



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный
технический университет**

Кафедра «Конструирование и производство приборов»

ЭЛЕМЕНТЫ ПРИБОРОВ

Лабораторный практикум

**Минск
БНТУ
2014**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Конструирование и производство приборов»

ЭЛЕМЕНТЫ ПРИБОРОВ

Лабораторный практикум
для студентов специальности
1-38 01 01 «Механические и электромеханические приборы
и аппараты»

Минск
БНТУ
2014

УДК 621.2-2(076.5)
ББК 34.9я7
Э45

Составители:
А. А. Новиков, П. О. Корзун

Рецензенты:
А. А. Дробыш, О. А. Прохоров

Элементы приборов : лабораторный практикум для студентов
Э45 специальностей 1-38 01 01 «Механические и электромеханические
приборы и аппараты» / сост. : А. А. Новиков, П. О. Корзун. –
Минск : БНТУ, 2014. – 108 с.

ISBN 978-985-550-004-0.

Издание включает в себя теоретические основы по дисциплине «Элементы приборов», методику выполнения лабораторных работ, пример оформления работы, контрольные вопросы.

УДК 621.2-2(076.5)
ББК 34.9я7

ISBN 978-985-550-004-0

© Белорусский национальный
технический университет, 2014

Содержание

Лабораторная работа № 1. ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ОПТИЧЕСКОГО УЗЛА.....	3
Лабораторная работа № 2. ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК УПРУГИХ ЧУВСТВИТЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИБОРОВ.....	20
Лабораторная работа № 3. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ РЕГИСТРИРУЮЩЕГО ПРИБОРА.....	37
Лабораторная работа № 4. ИЗУЧЕНИЕ ДЕМПИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ ПРИБОРОВ.....	50
Лабораторная работа № 5. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ АМОРТИЗИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ ПРИБОРОВ.....	60
Лабораторная работа № 6. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ОПОР И НАПРАВЛЯЮЩИХ.....	70
Лабораторная работа № 7. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ НАПРАВЛЯЮЩИХ.....	80
Лабораторная работа № 8. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ РЕГУЛЯТОРОВ СКОРОСТИ.....	90

Лабораторная работа № 1

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ОПТИЧЕСКОГО УЗЛА

Цель работы

1. Ознакомиться с основными требованиями, предъявляемыми к креплению оптических элементов.
2. Изучить способы крепления оптических элементов.
3. Исследовать конструкцию оптического узла.

Инструменты и принадлежности

1. Оптический узел.
2. Штангенциркуль ШЦ-1 с величиной отсчета по нониусу 0,1 мм или металлическая линейка с диапазоном измерений 250 мм и ценой деления 1 мм.
3. Плоскогубцы.
4. Отвертка.

Общие сведения

Одной из главных задач современного оптического приборостроения является получение высококачественного оптического изображения.

Конструктор начинает проектирование оптического прибора на основании выданного ему технического задания ТЗ и прилагаемого расчета оптической системы. Оптический расчет включает оптическую схему всего прибора и оптические расчеты для отдельных компонентов и узлов схемы, имеющих самостоятельное значение (объектив, окуляр, конденсор, телескопическая система и т. д.).

Наличие погрешностей изготовления и сборки оптической системы приводит к возникновению дополнительных aberrаций (лат. aberratio – уклонение, удаление, отвлечение, т. е. отклонение от нормы; ошибки, нарушения погрешности), а следовательно, к ухудшению качества изображения.

При конструировании всегда должны учитываться не только служебное назначение, но и технологические возможности изготовления оптических деталей. Эти требования определяются при выборе материала и последующей технологии их обработки и контроля.

Детали, изготовленные из прозрачного для оптического излучения материала и входящие в оптическую схему прибора, называются **оптическими**. К ним относятся линзы, зеркала, призмы, светофильтры, прозрачные шкалы, сетки и защитные стекла. Исключение составляют зеркала с наружным покрытием и дифракционные решетки, которые могут быть выполнены из непрозрачного материала.

У оптических деталей можно выделить две группы параметров, необходимых для их изготовления (рис. 1.1).

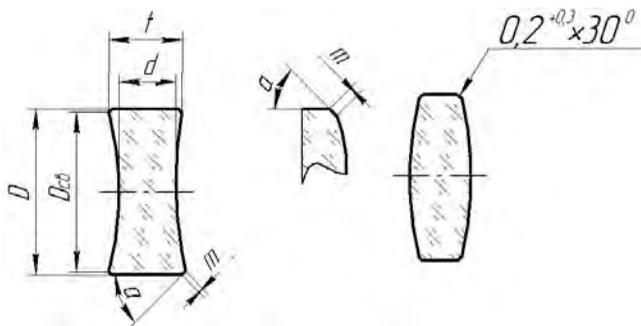


Рис 1.1. Конструктивные элементы линз

Первая группа (расчетные) — параметры, которые характеризуют оптическое действие линз и определяются при расчете оптической системы. К ним относятся световые диаметры, толщина линзы по оси и радиусы кривизны преломляющих поверхностей, а также константы оптического стекла и технические требования к нему, допуски на качество поверхности, чистоту и центрировку.

Вторая группа (конструктивные) — параметры, влияющие на способ крепления. К этой группе относится полный диаметр линзы, выбираемый при окончательном оформлении конструкции линзы в зависимости от способа крепления ее в оправе (для закрепления линзы в оправе полный диаметр линзы всегда делается несколько больше светового), а также размеры и расположение фасок.

Фаски классифицируются по трем группам [1]:

1) **технологические** – предназначенные для удаления мелких выколок, образовавшихся при центрировке, и для предохранения деталей от выколок;

2) **конструкторские** – предназначенные для крепления оптических элементов завальцовкой или обеспечения центрировки, при-

чем размер фаски в отличие от механических деталей берется по гипотенузе;

3) *конструктивные* – предназначенные для удаления излишков стекла, уменьшения массы, обеспечения условий удобного крепления.

Первые два вида фасок нормализованы и выбираются в зависимости от диаметра оптических элементов. Конструктивные фаски не нормализованы и определяются из конструктивных соображений.

Соединения механических деталей с оптическими

При соединении механических деталей с оптическими необходимо помнить о том, что оптические детали имеют защитные покрытия на поверхностях, которые легко подвергаются химическому воздействию, в частности, влага может вызвать неисправность оптического узла.

При наличии смазок и замазок принимаются меры против их распространения на полированные стеклянные поверхности. Уплотнительные прокладки следует выбирать с минимальной гигроскопичностью.

Конструирование узла крепления линзы предполагает обеспечение ее базирования, ориентирования и закрепления в соединении с базовой механической основой, называемой оправой [1].

Конкретное конструктивное решение узла крепления зависит от ряда факторов: назначения линзы, ее материала, размеров и формы, от требований, регламентирующих функционирование этой детали в оптической системе прибора, от назначения прибора и условий его работы, а также от вида производства.

При выборе типа крепления и разработке конструкции узла необходимо обеспечить выполнение следующих общих требований:

- крепление должно быть надежным, т. е. во время работы прибора положение линзы относительно оправы не должно изменяться;
- замыкающие усилия, необходимые для осуществления сопряжения между линзой и оправой, не должны вызывать опасных деформаций и напряжений;
- базовая основа узла, ориентирующие и крепежные детали или их элементы должны быть расположены вне габаритов светового пучка. Поверхности этих элементов, находящиеся вблизи пучка, не должны быть причиной появления рассеянного света и бликов в системе;

- крепления должны быть технологичны как в отношении изготовления деталей, так и в отношении сборки.

Часто при конструировании узлов крепления линз необходимо учитывать особые требования, связанные со специфическими условиями работы проектируемого прибора. Так, для приборов, работающих в нестабильном тепловом режиме, необходимо учитывать температурные деформации, которые могут повлиять на качество крепления. Для некоторых приборов отдельные узлы крепления должны быть герметичными, т. е. в местах соединения линзы и оправы следует предусмотреть специальное уплотнение.

К функционированию линз предъявляются очень жесткие требования по точности, надежности, стабильности и характеристикам силового режима, поэтому при разработке конструкции крепления линз следует руководствоваться перечисленными ниже основными принципами конструирования:

- соединение оптической детали с элементами узла, обеспечивающими базирование и ориентирование, должно быть статически определенным (не иметь избыточного базирования в соединении деталей);

- соединение оптической детали с элементами узла должно быть геометрически определенным;

- линия действия замыкающей силы должна проходить через зону (площадку) контакта сопрягаемых поверхностей, что позволяет избежать возникновения изгибающего момента, действующего на присоединяемую и базовые детали;

- ограничение смещений оптической детали в узле должно осуществляться преимущественно поверхностями, расположенными перпендикулярно к направлению этих смещений;

- ограничение поворотов (перекосов) оптической детали должно осуществляться элементами крепления, расположенными на наибольшем удалении в пределах габаритов оптической детали;

- сопряжение деталей по их рабочим элементам для объединения рабочего и базового элемента присоединяемой детали, уменьшения размерной цепи и повышения точности расположения рабочих элементов соединения относительно базовых поверхностей;

- ограничены продольный или (и) поперечный «вылет» (расстояния между рабочим элементом и центром его возможного поворота в соединении).

При любом методе крепления линз их цилиндрическая поверхность должна находиться в сопряжении с такой же внутренней поверхностью А оправы (рис. 1.2). При этом исключаются две степени свободы детали – поперечные смещения x и y . Для устранения осевого смещения z и поворотов φ_x и φ_y , рабочая поверхность Р детали должна находиться в сопряжении с уступом Б оправы. Так как это сопряжение одностороннее, то с противоположной стороны должно быть осуществлено силовое замыкание С. Для того чтобы на краю закрепленной детали не возникало «скалывающего» момента сил, необходимо стремиться к тому, чтобы диаметр опоры Б и диаметр линии приложения замыкающих сил С были одинаковыми. Степень свободы φ_z (поворот вокруг оси детали) обычно исключается силами трения, возникающими во всех местах контакта линзы с оправой и элементами крепления.

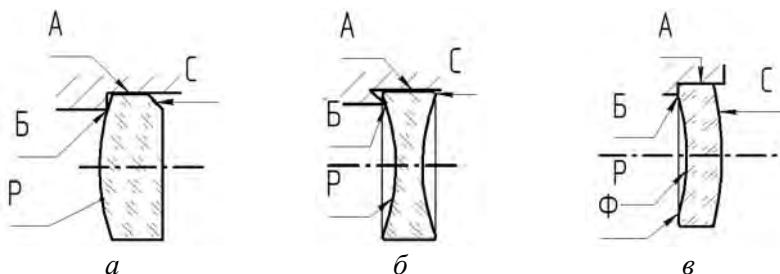


Рис. 1.2. Схема базирования, ориентирования и крепления линз

Для правильного ориентирования оптической детали в оправе ее опора на уступ Б должна осуществляться рабочей поверхностью (рис. 1.2, а и б), а не фаской, в расположении которой относительно оптической оси возможны большие погрешности, поэтому если опора реализуется вогнутой поверхностью детали, форму уступа оправы (рис. 1.2, б) усложняют. Исключение допускается только при наличии плоской конструктивной фаски Ф, перпендикулярной оси детали (рис. 1.2, в).

Существуют следующие способы крепления линз: крепление завальцовкой (закаткой), крепление резьбовым (зажимным) кольцом, крепление пружинящими планками, проволочным (разрезным) кольцом и крепление приклеиванием. Первые два вида крепления используются наиболее широко, так как они являются универсальными.

Крепление завальцовкой

При способе крепления завальцовкой (рис. 1.3) линза удерживается в оправе тонкой кромкой, которая приобретает свою конечную форму в результате пластического деформирования металла во время завальцовки. Такое крепление является неразъемным. Крепежная кромка оправы после завальцовки находится в сопряжении с конусной поверхностью специальной фаски линзы, при этом она не должна выступать за пределы фаски [1].

