## Об одной модели механических колебаний вентилятора главного проветривания

**Динамическую схему вентиляционной установки с осевым вентилятором можно разделить условно на 4 узла, вызывающие вибрацию установки (рисунок 1):**

* Ротор приводного двигателя, представляющего двухопорный вал с распределенной массой по его длине (позиция 1).
* Зубчатые муфты с внутренним зацеплением (позиции 2 и 4).
* Трансмиссионный вал (позиция 3).
* Ротор вентилятора (двухопорный вал, на котором жестко закреплены два рабочих колеса с набором рабочих лопаток, позиция 9).

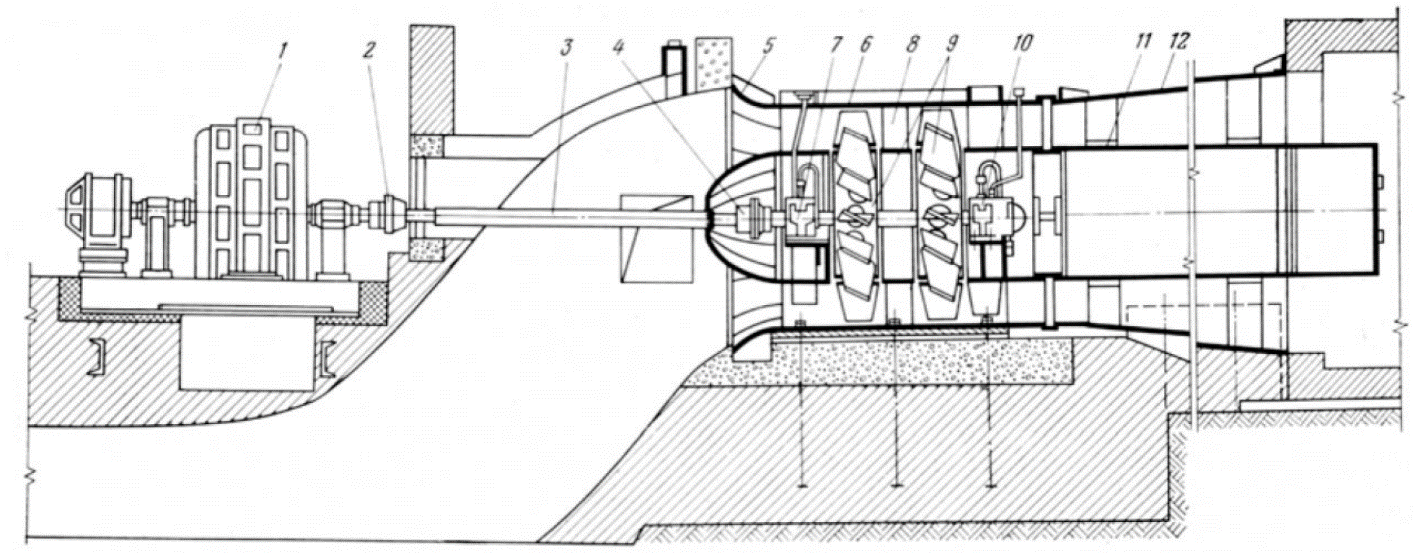


Рисунок 1 – Вентиляторная установка главного проветривания с осевым вентилятором

**где**

* 1 – электродвигатель.
* 2, 4 - соединительные муфты.
* 3 - промежуточный вал.
* 5 – коллектор.
* 6 – кожух.
* 7, 10 - подшипниковые опоры.
* 8 - спрямляющий аппарат.
* 9 – ротор.
* 11 - обечайка диффузора.
* 12 - внешний конус диффузора.

