

Имомкулов Шухратжон Бокижонович,
Эргашев Жамолиддин Саматович, Рустамов Рахмонжон Равшанбек угли,
Наманганский текстильный промышленный институт,
г. Наманган, Узбекистан

**ВЛИЯНИЕ ЛИНЕЙНОГО ИЗГИБА ПИЛЬНОГО ЦИЛИНДРА
И ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ВАЛА НА ПОВЕРХНОСТЬ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ
THE EFFECT OF LINEAR BENDING OF THE SAW CYLINDER AND THE
MOVEMENT OF THE SHAFT ON THE CROSS-SECTIONAL SURFACE**

Аннотация: Предложена новая конструкция составного вала технологических машин, приводится аналитический метод расчета углового и линейного перемещения системы, состоящей из пильного цилиндра, а также рассматривается расчетная схема с учетом технологического сопротивления на вибрации вала.

Abstract: A new design of the support of the composite shaft of technological machines is proposed, an analytical method of calculation is given of the angular and linear displacement of the system consisting of a saw cylinder, and also the design scheme is considered taking into account the technological resistance.

Ключевые слова: составной вал, опора, конструктивная схема, несимметричное расположение масс, пильный цилиндр, угловое перемещение, линейное перемещение, изгибающий момент, поперечная сила.

Keywords: composite shaft, support, structural diagram, non-symmetrical arrangement of masses, saw cylinder, angular displacement, linear displacement, bending moment, transverse force.

Вопросы надежности, прочности, долговечности и ресурса являются важнейшими в современной технике. Вследствие непрерывно возрастающих требований к быстроходности, экономичности, надежности и к снижению массы машин расчеты на прочность становятся все более сложными. Они должны учитывать различные режимы работы, реальные свойства материалов, условия нагружения, технологические, эксплуатационные и другие факторы.

Недостатком существующих опор в составе любых механизмов и машин является непосредственная передача колебания вращающихся валов в корпусах машин и механизмов на сами корпуса, что приводит к увеличению виброшума соответствующих машин и механизмов.

Кроме того, конструкция не позволяет параллельные смещения оси вала при вертикальных деформациях опор при несимметричном расположении масс на валу, то есть центр масс вала не находится в середине по длине вала. Это приводит к нарушению движения машины из-за нарушения технологических зазоров.

В работе [6] отмечено, что опорами, в которых подшипник сопрягается непосредственно с корпусом и присоединительными поверхностями подшипника качения к корпусу, являются наружный диаметр и ширина колец.

В другой известной конструкции подшипниковая опора вала содержит корпус с смонтированным в него подшипником и размещенным между наружной поверхностью и корпусом упругим элементом переменного сечения овальной формы. При этом большая ось наружной овальной поверхности установлена в корпусе так, что ось минимальной жесткости совпадает с направлением силы нагружения [1].



Конструкция опоры для поглощения колебаний вращающихся валов содержит корпус с смонтированным в нем подшипником и размещенным между его наружной поверхностью и корпусом упругим элементом, выполненным в виде втулки. Втулка выполнена, например, из резины круглого сечения, при этом ось отверстия втулки смещена относительно нецентральной оси в направлении, противоположном направлению действия равнодействующей силы, нагружена на величину не более 15% от внутреннего радиуса втулки [2].

В следующей конструкции опоры для поглощения колебаний вращающихся валов упругий элемент расположен в корпусе и выполнен в виде усеченных конических втулок, установленных таким образом, что меньшее основание втулок направлено к наружной поверхности корпуса, а основание большого диаметра – в сторону внутренней поверхности корпуса.

При этом конструкция позволяет поглощения некоторых осевых колебаний вала. Но данная конструкция также не обеспечивает параллельные смещения оси вала из-за несимметричного расположения масс на валу (при расположении центр масс вала вне центра вала по его длине) [3].

Недостатком существующих опор в составе любых механизмов и машин является непосредственная передача колебания вращающихся валов в корпусах машин и механизмов на сами корпуса, что приводит к увеличению виброшума соответствующих машин и механизмов. Кроме того, конструкция не позволяет параллельные смещения оси вала при вертикальных деформациях опор при несимметричном расположении масс на валу, то есть центр масс вала не находится в середине по длине вала. Это приводит к нарушению движения машины из-за нарушения технологических зазоров. Кроме того, сложность и большие затраты в изготовлении конструкции, а также невозможность обеспечения параллельности смещение оси вала при несимметричном расположении масс частей вала.

Предлагаемая конструкция опоры обеспечивает снижение вибрации вала параллельным смещением оси вала по вертикали при несимметричном расположении масс на валу по его длине и является актуальной задачей.