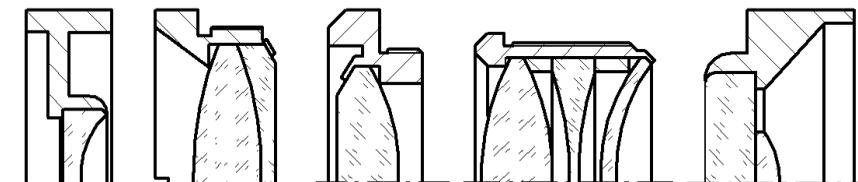


Рис. 1.3. Крепление линз завальцовкой

Профиль оправы для крепления завальцовкой показан на рис. 1.4. При этом оправа должна иметь определенную конструкцию с конкретными размерами, которые зависят от габаритных размеров оптической детали. Крепление оправы в приборе зависит от способа ее центрировки. Наиболее перспективен способ центрировки оправы с линзой методом автоколлимации в плавающем патроне. Он значительно упрощает конструкцию прибора и повышает технологичность его сборки и юстировки. Не рекомендуется использовать способ завальцовки для крепления нескольких линз, разделенных между собой промежуточными кольцами [2, 6].

Крепление завальцовкой применяется:

- всегда для оптических деталей диаметром 10 мм и менее;
- для оптических деталей диаметром до 80 мм;
- для склеенных блоков до 50 мм.

Такое ограничение объясняется тем, что крепежная кромка предельной толщины в 0,5 мм не в состоянии обеспечить необходимую надежность крепления для тяжелых деталей, а в особенности при наличии перегрузок (вибрации, удары и т. д.). Увеличить толщину кромки невозможно, так как в процессе завальцовки по краю детали могут появиться выколки. Кроме того, только тонкая завальцованная

кромка обладает пружинящими свойствами, обеспечивая необходимое силовое замыкание детали и оправы при отсутствии пережатий, а также хорошую компенсацию осевых температурных деформаций [3].

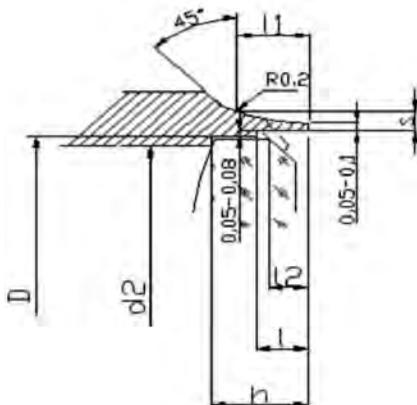


Рис. 1.4. Размеры элементов оправы для крепления завальцовкой

Крепление завальцовкой позволяет избежать необходимости проведения юстировочных работ, так как перекос и децентрировка линз исключаются одновременной обработкой наружного диаметра оправы и подрезкой ее опорных торцов с использованием автоколлимационного метода [4].

Материалы оправ при этом методе крепления должны обладать высокой пластичностью. Наилучшим являются латунь ЛС59-1, применяются также латунь Л 62, дюралюминий марок Д1, Д6, Д16, низкоуглеродистые или другие пластичные конструкционные стали (сталь 20, сталь 30).

При склеенных линзах центрировка обеспечивается линзой, имеющей большую толщину по краю, поэтому применяется ходовая посадка (d_{11}), а для оправы – С10 или С11 в зависимости от посадки центрирующей линзы. При завальцовке в оправе одной линзы применяют: для линзы – посадку d_{11} для оправы – Н11.

Резьбовое соединение

Когда невозможно применить крепление завальцовкой, линзы крепят резьбовым кольцом.

При этом способе крепления оптическая деталь прижимается к опорному уступу оправы резьбовым кольцом, кромка которого нажимает на деталь с противоположной стороны. Это крепление является разъемным. На рис. 1.5 показаны примеры конструкций узлов крепления линз резьбовым кольцом [1].

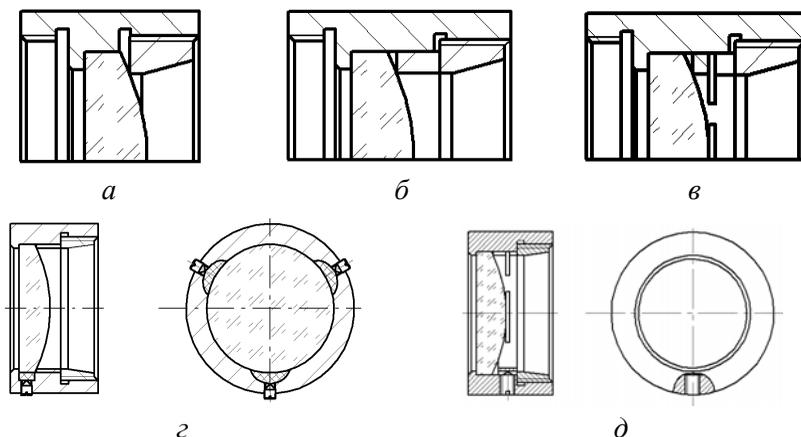


Рис. 1.5. Крепление оптической детали резьбовым кольцом:
а – без дополнительных деталей; *б* – с пружинным кольцом;
в – с промежуточным кольцом; *г* – без пережима с центрировкой

В отличие от крепления завальцовкой этот вид крепления является жестким. Поэтому при работе в сложном температурном режиме возможно существенное ухудшение качества крепления (потеря стабильности при высоких температурах и пережатие – при низких). Помимо того, при креплении резьбовым кольцом трудно обеспечить равномерный прижим оптической детали по всей окружности опорного уступа из-за погрешностей изготовления резьбы, погрешностей расположения торца резьбового кольца (неперпендикулярность), а также погрешностей формы уступа и торца.

Для линз диаметром свыше 50 мм целесообразно применять крепление резьбовым кольцом, а линзы диаметром свыше 80 мм, как правило, крепят в оправе только резьбовым кольцом. Для деталей больших диаметров у этого способа крепления теоретически ограничений нет. Конструктивно же, т. е. при сохранении всех преиму-

шеств, крепить резьбовым кольцом оптическую деталь с диаметром, большим 250–300 мм, не рекомендуется. Для линз диаметром менее 10 мм крепление резьбовым кольцом недопустимо [6].

Резьбовые кольца для крепления линз могут быть с внешней и внутренней резьбой (рис. 1.6). Последние применяют для сокращения размеров оптической системы вдоль оптической оси, а также при креплении линз с большой разностью световых диаметров на их поверхностях.

Для предотвращения резьбовых колец от самоотвинчивания их необходимо контрить. Для этого применяют установочные винты, заворачиваемые в резьбовое отверстие оправы или резьбового кольца с внутренней резьбой. При недостатке места установочный винт может быть завернут в торец оправы и резьбового кольца с внешней резьбой, для чего при сборке под установочный винт засверливают резьбовое отверстие. Резьбовые кольца могут также контриться с помощью грунтовок или уплотнителей.

Резьбовые кольца для заворачивания в оправу или корпус прибора должны иметь шлицы или отверстия под ключ (рис. 1.6, *а*), размещаемые на кольце через 180° или для колец диаметром свыше 200 мм – через 90°. Делать глубину шлица более одной трети толщины кольца не рекомендуется, чтобы не нарушить прочность кольца. Не рекомендуется также отверстия под ключ в резьбовом кольце сверлить насквозь [2].

К достоинствам резьбового соединения можно отнести возможность сборки-разборки конструкции оптического узла, а также использование соединения в тех случаях, когда по конструктивным соображениям крепление завальцовкой невозможно.

В то же время этот способ имеет ряд недостатков, влияющих на качество крепления, а иногда и выводящих из строя дорогостоящую оптическую деталь. К ним относятся:

– неравномерный прижим линзы торцом резьбового кольца вследствие непараллельности осей оправы и гнезда под линзу, что в свою

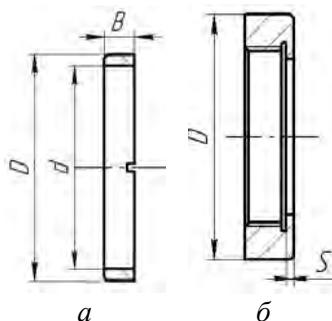


Рис. 1.6. Типы резьбовых колец:
а – резьбовое кольцо;
б – кольцо с внутренней резьбой

очередь приводит к нарушению центровки, местным натяжениям в стекле и ухудшению качества изображения;

- отсутствие компенсаций температурных колебаний, приводящее также к местным натяжениям в стекле и даже разрушению линзы (использование материалов оправы и стекла с минимальной разностью коэффициентов линейного расширения и использование упругих колец);

- необходимость стопорения резьбового кольца при работе в условиях вибрации и ударных нагрузок;

- при закручивании резьбового кольца его вращение передается на линзу, что вызывает ее проворачивание.

Чтобы избежать последнего случая, между линзой и резьбовым кольцом помещают промежуточное кольцо (рис. 1.7).

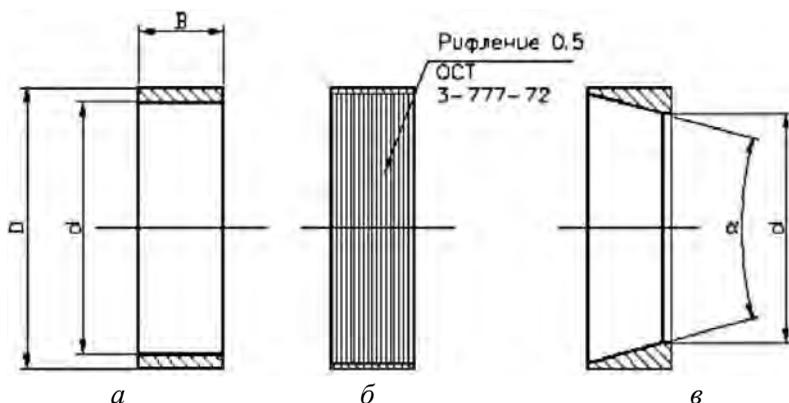


Рис. 1.7. Типы промежуточных колец:

a – промежуточное кольцо; *б* – промежуточное кольцо с рифлением;
в – промежуточное кольцо с расточкой на кону

Промежуточные кольца также применяют при выдерживании определенных расстояний между линзами. Оптические системы такого рода называют *насыпными*, так как в них все линзы (или оправы с линзами) и промежуточные кольца имеют один и тот же диаметр и помещаются в корпусе последовательно одна за другой, как бы насыпаются. Всю систему линз и колец закрепляют в общем корпусе резьбовым кольцом [5].

Промежуточные кольца изготовляют с наружным диаметром, равным полному диаметру линзы.

Длину промежуточного кольца по оси, применяемого для распределения затяжки по контуру линзы, определяют конструктивно, исходя из наличия места для его размещения. Длину промежуточных колец для деталей диаметром 120–200 мм больше 10–15 мм делать не следует. Допуск на непараллельность торцов промежуточных колец назначают 0,005–0,05 мм в зависимости от требований к сборке.

Для уничтожения бликов на внутренней поверхности деталей наносятся риски, обычно с шагом $S = 0,5$ мм и глубиной $t = 0,2$ мм. Внутренняя поверхность деталей чернится.

Для того чтобы избежать больших натяжений, между резьбовым кольцом и линзой помещают упругое пружинное кольцо (рис. 1.8). Оно компенсирует температурное изменение длины оправы и уменьшает давление на линзу со стороны торцов резьбового кольца и оправы.