### Определение колебательной системы

**На рисунке 2 приведена расчетная эквивалентная схема осевого вентилятора:**

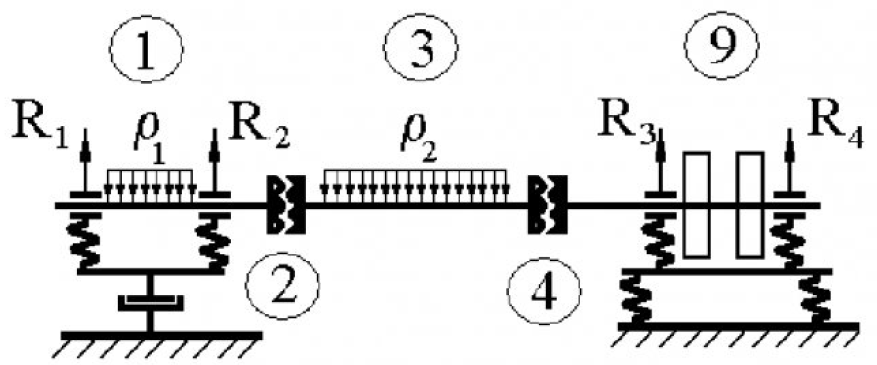


Рисунок 2 – Расчетная эквивалентная схема осевого шахтного вентилятора

**Не следует, конечно, забывать о вредных последствиях, которые налагают на общий уровень вибрации всей установки:**

* Фундамент.
* Корпус вентилятора.
* Элементы диффузора.
* Вентиляционные воздухоподводящие и отводящие каналы.
* Другие элементы динамической схемы.

Все вышеперечисленные элементы могут оказывать лишь вторичное воздействие на колебательный режим всей установки. Вторичное воздействие, чаще всего, проявляется как дополнительные наложения на основную форму колебания.

Однако в дальнейшем ограничимся рассмотрением механических колебаний только вращающихся элементов и возникновением вихрей при обтекании воздушным потоком лопастей, которые могут вызвать резонансные явления в рабочих лопатках.

Выделенные узлы динамической системы вентиляционой установки представляют собой вращающиеся элементы с различными внешними нагрузками, поэтому, с небольшим допущением, их можно принять за вращающийся вал с жестко насаженными на нем дисками (сосредоточенная нагрузка) или с массой, распределенной по всей длине вала.

**Рассмотрим колебательную систему, представляющую собой вращающийся вал, к произвольному сечению которого приложены различные внешние периодические нагрузки (рисунок 3):**

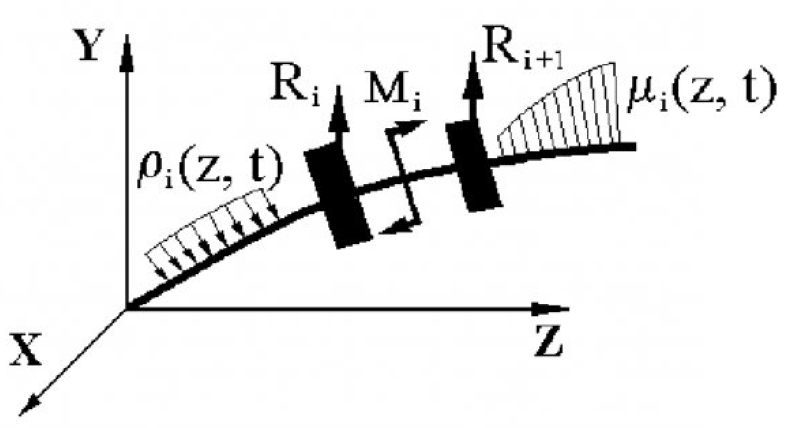
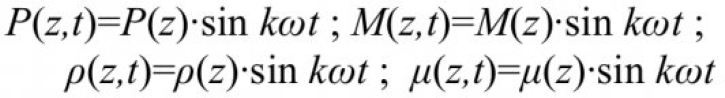