Для погашения колебаний вращающихся валов предложена новая конструкция опоры, содержащая корпус с смонтированным в него подшипником и размещенным по его наружной поверхности упругим элементом, при этом толщина упругих элементов выбрана пропорционально расстояниям от подшипниковых опор до центра масс вала по его длине, при этом выбрано соотношение (рис. 1):

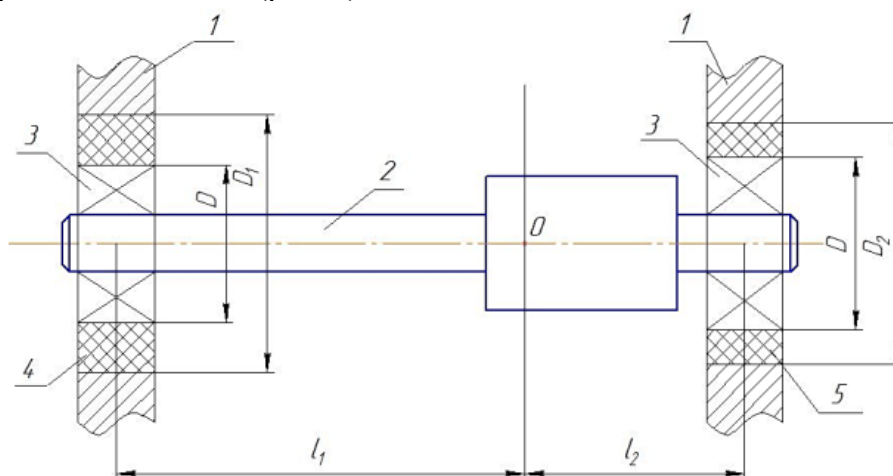


Рис. 1. Конструкция опоры для поглощения колебаний



Рекомендуемая опора для поглощения колебаний валов при несимметричном расположении частей вала и рабочего органа по его длине обеспечивает параллельное перемещение оси вала в процессе работы машины. Это обеспечивает требуемые технологические зазоры в машине.

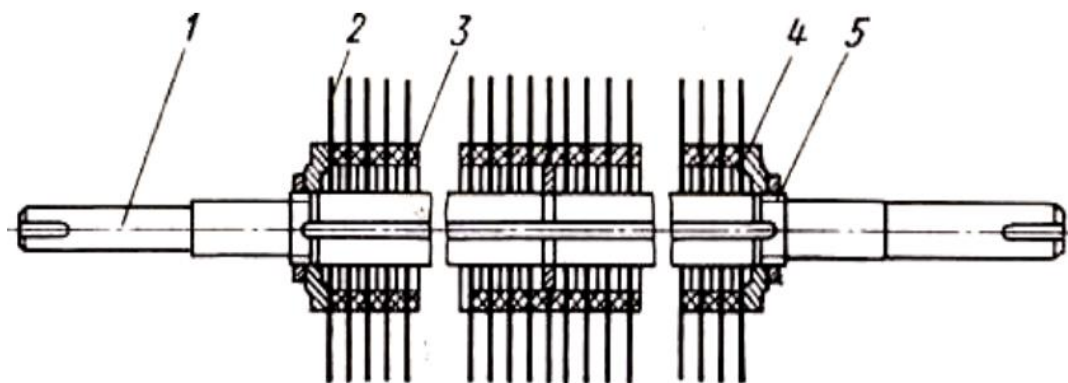
Опора для поглощения колебаний вращающихся валов содержит корпус, в котором установлены неподвижно упругие втулки с различной толщиной. При этом внутренние диаметры

Смещение опоры от центра подшипника в сторонах внутреннего торца связано со смещением в эту сторону максимальных контактных давлений вследствие деформации вала и подшипника [4].

В уточненном расчете следует учесть распределение давлений по длине контакта цапфы и подшипника, рассматривая упругий контакт вала и подшипника через условный контактный слой. Нагрузки от дисков, шкивов, зубчатых колес и других деталей также передаются на валы через площадки контакта.

Распределение давлений (напряжений) в зонах контакта зависит от ряда конструктивных и технологических факторов, а расчетное определение этих давлений в соединениях и передачах связано со значительными математическими трудностями.

В целях изучения влияния технологического сопротивления на прогиб массового рабочего вала принимаем для расчетов вал пильного цилиндра волокноотделителя, конструкция которого приводится на рис. 2.