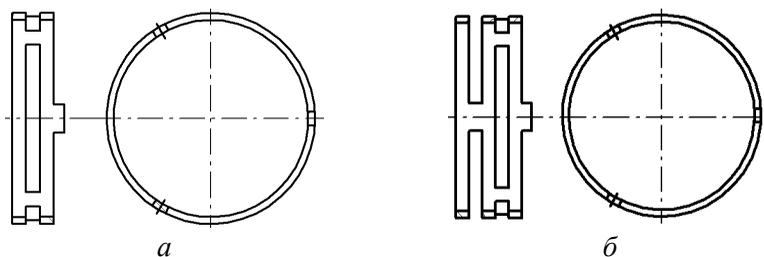


Рис. 1.8. Варианты пружинных колец:
a – с одним рядом прорезей; *б* – с двумя рядами прорезей

При наличии пружинного кольца крепление становится эластичным, что позволяет избежать воздействия осевых температурных деформаций. Такое крепление рекомендуется при больших диаметрах линз (от 300 мм).

Для создания упругих свойств на пружинном кольце делают три паза (рис. 1.8, *a*), разделенных перемычками, расположенными через 120°. Ширину паза кольца обычно назначают в пределах 0,8–1 мм для колец средних диаметров и несколько миллиметров для больших диаметров.

Для равномерного распределения нагрузки на линзу пружинное кольцо снабжают тремя выступами, расположенными под углом 120° на середине каждого упругого элемента кольца. При сборке пружинного

жинное кольцо устанавливают в оправу так, чтобы его выступы упирались в линзу. Высота опорных выступов составляет 0,5–1 мм. Наружный диаметр пружинного кольца назначают равным полному диаметру линзы, а внутренний – ее световому диаметру. Длину простого пружинного кольца по оси (без высоты опорных выступов) принимают не менее разности его наружного и внутреннего диаметров, а двойного – не менее 1,5 от этой разности.

Иногда для более полного уменьшения светорассеяния на свободные поверхности промежуточных, резьбовых и пружинных колец наносят рифление – ряд мелких параллельных канавок с профилем метрической резьбы.

Резьбовые и промежуточные кольца выполняют из таких материалов, как алюминиевые сплавы Д1, Д16, латуни Л63, ЛС59-1, различные стали (20, 40, 45, 50). Пружинные кольца изготавливают из стали 45, 50, иногда из легированной стали 40Х. Все виды колец должны быть подвергнуты чернению. Вид покрытия назначают в зависимости от материала детали и условий ее работы.

Центрировка оси линзы относительно оси оправы обеспечивается зазором посадки на сопряженные диаметры. При креплении одной линзы используют посадки: для оправы – $H9$, для линзы – $e9$. При склеенных линзах: для центрирующей линзы – $e9$, для второй нецентрирующей линзы – $c9$, для оправы – $H9$. В случаях крепления резьбовым кольцом промежуточное кольцо устанавливается по $h9$, а пружинное кольцо – $h11$.

Крепление пружинящими планками

На рис. 1.9 показаны варианты крепления линз пружинящими планками [1].

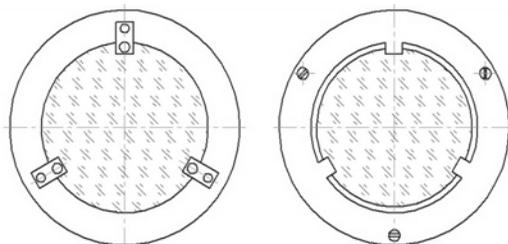


Рис. 1.9. Крепление линз пружинящими планками

Этот вид крепления основан на принципе «трех точек». В трех зонах, расположенных под углом 120° , на оптическую деталь нажимают три одинаковые плоские пружины на три выступа пружины, обеспечивая силовое замыкание детали на базующий уступ оправы. Эти плоские пружины называются *п р у ж и н я щ и м и п л а н к а м и*. Прижимные пружинящие планки прикрепляются к оправе винтами, их конструкция и расположение относительно оправы могут быть самыми разнообразными. Конкретное конструктивное решение зависит от особенностей конструкции оправы и всего узла.

Крепление в эксцентриковых оправках

Крепление в эксцентриковых оправках (рис. 1.10) применяется для обеспечения возможности юстировки оправы с линзой относительно оптической оси всей системы. В этих оправках линзы укрепляются завальцовкой или резьбовым кольцом [1].

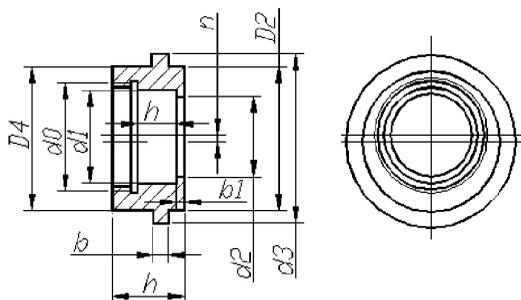


Рис. 1.10. Эксцентриковая оправка

Величина эксцентриситета n для всех типов оправ – порядка 0,5 мм, что совместно с кольцом позволяет смещать ось до 1 мм в любую сторону.

Правила обеспечения зазоров между линзами и оправой остаются такими же, как и для предыдущих случаев.

Крепление методом гальванического наращивания металла в местах соединения

Крепление линз в оправе методом гальванического наращивания металла в местах соединения (рис. 1.11) применяется главным обра-

зом в микрообъективах, на менисках малого диаметра, где применять другие способы крепления затруднительно или невозможно.

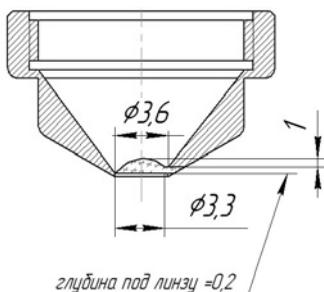


Рис. 1.11. Крепление методом гальванического наращивания металла

Крепление проволочным кольцом

Этот способ конструктивно прост и технологичен, но используется только для крепления линз в наименее ответственных случаях, когда не предъявляются высокие требования к точности, надежности и герметичности соединения. К таким случаям относятся рассеиватели, конденсорные линзы [1].

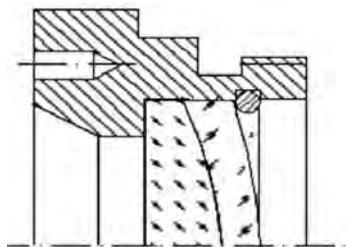


Рис. 1.12. Крепление линз проволочным кольцом

В случае крепления проволочным кольцом оптическая деталь находится между уступом оправы и выступающей частью проволочного кольца, помещенного в специальную канавку (рис. 1.12). Ширина канавки равна диаметру проволоки, глубина – половине диаметра. Кольца изготавливаются из пружинной проволоки; ее диаметр (обычно 0,5–1,5 мм) зависит от размеров оптической детали.

Во избежание выколок сопряжение оптической детали и кольца должно осуществляться по поверхности ее фаски. Ввиду наличия отклонений в размерах глубины расточки и ширины канавки оправы, а также толщины оправы по краю это сопряжение возможно только с осевым зазором, в пределах которого оптическая деталь может смещаться и перекашиваться.

Крепление приклеиванием

В конструктивном отношении этот способ является самым простым, так как он не требует дополнительных элементов крепления, кроме оправы и склеивающего вещества [1].

На рис. 1.13 показаны варианты крепления линз приклеиванием. Однако такое крепление применяется ограниченно, так как является неразъемным и жестким. При больших перепадах температуры, из-за разницы коэффициентов термического расширения материалов линзы и оправы, возможно расклеивание или возникновение недопустимых напряжений в стекле и деформаций линзы. Поэтому данный способ крепления применяется, как и крепление проволоочным кольцом, только в неотвественных случаях. Приклеивание эффективно, если проектируемое устройство предназначено для работы в лабораторных условиях, особенно если реализация других способов затруднительна (детали очень малого диаметра). При этом следует учитывать, что некоторые склеивающие вещества при затвердевании сильно уменьшаются в объеме (усаживаются), что может вызвать появление напряжений в оптической детали сразу же после завершения процесса склейки.

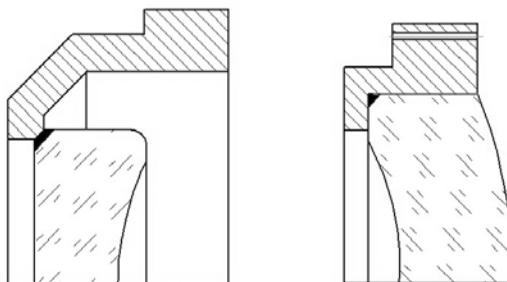


Рис. 1.13. Крепление линз приклеиванием

Для приклеивания линз к металлическим оправам могут применяться:

оптические клеи по ГОСТ 14887–80 (акриловый, эпоксидные ОК-50П, ОК-72 и полиэфирный клей ОК-90 пластифицированный);

технические клеи по РТМ 3-522–74 (полиуретановый ПУ-2, шеллачный);

герметики по ОСТ 3-1927–73 (УТ-32, УТ-34), герметик У30М (ГОСТ 13489–79).

Порядок выполнения работы

1. Получить от преподавателя оптический узел, штангенциркуль (линейку), отвертку и плоскогубцы.
2. Визуально ознакомиться с конструкцией исследуемого оптического узла.
3. Зарисовать оптическую схему исследуемого узла.
4. С разрешения преподавателя приступить к разборке оптического узла и исследованию конструкций крепления оптических элементов.
5. С помощью штангенциркуля (линейки) измерить оптические детали и элементы их крепежа.
6. В соответствии с полученными значениями размеров оптических деталей и крепежных элементов начертить эскиз исследуемого оптического узла.
7. Собрать оптический узел в последовательности, обратной разборке.
8. Собранный оптический узел показать преподавателю.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Инструменты и принадлежности.
3. Краткие сведения о способах крепления оптических деталей.
4. Оптическая схема изучаемого узла.
5. Эскизы крепления оптических элементов изучаемого узла.
6. Выводы по проделанной работе.

Контрольные вопросы

1. Какие параметры можно выделить у оптических деталей?
2. Какие общие требования необходимо выполнить при разработке конструкции оптического узла?
3. Какими основными принципами следует руководствоваться при разработке конструкций крепления линз?
4. Перечислить виды крепления оптических деталей.

Литература

1. Толстоба, Н. Д. Проектирование узлов оптических приборов : учебное пособие / Н. Д. Толстоба, А. А. Цуканов. – СПб. : Политехника, 2002. – 128 с.
2. Кулагин, В. В. Основы конструирования оптических приборов / В. В. Кулагин. – Л. : Машиностроение, 1982. – 312 с.
3. Латыев, С. М. Конструирование точных (оптических) приборов : учебное пособие : в 2 ч. / С. М. Латыев. – СПб. : ИТМО, 1996. – Ч. 1 : Принципы конструирования оптических приборов и их элементов.
4. Ельников, Н. Т. Сборка и юстировка оптико-механических приборов / Н. Т. Ельников, А. Ф. Дитев, И. К. Юрусов. – М. : Машиностроение, 1974. – 350 с.
5. Плотников, В. С. Расчет и конструирование оптико-механических приборов / В. С. Плотников, Д. И. Варфоломеев, В. Е. Пустовалов. – М. : Машиностроение, 1972.
6. Панов, В. А. Справочник конструктора оптико-механических приборов / В. А. Панов, М. Я. Кругер, В. В. Кулагин. – 3-е изд., перераб. и доп. – Л. : Машиностроение, 1980.

Лабораторная работа № 2

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК УПРУГИХ ЧУВСТВИТЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИБОРОВ

Цель работы

1. Изучить конструкции упругих элементов приборов;
2. Получить и сравнить характеристики исследуемого и образцового приборов.

Инструменты и принадлежности – лабораторный стенд.