Рисунок 3 – К выводу уравнения колебаний вращения

**Следовательно, получаем следующие выражения:**

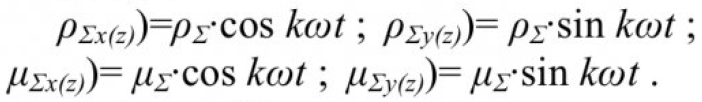
 (1)

**Выражение (1) можно представить через обобщенную интенсивность, что упростит последующие рассуждения:**

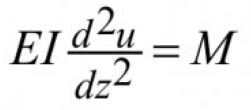
 (2)

Под действием этих нагрузок вращающийся вал будет совершать сложное движение - колебание относительно оси, проходящей через опоры, где скорость колебания системы равна круговой частоте действующих нагрузок kω.

**Следовательно интенсивность вибрации определяется жесткостными и массовыми характеристиками системы и амплитудой действующих сил и моментов, которые в проекции на оси X и Y будут равны:**

 (3)

**Связь между изгибающим моментом и прогибом сечения определяется соотношением [1]:**

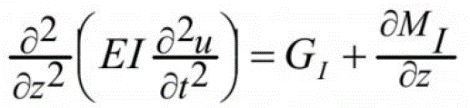
 (4)

**где**

* u - прогиб сечения в направлении оси Y.
* l - жесткость сечения на изгиб, н\*м2.

### Определение дифференциальных зависимостей

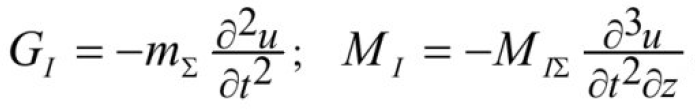
**Дифференциальная зависимость между внешними нагрузками, действующими на балку, и внутренними силами может быть представлена выражением [2]:**

 (5)

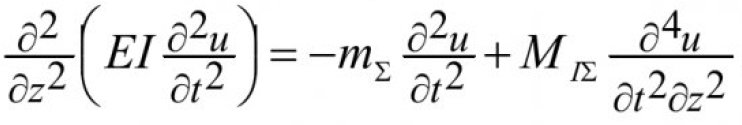
**где**

* GI, - соответственно сила инерции.
* MI - инерционный момент элемента.

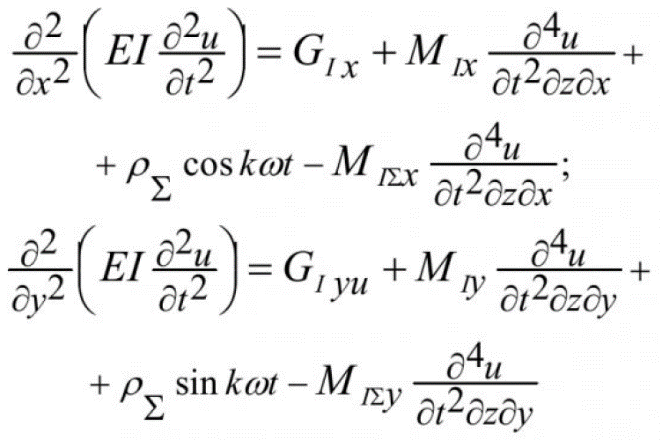
**Данные параметры определяются по известным выражениям:**

 (6)

**Если в (5) подставить значение GI и МI из (6), получим уравнение движения колеблющейся балки с учетом инерции поворота:**

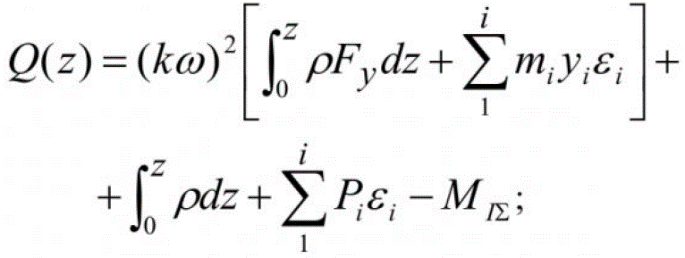
 (7)