1 – пильный вал; 2 – пильные диски; 3 – между пильные прокладки;
4 – шайбы; 5 – зажимные гайки (правая и левая)

Рис. 2. Общий вид пильного цилиндра джина

Пильный цилиндр джина предназначен для захвата зубьями пильных дисков волокна летучек, отрыва его от семян и выноса через щелевые зазоры в колосниковой решетке к воздух съёмному аппарату. Кроме того, одновременно с отрывом волокна пильный цилиндр, вступая в контакт с сырцовым валиком на дуге захвата волокна в рабочую камеру, вращает его, что создает условия для постоянной подачи на пильные диски свежих летучек.

Установлены следующие технологические требования, предъявляемые к пильному цилиндру: пильный цилиндр должен иметь высокую захватывающую способность для обеспечения заданной производительности и бесперебойного вращения сырцового валика; пильные диски должны быть жестко закреплены на валу пильного цилиндра, не менять своего положения во время работы.

При вращении цилиндра пилы проходят строго по центру щелевого зазора между колосниками. Один конец пильного вала закрыт предохранительной втулкой, а второй через полужесткую муфту соединен с валом электродвигателя. По всей рабочей длине вала про



фрезерована канавка, в которую входят язычок пильного диска, предохраняющий пилу от проворачивания. На середине рабочей длины пильного вала насажена фиксирующая шайба, от которой в обе стороны располагают пильные диски.

В работе [7] для теоретического расчета влияния технологического сопротивления (плотность и масса сырцового валика, производительность машины) на процесс деформирования вала пильного цилиндра произведен расчет, который состоит из нескольких этапов:

- расчет на изгиб вала пильного цилиндра (точка установки пильных дисков будет нефиксированной);
- расчет на изгиб пильного цилиндра, с учетом пильных дисков и прокладок (в статическом положении).

Нас интересует вопрос прогиба составного массового вала, а также вибрации вала параллельным смещением оси вала по вертикали при несимметричном расположении масс на валу по его длине.

Для того чтобы составить математическое описание объекта расчета и по возможности просто решить задачу, в расчетах реальные конструкции заменяют идеализированными моделями или расчетными схемами. При этом расчет становится приближенным, с помощью этого метода мы произвели расчет пильного цилиндра на изгиб.

На рис. 3 предложена расчетная схема пильного цилиндра с учетом пил и прокладок в равно распределенном варианте, при расчете которого поперечная сила распределяется по длине вала, – восходящий, а изгибающий момент – в плоской форме, это происходит непосредственно под влиянием равно распределенной силы (g – пильные диски и прокладки (масса)).

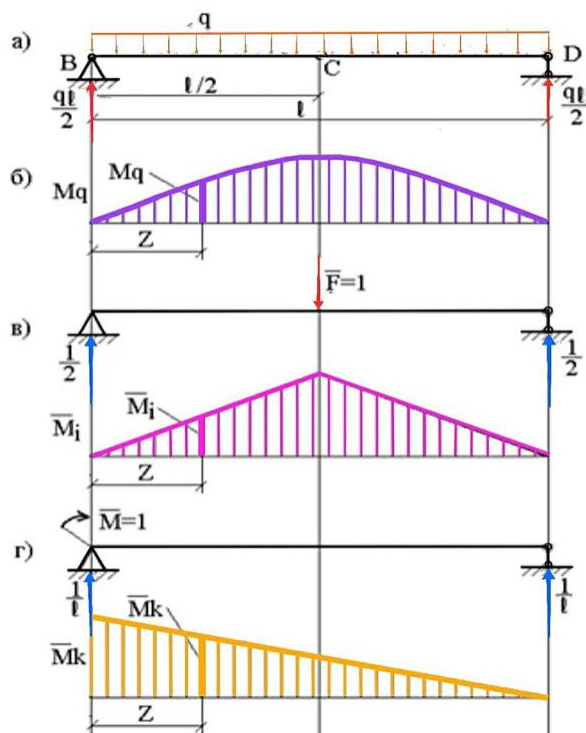


Рис. 3. Расчетная схема пильного цилиндра

При изменении z , т.е. при переходе к другим точкам оси балки, прогиб y и угол поворота θ поперечного сечения изменяются. Следовательно, они являются функциями z :



$$y = y(z), \theta = \theta(z). \quad (1)$$

С учетом дифференциальных зависимостей между изгибающим моментом, поперечной силой и интенсивностью распределенной нагрузки можно составить систему дифференциальных уравнений упругой линии балки:

$$u'_y = \theta; u''_y = \frac{M_z}{EI_z}; u'''_y = \frac{Q}{EI_z}; u^{IV}_y = \frac{q}{EI_z} \quad (2)$$

$$\frac{u^2 y}{dz^2} = -\frac{M_x}{EJ_x} \quad (3)$$

Уравнение (4) носит название приближенного дифференциального уравнения изогнутой оси упругой балки. Оно получено для случая чистого изгиба, но может быть использовано и при поперечном, когда момент $M_x(z)$ является функцией z .