Общие сведения

Геометрическая форма упругих элементов разнообразна и зависит от их назначения и конструкции прибора. При этом одинаковым требованиям могут удовлетворять упругие элементы разных форм и, наоборот, упругие элементы одинаковой формы могут выполнять в приборе различные функции. Так, например, спиральную пружину применяют в качестве измерительной, заводной или натяжной пружины.

Упругие элементы различных конструктивных форм по основным геометрическим признакам можно подразделить на стержневые упругие элементы, изготавливаемые из проволоки или лент, и упругие элементы в виде пластин и оболочек, которые выполняют из листового материала или трубок [1].

Стержневые пружины имеют две основные конструктивные формы: винтовую и плоскую. Винтовые пружины (рис. 2.1, *a*) способны получать большие осевые перемещения под действием растягивающих или сжимающих сил или взаимный поворот торцов под действием моментов.

Плоские пружины (рис. 2.1, *б*) могут иметь самые различные очертания. Их общий признак – оси пружин располагаются в одной плоскости.

Упругие элементы в виде оболочек, реагирующих на изменение давления, называются **м а н о м е т р и ч е с к и м и**. К ним относятся мембраны, сильфоны и трубчатые пружины.

Мембраны (рис. 2.1, в) представляют собой гибкие пластины, прогибы которых определяются величинами действующих давлений.

Сильфоны (рис. 2.1, г) – гофрированные трубки, способные под нагрузкой получать большие осевые или угловые перемещения.

Манометрические трубчатые пружины (рис. 2.1, д) представляют собой тонкостенные кривые трубки. Под действием давления пружины разгибаются.

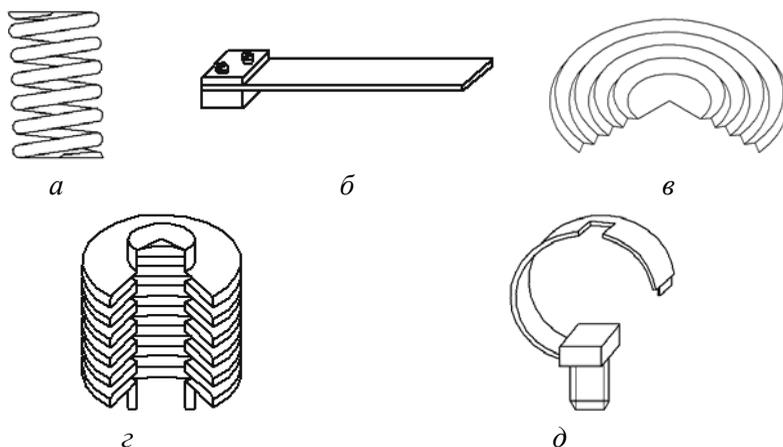


Рис. 2.1. Виды упругих элементов

Если при работе упругого элемента его геометрия изменяется незначительно, напряжения и перемещения возрастают прямо пропорционально нагрузке, то для расчета такого упругого элемента можно использовать линейную теорию и применять принципы неизменности начальных размеров и независимости действия сил, значительно упрощающие расчет.

Рабочие характеристики упругих элементов

Упругой характеристикой называется зависимость между перемещением к определенной точке упругого элемента и величиной нагрузки. Характеристика упругого элемента может быть представлена в виде уравнения, в табличной или графической форме [1].

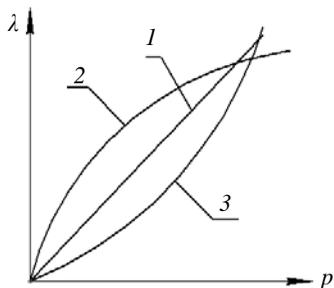


Рис. 2.2. Рабочие характеристики упругих элементов:
 1 – линейная; 2 – затухающая;
 3 – возрастающая

В зависимости от конструкции и способа нагружения упругого элемента его упругая характеристика (рис. 2.2) может быть линейной или нелинейной, возрастающей или затухающей. Упругая характеристика является одним из основных показателей свойств упругих элементов. Она особенно важна для измерительных элементов. Если упругий элемент служит для измерения некоторой величины, связанной определенной зависимостью с действующей на него силовой нагрузкой, то по упругой характеристике может быть построена характеристика элемента по измеряемой величине: расходу, температуре, высоте или скорости полета самолета и т. д.

Обычно при проектировании измерительного упругого элемента стремятся к тому, чтобы его характеристика по измеряемой величине была линейной, так как в этом случае можно получить линейную шкалу прибора. Отклонение упругой характеристики от линейной зависимости между нагрузкой и перемещением определяет ее нелинейность.

Важными параметрами, характеризующими свойства упругого элемента, являются его *жесткость* и *чувствительность* – величина, обратная жесткости. Если характеристика упругого элемента линейна, то жесткость представляет собой отношение нагрузки P к соответствующему перемещению λ , а чувствительность – отношение перемещения к вызвавшей его нагрузке.

Размерность жесткости может быть Н/мм, МПа/мм, Н·мм/рад и др., в зависимости от того, нагружен ли элемент силой, давлением или моментом и какое перемещение упругого элемента измеряется: линейное или угловое. Размерность чувствительности обратна размерности жесткости.

Понятие «жесткость» чаще используют по отношению к натяжным пружинам, которые при работе должны обеспечивать определенную силу, а понятие «чувствительность» – по отношению к упругим чувствительным элементам, которые дают определенное перемещение под действием рабочей нагрузки.

Правильность работы прибора во многом определяется способностью упругого элемента преодолевать сопротивление со стороны механизма прибора, вызываемое, например, силами трения, противодействием различных пружин механизма и пр. Такое свойство упругого элемента оценивается величиной *перестановочного* или *тягового усилия*, с которым упругий элемент будет воздействовать на упор, ограничивающий его перемещение [1].

Величина перестановочной силы зависит от рабочей нагрузки, размеров упругого элемента и расположения упора.

Перестановочная сила относится к числу важных характеристик упругого элемента. От ее величины зависит порог чувствительности прибора, а следовательно, и возможность применения упругого чувствительного элемента в том или ином конкретном приборе.

Плоские пружины

В приборостроении широко применяют прямые и кривые пружины различных геометрических форм. Их называют плоскими, так как оси пружин – плоские кривые. При изготовлении плоской пружине почти всегда можно придать форму, удобную для ее размещения в корпусе прибора. Плоская пружина обычно имеет малые размеры в направлении перемещения [1].

Плоскую пружину можно изготовить практически из любого пружинного материала. Выбор материала определяется только назначением и условиями работы пружины. Плоские пружины иногда изготавливают из круглой проволоки, но чаще их штампуют из ленты. Простота изготовления плоских пружин является их существенным достоинством.

Плоские пружины широко применяют в различных электроконтактных устройствах. Наибольшее распространение получила одна из самых простых форм плоской пружины – в виде прямого стержня, защемленного одним концом. В качестве примера на рис. 2.3, *а* изображена контактная группа реле. С помощью плоской пружины может быть выполнена перекидная упругая система микровыключателя (рис. 2.3, *б*), обеспечивающая достаточно высокую скорость срабатывания.

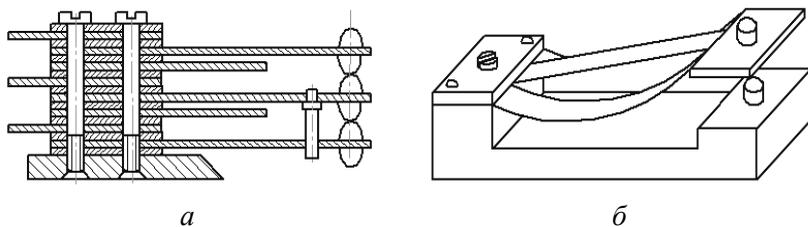


Рис. 2.3. Контактные пружины:

a – контактная группа электромагнитного реле; *б* – перекидной контакт

Упругие опоры и направляющие, изготовленные из плоских пружин, практически не имеют трения и люфтов, не нуждаются в уходе, смазке, не боятся загрязнений и надежны. Недостаток упругих опор и направляющих – ограниченность линейных и угловых перемещений.

Плоские пружины применяют в качестве натяжных пружин, например в храповом механизме (рис. 2.4, *a*), фиксаторе (рис. 2.4, *б*), регулируемой шаровой опоре (рис. 2.4, *в*) и кольцевой пружинной шайбе (рис. 2.4, *г*).

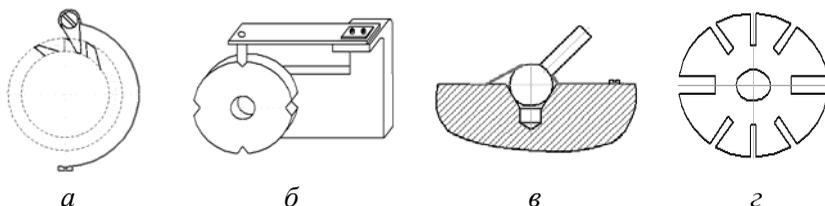


Рис. 2.4. Плоские натяжные пружины

Винтовые пружины

Винтовые пружины, используемые в приборостроении, обычно навивают из проволоки в виде пространственной спирали. Наибольшее применение имеют винтовые цилиндрические пружины (рис. 2.5, *a*), как самые простые в изготовлении. К винтовым пружинам относятся также и спиральные фасонные пружины: конические, параболические (рис. 2.5, *б*, *в*) [1].

Для пружин характерны значительные взаимные перемещения витков при малых упругих деформациях проволоки. Винтовые пружины компактны. Обычно их легко разместить в механизме прибо-

ра. Простота изготовления винтовых пружин определяет их низкую стоимость как в крупносерийном, так и в единичном производстве.

Жесткость винтовой пружины определяется упругими свойствами материала, а также следующими геометрическими параметрами: средним диаметром пружины D , размерами поперечного сечения проволоки и числом рабочих витков (рис. 2.5, а, з). Варьируя этими параметрами, жесткость пружины можно изменять в очень широких пределах. Поэтому сравнительно легко спроектировать пружину требуемой жесткости в пределах заданных габаритных размеров.

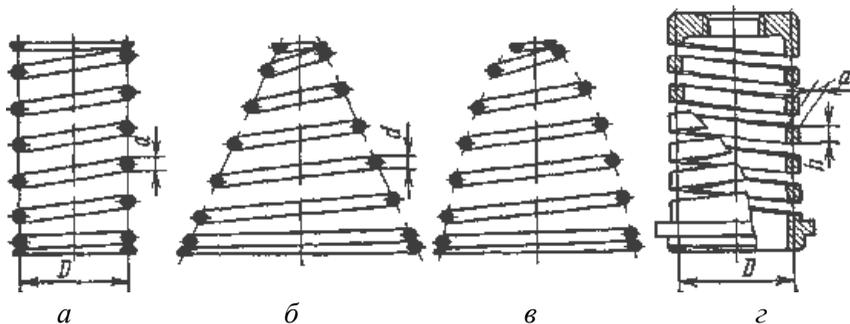


Рис. 2.5. Формы винтовых пружин

По условиям нагружения винтовые пружины подразделяют на пружины растяжения, сжатия, кручения и изгиба (рис. 2.6, а–г).