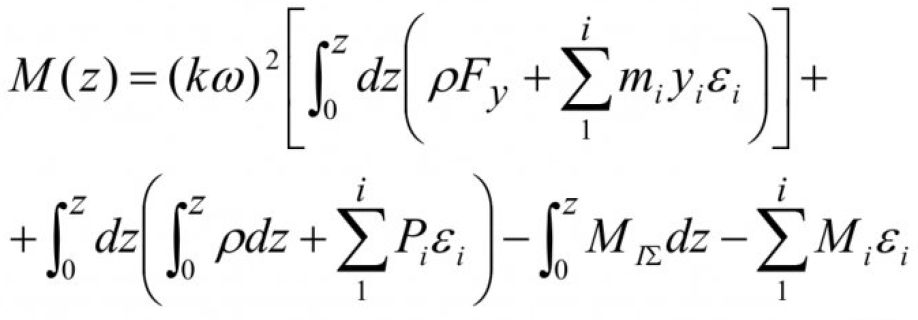
**По аналогии с (7) запишем все поперечные нагрузки (3), действующие на вращающийся вал:**

 (8)

Система дифференциальных уравнений (8) в общем виде является исходным уравнением вынужденных изгибных колебаний вращающегося вала.

**Данная система позволяет определить величину перерезывающего усилия Q(z) и изгибающий момент M{z) в текущем сечении:**

 (9)

 (10)

**где**

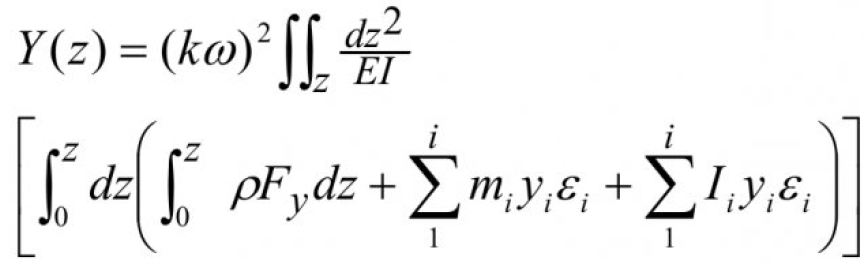
* pF - погонная масса, кг/м.
* kω - круговая частота колебаний, рад/с.
* mi - масса, кг.
* Рi - сосредоточенные внешние силы, Н.

Определение перерезывающего усилия и изгибающего момента необходимо при производстве балансировки вращающихся систем.

Нас же в большей мере интересует амплитудно-частотная характеристика колеблющейся системы. Такая характеристика может быть получена из уравнения (10) путем двойного интегрирования.

При этом следует помнить, что распределенные моментные и инерционные нагрузки действуют лишь на величину общего уровня вибрации, а на характер изменения не оказывают влияния, поэтому для упрощения математических преобразований их не учитываем.

**Поэтому уравнение вынужденных колебаний под действием возмущающей нагрузки, после проведения несложных математических преобразований, можно записать:**

 (11)

Уравнение (11) представляет зависимость параметров колебательного процесса вращающейся системы от внешних динамических нагрузок. При этом следует отметить, что в него входят лишь геометрические и массовые параметры вращающейся системы.

Динамическая схема вентиляционной установки, представляющая в настоящей работе предмет исследований, в основном состоит из вращающихся элементов, следовательно, частное решение уравнения (11) может быть использовано для анализа амплитудно-частотных характеристик.

### Список литературы

1. Бабаков И. М. Теория колебаний. - М.: Дрофа, 2004. - 591 с.
2. Тимошенко, С. 77. Прочность и колебания элементов конструкций - М.: Наука, 1975.-704 стр.

Источник: Об одной модели механических колебаний вентилятора главного проветривания / Б.Л. Герике, В.Н. Шахманов // Вестник КузГТУ. - 2011. - №6. - C. 30-32.