Интегрируя (4), получаем:

$$\begin{cases} \frac{dv}{dz} = C_1 - \int_0^z \frac{M_x(z)}{EJ_x} dz \\ y = C_1 z + C_2 - \int_0^z \int_0^z \frac{M_x(z)}{EJ_x} dz dz \end{cases} \quad (4)$$

Произвольные постоянные C_1, C_2 имеют геометрический смысл. Обозначим через

$$y_0, \theta_0 = \frac{dy_0}{dz}$$

прогиб и угол поворота сечения соответственно в начале координат при $z = 0$. Тогда при $z = 0$ из (5) получаем:

$$\theta_0 \approx \frac{dy_0}{dz} = C_1, y_0 = C_2.$$

Величины y_0, θ_0 называют начальными параметрами задачи по определению перемещений в балках. Соотношения (5) запишем в виде:

$$\begin{cases} y = y_0 + \theta_0 z - \int_0^z \int_0^z \frac{M_x}{EJ_x} dz dz \\ \theta \approx \frac{dy_0}{dz} \approx \theta_0 - \int_0^z \frac{M_x(z)}{EJ_x} dz \end{cases} \quad (5)$$

Так как

$$\int_0^z \int_0^z \frac{M_z(z)}{EJ_x} dz dz = \int_0^z \frac{M_z(t)}{EJ_x} (z - t) dt,$$

то решение можно записать в виде:

$$\begin{cases} y = y_0 + \theta_0 z - \int_0^z \frac{M_z(t)}{EJ_x} (z - t) dt, \\ \theta = \theta_0 - \int_0^z \frac{M_x(t)}{EJ_x} dz \end{cases}$$

В соответствии с дифференциальными зависимости Журавского:

$$Q_x = \frac{dM_x}{dz}, \frac{dQ_y}{dz} = \frac{d^2 M}{dz^2} = -q_y \quad (6)$$

Дифференцируя (4) дважды по z и используя зависимости (6), находим:

$$Q_y = -\frac{d}{dz} \left[EJ_x \frac{d^2 y}{dz^2} \right], \quad (7)$$

$$\frac{d^2 y}{dz^2} \left[EJ_x \frac{d^2 y}{dz^2} \right] = q_y. \quad (8)$$

При постоянной жесткости вала EJ_k получаем

$$Q_y = -EJ_x \frac{d^3 y}{dz^3}, \quad (9)$$

$$\frac{d^4 y}{dz^4} = \frac{q_y}{EJ_x}. \quad (10)$$



Общее решение неоднородного уравнения (10) имеет вид:

$$y = C_1 z_3 + C_2 z_2 + C_3 z + C_4 + y_0, \quad (11)$$

где y_0 – его частное решение.

Постоянные C_k ($k = 1, 2, 3$) находятся из условий на опорах балки. Эти условия называют граничными или краевыми. Изгибающий момент в сечении стержня (вала) равен сумме моментов внешних сил, действующих на оставшуюся часть стержня (вала), относительно центра тяжести сечения

Результаты обработки полученных решений с выравниванием технологического сопротивления показывают, что с изменением технологического сопротивления (положение силы) линейно увеличиваются силы реакции на опорные точки, рост которых непосредственно влияет на линейное изгиб поперечного сечения и на перемещение вала.

Список литературы:

1. Анализ механического механизма заболеваний резинового подшипника качения / С. Фань, В. Сяогуан, Ф. Мяомяо, В. Чи [и др.] // Международная конференция по энергосбережению, охране окружающей среды и гражданскому строительству. – 2021. – № 12.
2. Опора для поглощения вибрации вращающихся валов // Патент Республики Узбекистан. UZ IDP 04489. – Ташкент, 2000.
3. Опора для поглощения вибрации вращающихся валов // Патент Республики Узбекистан. UZ FAP 01340.30 ноября 2018 г. / Худойкулов Ш.С. [и др.]
4. Расчет на прочность деталей машин: справочник / И.А. Биргер [и др.]. 4-е изд. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.
5. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. – 420 с. 6. Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: Машиностроение, 1986. – 235 с.
7. Agzamov M., Yunusov S. On the technological development of cotton primary processing, using a new drying/purifying unit // 17th World Textile Conference AUTEX 2017 – Textiles – Shaping the Future IOP Publishing IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – 2017. – 254.
8. Automatic control of longitudinal form accuracy of a shaft at grinding / A.H. Marcinkevičius – Vilnius Gediminas Technical University, Basanavičius 28, 03224 Vilnius, Lithuania.