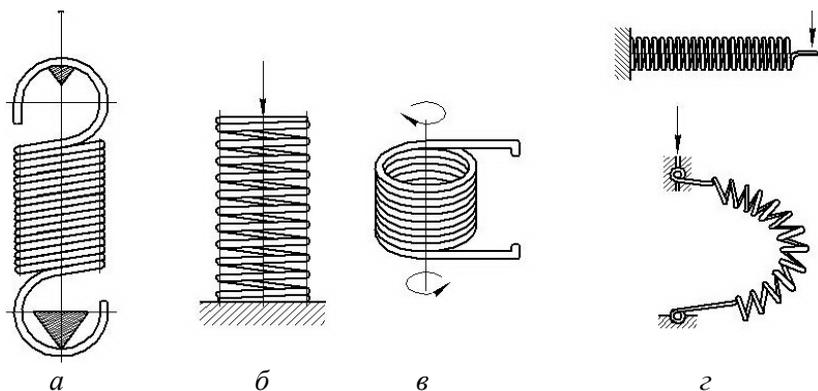


Рис. 2.6. Разновидности пружин

В некоторых приборах винтовые пружины служат для преобразования линейного перемещения в угловое. Они представляют собой тонкую металлическую ленту, обе половины которой навиты в противоположных направлениях по винтовой линии большого угла подъема.

Винтовые пружины особенно часто используют в качестве натяжных для обеспечения необходимой силы натяжения между деталями прибора. Иногда их применяют как пружинные двигатели, например в фотозатворах, в механизмах привода различных счетных и регистрирующих приборов и пр.

Мембраны

Во многих манометрических приборах в качестве упругого элемента применяют мембрану – гибкую круглую пластину, получающую значительные упругие прогибы δ под действием давления P (рис. 2.7). К центральной плоской части мембраны прикрепляют жесткий центр, штифт которого служит для передачи перемещения или усилия от мембраны к механизму прибора [1].

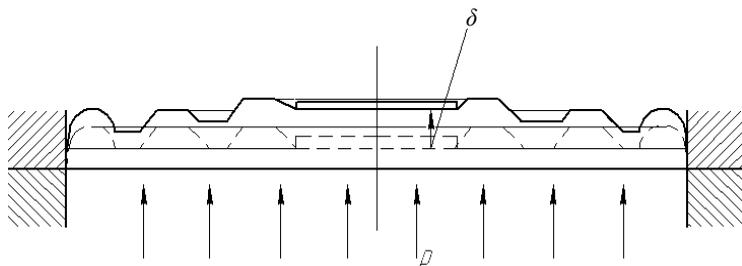


Рис. 2.7. Деформация мембраны под действием давления

Мембраны широко применяют в качестве чувствительных элементов манометрических приборов высоких классов точности. Кроме того, мембраны используют в качестве разделителей двух сред и гибких уплотнителей для передачи перемещений из области давления или разрежения.

Мембраны изготовляют из высококачественных пружинных сталей и бронз, а иногда из неметаллических материалов, резины и пластмасс, в некоторых случаях армированных тканью из капроновых, стеклянных или металлических нитей.

В зависимости от геометрии мембраны могут иметь как линейную, так и нелинейную упругую характеристику по давлению. Эта особенность позволяет успешно использовать мембраны в приборах, измеряющих величины, нелинейно связанные с давлением.

Плоские мембраны имеют затухающую упругую характеристику, поэтому в качестве рабочего прогиба обычно используют лишь небольшую часть возможного перемещения мембраны. Их используют там, где требуется небольшой ход, причем сама мембрана нагружается только рабочим давлением, не испытывая противодействия со стороны механизма прибора. Мембраны нередко представляют собой довольно толстые пластины, конструктивно выполненные за одно целое с корпусом преобразователя.

Рассмотрим плоскую мембрану, закрепленную по контуру и находящуюся под давлением (рис. 2.8). Характер деформации мембраны зависит от величины прогибов, которые она получает под нагрузкой.

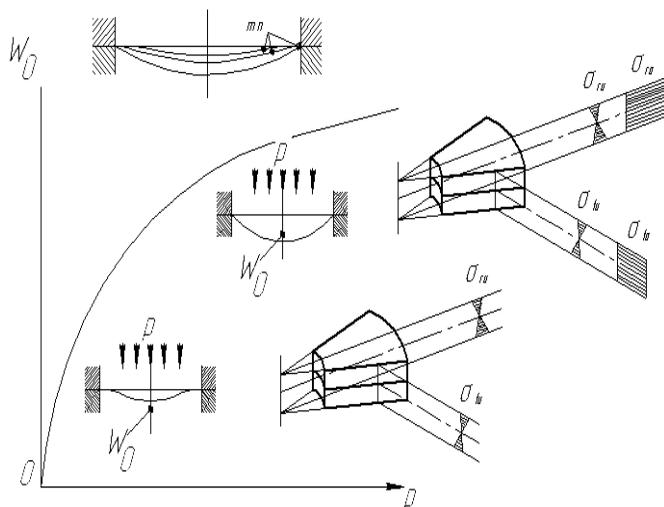


Рис. 2.8. Упругая характеристика плоской мембраны и возникающие в ней напряжения

При малых прогибах перемещения мембраны связаны в основном с изгибом материала. Срединная плоскость, равноотстоящая от поверхностей мембраны, почти не удлиняется. В области малых перемещений мембрана имеет характеристику, близкую к линейной;

для ее расчета можно воспользоваться линейной теорией изгиба круглых пластинок.

При увеличении нагрузки прогибы мембраны становятся соизмеримыми с толщиной. Срединная плоскость мембраны удлиняется, что приводит к появлению напряжений растяжения, соизмеримых с изгибными. Прогибы мембраны при этом увеличиваются медленнее, чем нагрузка, и упругая характеристика становится затухающей. Расчет мембраны в области больших перемещений должен быть основан на нелинейной теории, учитывающей как изгиб, так и растяжение мембраны в срединной поверхности.

Дальнейшее увеличение прогибов происходит в основном в результате растяжения мембраны. В этом случае расчет можно производить по теории абсолютно гибкой мембраны без учета жесткости на изгиб.

Гофрированные мембраны применяют чаще плоских. В отличие от плоских гофрированные мембраны имеют волнообразный профиль и могут работать при значительно больших прогибах. В зависимости от формы профиля упругая характеристика мембраны может быть линейной, затухающей или возрастающей по давлению. С помощью гофрированных мембран можно легко решать задачи измерения величин, нелинейно связанных с давлением.

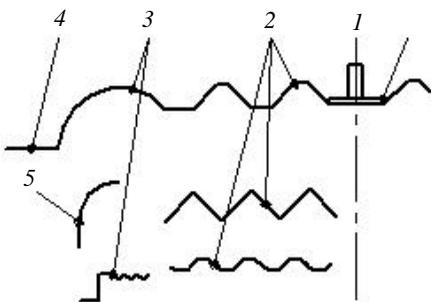


Рис. 2.9. Элементы гофрированной мембраны

На рис. 2.9 показаны часто встречающиеся формы профилей гофрированных мембран: трапециевидная, пильчатая и синусоидальная.

Одиночные мембраны, закрепленные по буртику в корпусе, применяют сравнительно редко (рис. 2.10, а). Чтобы осуществить надежное крепление мембраны, ее крепят к жесткому основанию пайкой или сваркой

(рис. 2.10, б). Такой способ крепления освобождает корпус от усилий затяжки, но и при пайке или сварке мембрана и основание прогреваются неравномерно. Это приводит к возникновению остаточных температурных напряжений, которые могут повлиять на упругую характеристику.

Конструкция мембранного узла значительно упрощается, если две одинаковые мембраны соединены по буртику в мембранную коробку (рис. 2.10, в). По сравнению с одиночной мембраной коробка имеет преимущество вдвое большего хода. Кроме того, установка мембранной коробки в прибор значительно проще, чем одиночной мембраны. К одной из мембран прикрепляется жесткий центр, а к другой – штуцер, который служит для подвода во внутреннюю полость коробки измеряемого давления и одновременно для крепления коробки в корпусе прибора.

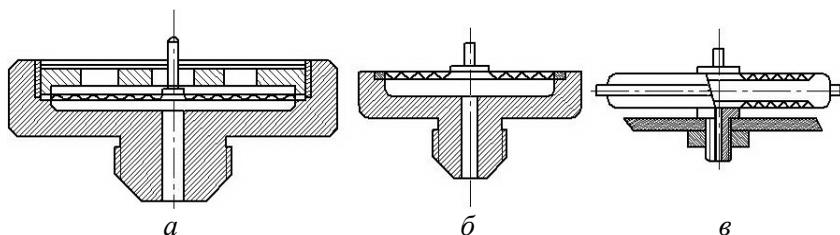


Рис. 2.10. Способы крепления мембран

Мембраны соединяют в коробку пайкой или сваркой по буртику. Так как при этом обе мембраны находятся в одинаковых условиях, пайка (или сварка) не вызывает заметных температурных напряжений, как это имеет место при сварке одиночной мембраны с основанием.

Мембраны, изготовленные из бериллиевой и никель-титановой бронзы, имеют высокие упругие свойства, а также изготавливаются из бронзы с добавлением магния.

Для мембран, соприкасающихся с различными агрессивными средами, широко используют дисперсионно-твердеющие сплавы 36НХТЮ, 36НХТЮ5М, 36НХТЮ8М, которые обладают хорошей коррозионной стойкостью и имеют достаточно высокие упругие свойства. Мембраны из этих сплавов могут работать соответственно при температурах от 250, 350 и 400 °С.

Развитие новой отрасли приборостроения – микроэлектроники – привело к широкому использованию полупроводников и диэлектриков (германий, кремний, сапфир, кварц и др.). Для изготовления различных элементов электронных устройств и схем используют пластины этих материалов, вырезанные из монокристаллов высокой степени чистоты.

Благодаря высоким упругим свойствам монокристаллов их применяют для создания упругих опор и главным образом пластинок или мембран для преобразования усилий или давлений в электрический сигнал.

Одна из известных конструктивных схем полупроводникового интегрального тензорезисторного мембранного преобразователя давления показана на рис. 2.11.

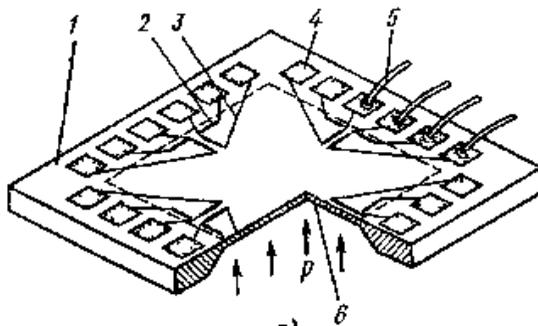


Рис. 2.11. Схема полупроводникового мембранного тензорезисторного преобразователя

На лицевой стороне пластинки 1 формируются тензорезисторы 2, которые токоведущими дорожками 3 соединены с контактными площадками 4. Выводные проводники 5 соединяют резисторы с внешней схемой преобразователя. Мембрана 6, деформируемая измеряемым давлением p , образуется за счет углубления в пластинке. Тензорезисторы обычно размещают на мембране в зонах наибольших деформаций и располагают так, чтобы образованный из них мост с четырьмя активными плечами имел наибольшую чувствительность. Последняя по абсолютному значению может быть на два порядка выше тензочувствительности приборов с металлическими проволочными или фольговыми тензорезисторами.

Поскольку выходным сигналом упругого преобразователя (мембраны) является не перемещение и не усилие, как у большинства известных мембранных приборов, а деформация его поверхности, воспринимаемая резисторами весьма малых размеров (в несколько десятков микрометров), то и мембраны могут иметь малые размеры

(1–2 мм). Малые размеры мембраны и отсутствие дополнительных элементов, увеличивающих ее массу, определяют хорошие динамические характеристики преобразователя. Такие преобразователи отличаются практически полным отсутствием ползучести и гистерезиса при нормальных и повышенных температурах. Это очень ценное для измерительных приборов свойство полупроводниковых преобразователей предопределяется прежде всего тем, что упругий элемент является монокристаллическим.

Большое значение также имеют практически идеальные условия закрепления мембраны, которая составляет одно целое с массивным опорным кольцом (рис. 2.11). Кроме того, в отличие от тензорезисторных датчиков, наклеиваемых на металлическую мембрану, тензорезисторы, полученные диффузионным способом, представляют собой часть монокристаллической мембраны.

