости применяемых плоских пружин, а также его конструктивного исполнения.

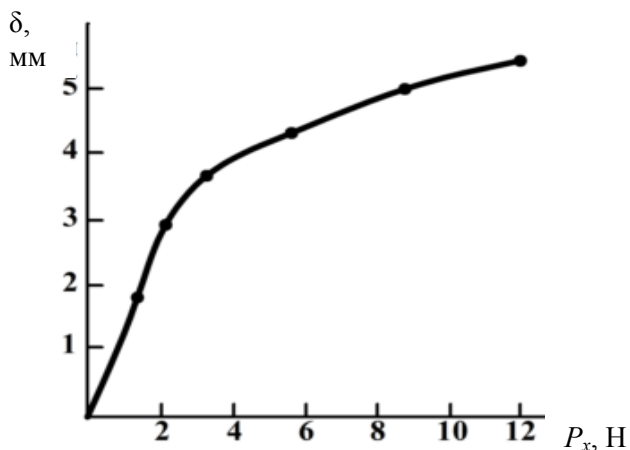


Рисунок 6 – Зависимость деформации подвеса стрелы от усилия его нагружения

### Заключение

1. Предложена методика определения частоты свободных колебаний стрелы модернизированной распиловочной секции, основанная на получении и последующей обработке осциллограммы ее затухающих колебаний, действующих вдоль горизонтальной оси.

2. Создан аппаратно-измерительный комплекс, включающий индукционный датчик колебательных смещений опорного винта стрелы с выходом на двухкоординатный самописец, позволяющий получать на бумажном носителе осциллограмму ее затухающих колебаний, с помощью которой можно определять их период и частоту ее свободных колебаний.

3. С помощью созданного аппаратно-измерительного комплекса получены экспериментальные данные, отражающие влияние усилия прижима опорного винта стрелы к резино-

вой прокладке на частоту свободных колебаний системы. Установлено, что с увеличением этого усилия от 1,2 до 6,2 Н, частота свободных колебаний стрелы снижается с 10,2 до 8,4 Гц, что объясняется возрастанием степени демпфирования в колебательной системе за счет повышения сил трения, действующих в зоне скользящего контакта опорного винта с поверхностью резиновой прокладки.

4. Предложена простая методика определения коэффициента жесткости плоскопараллельного подвеса стрелы, основанная на измерении его деформации при различных значениях усилия его нагружения, позволяющая при известной массе подвижного звена вычислять значение частоты собственных колебаний системы.

5. Определены рациональные параметры возбуждения колебательной системы модернизированной распиловочной секции. В частности, установлено, что для обеспечения дорезонансного (рабочего) режима ее работы, частота вынужденных колебаний не должна превышать 4–5 Гц, а для обеспечения постоянного значения коэффициента жесткости упругого подвеса стрелы их амплитуда должна быть не более 3–3,2 мм.

### Список использованных источников

1. Епифанов, В.И. Технология обработки алмазов в бриллианты / В.И. Епифанов, А.Я. Лесина, Л.В.Зыков ; под ред. В.И. Епифанова. – М. : Высш. шк., 1987. – 335 с.
2. Киселев, М.Г. Повышение интенсивности и качества распиливания твердых сверхтвердых материалов путем сообщения заготовке двухмерного циркуляционного движения / М.Г. Киселев, А.В. Дроздов, Д.А. Ямная // Вестник БНТУ. – 2011. – № 5. – С. 36–40.
3. Киселев, М.Г. Установка для распиливания монокристаллов алмаза при сообщении заготовке периодического циркуляционного движения / М.Г. Киселев, А.В. Дроздов, Д.А. Ямная // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. – 2011. – № 2. – С. 3–9.
4. Киселев, М.Г. Методики и средства определения пространственных и временных параметров двухмерного циркуляционного движения заготовки при ее взаимодействии с распиловочным диском / М.Г. Киселев, А.В. Дроздов, Д.А. Ямная // Приборы и методы измерений. – 2012. – № 1 (4). – С. 87–91.
5. Сурьянинов, Н.Г. Теоретические основы динамики машин : учеб. пособие / Н.Г. Сурьянинов, А.Ф. Дашенко, П.А. Белоус. – Одесса : ОГПУ, 2000. – 306 с.



Kiselyov M.G., Drozdov A.V., Yamnaya D.A.

**Technique and hardware for the free oscillation frequency determination of modernized sawing unit arrow**

Basic points of the developed technique are stated and the description of hardware and measuring facilities for determination of oscillation frequency of modernized sawing unit arrow is provided. The sequence of measurements for determination of the free oscillation frequency of the arrow, and also coefficient of rigidity of elastic subweight is described. On the basis of experimentally evaluated values of the free oscillation frequency of the arrow and coefficient of rigidity of its subweight parameters of excitement of oscillatory system are established. These parameters includes the forced oscillation frequency and amplitude which provide an underresonant mode of the system performance. (E-mail: darya\_echo@mail.ru)

**Key words:** sawing unit, the free oscillation, forced oscillation.

*Поступила в редакцию 26.03.2013.*