К недостаткам подобных полупроводниковых преобразователей следует отнести значительную зависимость сопротивления тензорезисторов и их тензочувствительности от температуры, что заставляет усложнять приборы введением элементов термокомпенсации. Кроме того, монокристаллические материалы хрупки и чувствительны к концентрации напряжений. Поэтому, например, кремниевые мембранные и балочные преобразователи, образуемые химическим травлением, выдерживают четырех-, пятикратную нагрузку по сравнению с элементами, изготовляемыми резанием, ультразвуковой обработкой, электроэрозией и другими способами, при которых возможно появление микротрещин и различных дефектов.

Элементы из монокристаллов просты по форме и работают в области малых перемещений. При расчетах следует учитывать, что монокристаллы анизотропны, т. е. их физические свойства по различным направлениям в монокристалле неодинаковы.

Сильфоны

Сильфоны представляют собой осесимметричную трубчатую гофрированную оболочку (рис. 2.12). Благодаря особенностям геометрической формы они могут совершать значительные перемещения под действием давления, осевой или поперечной силы и изгибающего момента. При осесимметричном нагружении сильфона его характеристика близка к линейной, а эффективная площадь практи-

чески постоянна. Широкое распространение по конструктивному исполнению получили бесшовные сильфоны, изготовленные из однослойных тонкостенных трубок (рис. 2.12, *а*). В целях увеличения прочности, а также для защиты от агрессивных сред применяют многослойные сильфоны. В приборостроении используют также сварные сильфоны, изготовленные из штампованных кольцевых мембран (рис. 2.12, *б*) [1].

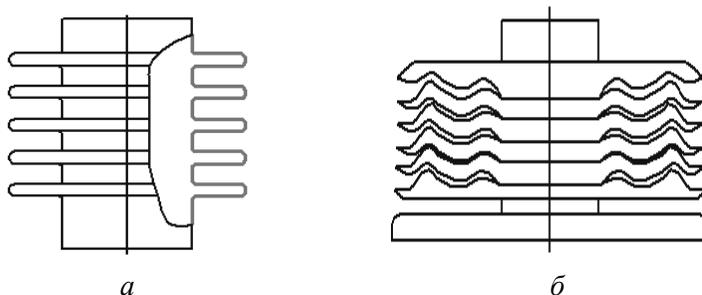


Рис. 2.12. Сильфоны:
а – бесшовный; *б* – сварной

Сильфоны могут выполнять разнообразные функции. Их часто применяют в качестве манометрических чувствительных элементов в манометрах, манометрических термометрах, дифференциальных манометрах и пр. Возможно их использование в приборах в качестве компенсаторов теплового расширения жидкости. Малая осевая и изгибная жесткость позволяют успешно применять сильфоны в качестве разделителей сред, а также упругих выводов осевых и угловых перемещений. Сильфоны могут развивать значительные усилия, что обеспечивает малый порог чувствительности приборов и позволяет использовать сильфоны в качестве элементов силовых приборов.

Для изготовления измерительных сильфонов используют в основном дисперсионно-твердеющие сплавы (36НХТЮ, БрБ 2), нержавеющие стали (12Х18Н10Т и 08Х18Н10Т) и полутомпак (Л80).

На бесшовные измерительные сильфоны установлен ГОСТ 21482–76.

Сложность изготовления тонкостенных бесшовных трубок высокой точности является одной из причин появления сварных сильфонов. На сварные сильфоны утвержден ГОСТ 21754–76.

Сварные сифоны изготавливают сваркой по внутреннему и наружному контурам штампованных мембран. Мембраны могут иметь самую разнообразную конфигурацию (рис. 2.13). Сварные сифоны разделяют на две основные группы: симметричного профиля (рис. 2.13, *а-з*) и со складывающимися гофрами (рис. 2.13, *и-м*). Последние обычно работают в условиях сжатия и способны выдерживать большие перегрузки наружным давлением.

По сравнению с бесшовными сифонами сварные сифоны обладают рядом преимуществ: они более чувствительны, их упругие свойства и эффективная площадь имеют меньший разброс. Сварные сифоны отличаются меньшей разнотолщинностью и большей однородностью свойств материала в разных точках стенки.

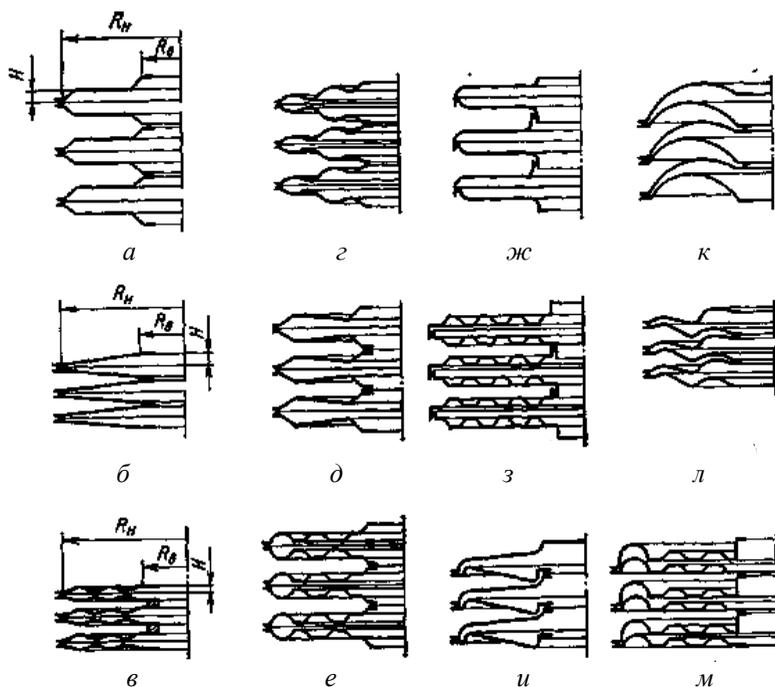


Рис. 2.13. Профили сварных сифонов

Благодаря возможности более широкого выбора материала для изготовления сварные сифоны применяются там, где использова-

ние бесшовных сильфонов невозможно. Применение сварных сильфонов позволило решить проблемы, связанные с повышением их термической и коррозионной стойкости, а также защиты от высоких перегрузок.

Манометрические трубчатые пружины

В манометрических приборах используют свойство кривой трубки деформироваться под действием давления. Манометрические трубчатые пружины чаще всего выполняют в виде одновитковых пружин (пружины Бурдона), ось которых представляет собой дугу окружности с центральным углом $200\text{--}270^\circ$ (рис. 2.14, а, 2.15, а) [1].

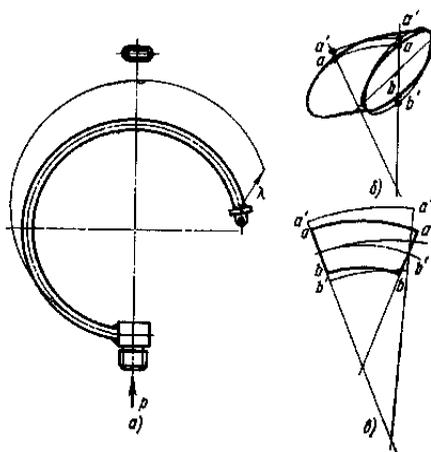


Рис. 2.14. Пружина Бурдона и ее деформации

При подаче давления во внутреннюю полость поперечное сечение трубки деформируется и принимает форму, показанную тонкой линией на рис. 2.14, б. При этом продольное волокно $a-a$ трубки переходит на дугу $a'-a'$ большего радиуса, волокно $b-b$ — на дугу $b'-b'$ меньшего радиуса. Поскольку волокна стремятся сохранить свою первоначальную длину, поперечные сечения трубки поворачиваются против часовой стрелки (рис. 2.14, в), пружина разги-

бается, и ее конец получает некоторое перемещение λ . Последнее через передаточный механизм передается на стрелку прибора. В приборах силовой компенсации пружина преобразует давление не в перемещение, а в усилие.

В приборах, где требуются большие перемещения упругих элементов, используют винтовые или спиральные многовитковые трубчатые пружины (рис. 2.15, б, в). Технология изготовления этих пружин сложнее, чем одновитковых, однако при их использовании можно получить большие перемещения, что значительно упрощает конструкцию передаточно-множительного механизма прибора. В некоторых

случаях хорошее конструктивное решение прибора может быть получено при применении так называемой S-образной трубчатой пружины (рис. 2.15, *з*), конец которой перемещается поступательно [2].

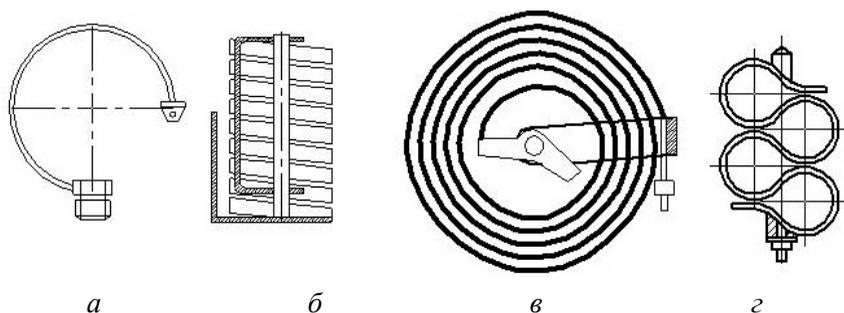


Рис. 2.15. Разновидности манометрических трубчатых пружин

На рис. 2.16 изображены наиболее часто встречающиеся формы поперечных сечений одно- и многovitковых трубчатых пружин. Обычно поперечное сечение бывает плоскоовальным (рис. 2.16, *а*),

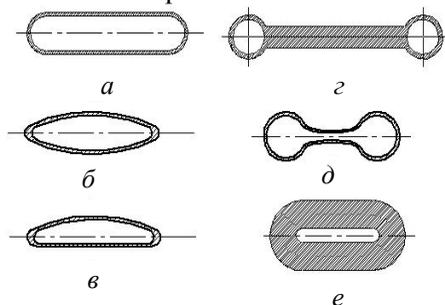


Рис. 2.16. Поперечные сечения трубчатых пружин

эллиптическим (рис. 2.16 *б*) или D-образным (рис. 2.16, *в*). Пружина эллиптического сечения несколько сложнее в изготовлении, но при одинаковых габаритных размерах обладает большей чувствительностью. Пружины D-образного сечения имеют меньшую чувствительность, но более технологичны [1].

В тех приборах, где упругий элемент должен обладать минимальным начальным объемом (например, в манометрических термометрах), используют трубки «гантелеобразной» формы сечения, показанной на рис. 2.16, *г*.

Пружины с сечением в форме «восьмерки» (рис. 2.16, *д*) и толстостенные (рис. 2.16, *е*) наиболее прочные, их применяют для измерения повышенных давлений (порядка 100 МПа).

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с конструкцией лабораторной установки.
2. Снять показания прямого и обратного хода с исследуемого и образцового приборов и занести их в таблицу.
3. Построить график зависимости значений прямого и обратного хода исследуемого прибора от образцового.
4. Показать результаты работы преподавателю.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Инструменты и принадлежности.
3. Краткие сведения об упругих элементах.
4. Таблица с полученными результатами измерений.
5. График результатов измерений.
6. Выводы по проделанной работе.

Контрольные вопросы

1. Классификация упругих элементов приборов.
2. Рабочие характеристики упругих элементов.
3. Виды мембран.
4. Виды сильфонов.
5. Виды манометрических трубчатых пружин.

Литература

1. Андреева, Л. Е. Упругие элементы приборов / Л. Е. Андреева. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1981. – 392 с.
2. Цейтлин, Я. М. Упругие кинематические устройства / Я. М. Цейтлин. – Л. : Машиностроение, 1972. – 296 с.

Лабораторная работа № 3

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ РЕГИСТРИРУЮЩЕГО ПРИБОРА

Цель работы

1. Ознакомиться с классификацией измерительных устройств.
2. Изучить способы записи информации в регистрирующих приборах.
3. Изучить регистрирующий прибор, определить его назначение и область применения.

Инструменты и принадлежности

1. Регистрирующий прибор.
2. Отвертка.
3. Плоскогубцы.

Общие сведения

Средство измерений – техническое средство, используемое для измерений и имеющее нормированные метрологические характеристики.

Метрологическими называются характеристики, оказывающие влияние на результат и погрешность измерения. Они входят в состав технических характеристик, определяющих другие свойства средств измерений.

В соответствии со стандартом все средства измерений делятся на шесть видов: меры, измерительные преобразователи, измерительные приборы, вспомогательные средства измерений, измерительные установки и измерительные системы. Наиболее многочисленной группой средств измерений являются измерительные приборы и преобразователи, которые обобщенно называются измерительными устройствами. В силу большого разнообразия их классифицируют по различным признакам [1].

По используемым *физическим процессам* измерительные устройства разделяют на механические, электромеханические, электронные, оптоэлектронные и т. п.

По физической природе измеряемой величины различают вольтметры, амперметры, термометры, манометры, уровнемеры, влагомеры и т. д.

По структурному принципу различают измерительные устройства прямого действия (преобразования), в которых реализуется метод непосредственной оценки; измерительные устройства, работа которых основана на методе сравнения. В измерительных приборах прямого действия преобразование сигнала происходит в одном направлении последовательно. Для измерительных приборов, основанных на методе сравнения, операция сравнения осуществляется с помощью сравнивающего устройства (СУ), в котором обычно одна величина вычитается из другой.

По структурным признакам измерительные устройства также можно классифицировать по числу каналов и по временной последовательности преобразований входных сигналов. В зависимости от числа входных сигналов, несущих информацию об измеряемой величине, измерительные устройства бывают с одним (например – вольтметр), двумя (фазометр) и более входами, т. е. соответственно одно-, двух- и многоканальными. В зависимости от временной последовательности преобразований входных сигналов (если их более чем два) различают измерительные устройства с одновременным (параллельным) и последовательным преобразованием. При последовательном преобразовании сигналы обрабатываются поочередно, причем за цикл измерения каждый сигнал через входное переключающее устройство (коммутатор) подается на вход преобразователя один раз. Одноканальная структура измерительного устройства позволяет уменьшить ряд погрешностей, обычно вызываемых неидентичностью характеристик разных каналов.

По точности измерительные устройства делят на образцовые, используемые для поверки других измерительных устройств и утвержденные в качестве образцовых, и рабочие, используемые непосредственно в практических измерениях, не связанных с передачей размера единиц.

По частотному диапазону измерительные устройства делят на низкочастотные (НЧ), высокочастотные (ВЧ) и сверхвысокочастотные (СВЧ), по ширине полосы частот – на широкополосные и избирательные (селективные).

По месту использования измерительные устройства делят на лабораторные и производственные, которые резко отличаются по условиям эксплуатации, по техническим и метрологическим характеристикам.

По виду измеряемой величины или сигнала измерительной информации, а также по способу обработки сигнала приборы делятся на аналоговые и цифровые.

В аналоговых приборах показания являются непрерывной функцией измеряемой величины, т. е. могут, как и измеряемая величина, принимать бесконечное множество значений. При этом во времени показания могут быть как непрерывной, так и дискретной (прерывистой) функцией измеряемой величины, т. е. различают приборы непрерывного и дискретного действия.

В цифровом приборе непрерывная по размеру и во времени величина преобразуется в дискретную, квантуется и кодируется цифровой код, который отображается на цифровом отсчетном устройстве. В результате показания цифрового прибора являются дискретными во времени и квантованными по размеру, т. е. могут принимать лишь конечное число значений.

По виду предоставления информации приборы принято разделять на показывающие, допускающие только отсчитывание показаний, и регистрирующие, в которых предусмотрена автоматическая регистрация показаний. Среди последних, в свою очередь, различают самопишущие и печатающие. В самопишущих приборах (являющихся аналоговыми) показания измеряемых значений величины записываются в виде графика осциллограммы, показывающей изменение значения величины во времени. В печатающих приборах (являющихся цифровыми) результаты измерений печатаются в цифровой форме.

Аналоговые показывающие устройства электронных приборов обычно представляют собой электромеханический преобразователь и аналоговое отсчетное устройство. Последнее состоит из шкалы, проградуированной с помощью меры и играющей роль меры при измерении, и указателя, совершающего линейное или угловое перемещение. В качестве указателя используются либо стрелка, либо луч света.

Цифровое отсчетное устройство обычно состоит из цифровых знаковых индикаторов, обеспечивающих воспроизведение десятичных цифр, и алфавитных индикаторов, позволяющих указать еди-

ницу измеряемой величины. В цифровых регистрирующих приборах, как правило, осуществляется печатание показаний с помощью алфавитно-цифровых печатающих устройств. Для долговременного хранения информации используются также различные виды запоминающих устройств.

Цифровое отсчетное или регистрирующее устройство никак не ограничивает точность цифрового прибора, так как цифровой код без какой-либо погрешности может быть изображен на цифровом отсчетном устройстве.

Точность аналоговых приборов ограничивается погрешностями измерительных преобразователей, создающих перемещение указателя, погрешностями шкалы и личными (субъективными) погрешностями, вносимыми оператором (из-за конечной толщины указателя, длины деления шкалы и разрешающей способности глаза, параллакса, из-за погрешности интерполирования при положении указателя между отметками делений шкалы). В результате погрешность аналоговых приборов обычно составляет 0,5 %. В то же время погрешность цифровых приборов удается уменьшить до 10^{-6} .

Однако не всегда цифровое отсчетное или регистрирующее устройство лучше аналогового. При большом числе одновременно измеряемых величин (контроль сложного объекта) показания аналоговых приборов воспринимаются легче, так как независимо от цифр на шкале пространственное положение указателя и характер его перемещения или осциллограмма регистрируемого процесса позволяют более оперативно проводить анализ контролируемого процесса.

Наряду с точностью важной характеристикой является быстродействие измерительного устройства, характеризуемое числом измерений (преобразований) в единицу времени либо временем одного измерения. При измерении изменяющихся во времени величин повышение быстродействия играет важную роль. В общем случае повышение быстродействия измерительного прибора ограничивается быстродействием используемой элементной базы.

Для показывающих приборов обычно не требуется высокого быстродействия в силу ограниченности возможностей оператора при приеме информации. Для регистрационных приборов, а также измерительных преобразователей требование быстродействия является существенным, особенно когда обработка информации осуществляется с помощью ЭВМ. В этом случае цифровые измери-

тельные устройства обеспечивают большее быстродействие, так как цифровой код может непосредственно, без участия оператора вводиться в цифровые ЭВМ.

Запись может быть непрерывной, т. е. такой, когда значение измеряемой величины записывается сплошной линией на диаграмме, и точечной, при которой значения измеряемой величины регистрируются на диаграмме точками, располагающимися относительно друг друга на некотором расстоянии. Точечная запись получила распространение в многоканальных приборах сравнения (в автоматических потенциометрах и мостах).

Регистрирующие устройства

Регистрирующим устройством называют часть измерительного прибора, которая выполняет автоматическую запись измеряемой величины. Для удобства использования регистрирующее устройство часто выполняют отдельным прибором в виде блоков, которые называют самопишущими приборами или самописцами. Запись в них осуществляется на движущемся диаграммном носителе, на котором фиксируется изменение измеряемой величины в функции времени (рис. 3.1) [1, 2].

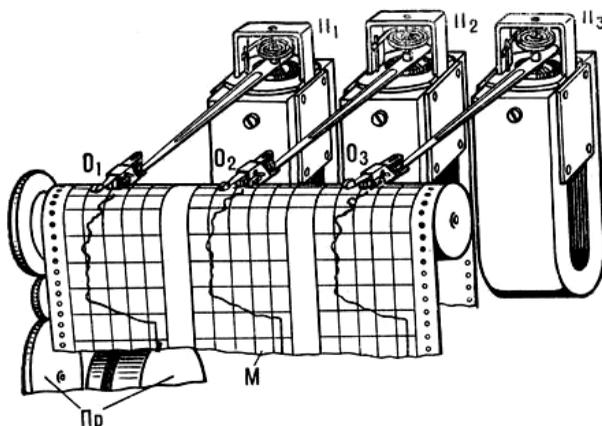


Рис. 3.1. Самопишущий прибор для непрерывной регистрации трех параметров:
П – магнитоэлектрические преобразователи; О – пишущие элементы;
М – носитель записи (диаграммная бумага); Пр – привод носителя записи

Диаграммный носитель (бумага) для самопишущих приборов выпускается в форме ленты (бобины) или диска. Лента обычно имеет по краям отверстия (перфорации), в которые входят штифты вращающегося валика лентопотяжного механизма, сообщающего бумаге поступательное движение. Иногда вместо бобин используют складывающиеся диаграммные ленты – гармошки, которые более удобны при просмотре полученной записи.

Лента М (рис. 3.2), на которой осуществляется запись, перемещается от привода 5. С лентой взаимодействует (контактно или бесконтактно) регистрирующий орган 3. Регистрирующий орган приводом 1 перемещается в соответствии с изменением измеряемой величины. Если скорость носителя постоянная, то регистрирующее устройство фиксирует изменение измеряемой величины во времени.

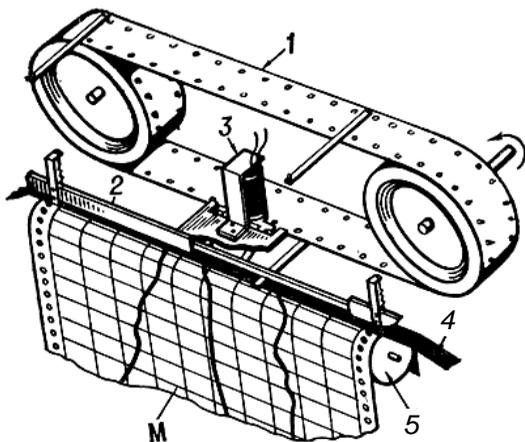


Рис. 3.2. Самопишущий прибор с развертывающим преобразованием:
 1 – лента приводная; 2 – печатающая планка; 3 – регистрирующий орган
 (электромагнит); 4 – красящая лента; 5 – привод носителя записи;
 М – носитель записи

Входным сигналом для большей части регистрирующих устройств служат сила тока или напряжение, поэтому запись любого другого технологического параметра (размера, силы, температуры, давления и др.) этими регистрирующими устройствами может быть осуществлена только после преобразования указанного параметра в электрический сигнал. Такой подход позволяет сократить возможное мно-

гообразии принципов действия регистрирующих устройств и их конструкций. С другой стороны, электрический сигнал, поданный на вход регистрирующего устройства, не может быть непосредственно использован для записи. Его обычно преобразуют в угловое перемещение электромеханическим измерительным преобразователем (приводом).

Наиболее распространены магнитоэлектрические и электромагнитные поляризованные измерительные преобразователи.

В магнитоэлектрическом преобразователе (рис. 3.3) между полюсами постоянного магнита 1 на растяжках 2 подвешена рамка 3. С самой рамкой жестко связан регистрирующий орган 4, выполняющий запись на носителе 5. Ток, проходя через рамку, заставляет ее поворачиваться в ту или иную сторону, перемещая регистрирующий орган.

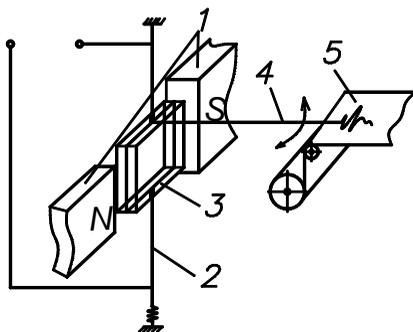


Рис. 3.3. Схема регистрирующего устройства

В качестве носителей применяют специальную писчую бумагу, бумагу с различными покрытиями, фотобумагу и фото пленку, фото-полупроводниковую бумагу, магнитную ленту и другие материалы.

Привод регистрирующего устройства чаще всего выполняют в виде синхронного двигателя или двигателя постоянного тока и редуктора с переключением частоты вращения выходного вала в широких пределах.

Отношение максимальной частоты вращения этого вала к минимальной достигает сотен и даже тысяч. Скорость перемещения бумаги устанавливается в зависимости от скорости изменения измеряемой величины (зависимость носит пропорциональный характер).

Скорость перемещения дисковой диаграммы обычно невелика – один оборот за сутки. Этот вид диаграмм удобно применять для записи медленно изменяющихся величин. Бумажные ленты (длина ленты в рулоне 5–100 м) используются при длительном наблюдении измеряемых величин.

В соответствии с формой носителя и характером движения регистрирующего органа запись выполняют в криволинейных (рис. 3.4, *а*), прямоугольных (рис. 3.4, *б*) или полярных (рис. 3.4, *в*) координатах [2].

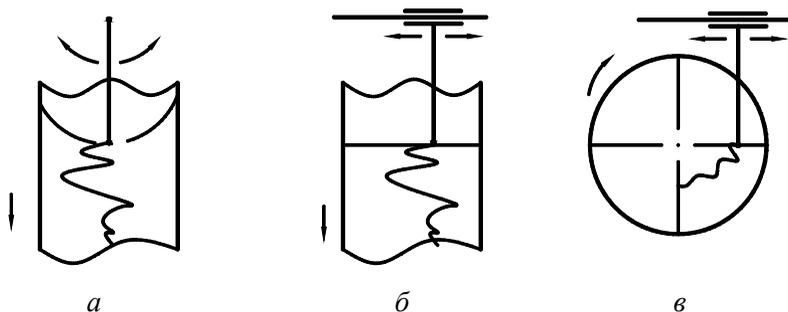


Рис. 3.4. Основные схемы записи

Запись в криволинейных координатах получают, если носитель перемещается прямолинейно, а регистрирующий орган поворачивается вокруг некоторой оси. Прямоугольная система координат реализуется при условии прямолинейного перемещения регистрирующего органа и носителя во взаимно перпендикулярных направлениях. Запись в прямоугольных координатах является более удобной, так как при этом облегчается обработка диаграмм (автоматическая расшифровка, планиметрирование). Переход к записи из криволинейных координат к прямоугольным требует применения устройства для выпрямления записи. Для получения записи в полярной системе координат необходимы вращательное движение носителя и линейное радиальное перемещение регистрирующего органа.

Основные показатели качества регистрирующего устройства: погрешность регистрации в статическом режиме, разрешающая способность, динамический и частотный диапазоны, диапазон скоростей движения носителя, число независимых каналов регистрации, ширина записи.

Погрешность регистрации в статическом режиме

$$\delta_{\text{ст}} = (a/A_{\text{max}}) 100 \%,$$

где a – толщина линии записи;

A_{max} – максимальная амплитуда записи, равная половине ширины носителя.

Разрешающая способность B – это число поперечных линий, которые можно нанести на участке носителя длиной 1 мм.

Динамический диапазон регистрирующего устройства оценивают в единицах логарифмической шкалы – децибелах (дБ):

$$D = 20 \lg(A_{\text{max}}/A_{\text{min}}),$$

где A_{min} – минимальная амплитуда записи, которую принимают равной толщине линии записи или уровню помех.

Так, для регистрирующего устройства с шириной носителя 80 мм ($A_{\text{max}} = 40$ мм) и толщиной линии записи $a = 0,4$ мм получим

$$\delta_{\text{ст}} = 1 \%; B = 2,5; D = 40 \text{ дБ.}$$

Показатели качества регистрирующего устройства во многом определяются способом записи информации на носителе. Из большого многообразия способов записи в настоящее время наиболее распространены механический, электрический, светолучевой и магнитный.

Механический способ записи характеризуется наличием механического контакта между регистрирующим органом и носителем. Преимущества такого способа регистрации – возможность непосредственного получения видимой записи, простота конструкции и обслуживания регистрирующего устройства. Основной недостаток способа – наличие трения между регистрирующим органом и носителем, что ограничивает скорость записи и требует дополнительных затрат мощности. Поэтому для уменьшения погрешности от трения в самопишущих приборах применяются измерительные механизмы со сравнительно большим вращающим моментом (0,5–1 МН·м). Такой момент можно получить в магнитоэлектрических и ферродина-

мических измерительных механизмах. Кроме того, регистрирующий орган обладает большой инерционностью, ограничивающей частотный диапазон регистрирующего устройства [1].

К механическому способу записи сигнала на носитель можно отнести:

чернильно-перьевой. Инструментом регистрации является перо в виде трубочки, непрерывно снабжаемое чернилами. Запись чернилами осложнена возможностью засорения пера, высыханием чернил в проводящем капилляре;

струйный. Запись производится посредством тончайшей струйки чернил, подаваемой под давлением через капиллярную трубочку, вибрирующую синхронно с сигналом;

копировальный метод. Подвижный металлический стержень при помощи посредника, которым является красящая копировальная бумага или лента, оставляет на движущейся бумаге непрерывный след в виде кривой исследуемого процесса.

Электрические способы записи, основанные на использовании электроэнергии, отличаются простотой конструкции регистрирующего органа, меньшими инерционностью и потерями на трение по сравнению с механическим способом [1].

Электроискровая запись основана на пробивании или прожигании носителя искровым разрядом между двумя электродами. В качестве носителя используют обычную бумажную ленту. Электроды можно располагать по разные стороны от ленты или с одной стороны около бумаги. Запись не всегда получается качественной, так как зависит от размера и постоянства зазора между электродами, а также положения носителя.

Более перспективен электроискровой метод с применением металлизированной бумаги. Металлический слой (цинк, кадмий и др.) обращен при записи к регистрирующему органу, и вольфрамовый электрод проплавляет на этом слое тонкую линию.

Электротермическая запись основана на тепловом действии электрического тока. Для записи используют специальную бумагу, состоящую из трех слоев: верхний слой содержит серноокислый цинк, средний – выполнен из черной бумаги, а нижний – металлический (алюминий). Металлическая игла или петля из вольфрамовой проволоки диаметром 0,3 мм перемещаются по бумаге. При пропускании электрического тока между проволокой и металлическим слоем

происходит выделение теплоты, частицы верхнего слоя взрываются и сгорают. Обнаженный второй слой обеспечивает хорошо видимую черную линию.

Хорошо зарекомендовал себя тепловой способ записи на бумаге с легкоплавким покрытием. В этом случае нагревается вольфрамовое или нишхромовое перо, которое слегка касается бумаги и расплавляет белый или цветной верхний слой.

Светолучевой способ записи характеризуется отсутствием механического контакта между регистрирующим органом и носителем и поэтому обеспечивает регистрацию быстро протекающих процессов, изменяющихся с частотой 10 кГц и более. Собственно регистрирующим органом здесь является световой луч, а носителем – фотопленка, фотобумага или фотополупроводниковая бумага [1].

Светолучевые способы разделяются:

– на *фотографический*. Регистрация производится посредством фокусированного светового луча, отражающегося, например, от зеркала шлейфного или рамочного гальванометра и попадающего на светочувствительную пленку или бумагу.

Другим способом является фоторегистрация движений светового пятна с экрана электронно-лучевого осциллографа или его следа на экране со специальным люминесцентным покрытием или же регистрация процессов с использованием модуляции яркости луча света или электронного пучка;

– *радиографический метод*. Узкий пучок альфа-, бета- или гамма-лучей радиоактивного вещества, следующий за изменениями измеряемой величины благодаря специальному отклоняющему устройству, направляется на бумагу или пленку из светочувствительного материала.

Фотографический способ записи (рис. 3.5) применяют в шлейфовых осциллографах.

В качестве электромеханического преобразователя используют зеркальный рамочный гальванометр малых размеров. Вместе с рамкой 5 на растяжках закреплено миниатюрное зеркальце, которое поворачивается вместе с рамкой. Свет от точечного источника 1 через конденсор 2 и щелевую диафрагму 3 направляется на зеркальце, отражается от него и, пройдя через цилиндрическую линзу 9, собирается в виде точки на поверхности фотопленки или фотобумаги М.

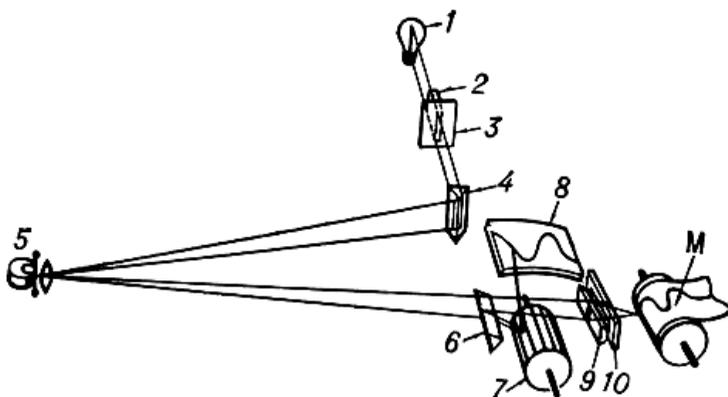


Рис. 3.5. Принципиальная схема одноканального светолучевого осциллографа:
 1 – источник света; 2 – конденсор; 3 – щелевая диафрагма; 4 – призма; 5 – рамка с зеркалом; 6 – призма; 7 – зеркальный барабан; 8 – экран визуального наблюдения; 9 – цилиндрическая линза; 10 – щелевая диафрагма; М – светочувствительная бумага (носитель записи)

Недостаток – сложность последующей обработки записи (мокрое проявление и закрепление). Однако благодаря применению специальной фотобумаги, не требующей мокрого проявляния, и специальных осветителей оптический способ записи широко распространен и является базовым для записи быстропротекающих процессов.

Магнитный способ используется очень широко, особенно в связи с развитием средств вычислительной техники. Преимущества магнитной записи заключаются в возможности ее применения для регистрации быстропротекающих процессов с частотой до нескольких мегагерц и с чрезвычайно большой плотностью записи (разрешающей способностью). Носитель можно использовать многократно, так как легко реализовать стирание [1].

В качестве носителей используют ферромагнитную ленту, диски (жесткие и гибкие), барабаны, поверхность которых покрывают ферромагнитным слоем.

Запись, воспроизведение и стирание реализуют с помощью специальных магнитных головок. Недостатки способа – необходимость обеспечения высокой точности взаимного расположения поверхностей носителя и головки, так как долговечность головки и носителя удовлетворительны только при зазоре между ними 1–5 мкм, а также отсутствие непосредственно читаемой записи.

Порядок выполнения работы

1. Получить у преподавателя регистрирующий прибор, отвертку и плоскогубцы.
2. Определить, к какому классу относится данный прибор.
3. Ознакомиться с общей конструкцией прибора.
4. Составить кинематическую структурную схему регистрирующего прибора.
5. Собрать регистрирующий прибор.
6. Собранный регистрирующий прибор показать преподавателю.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Инструменты и принадлежности.
3. Краткие сведения о регистрирующих устройствах.
4. Кинематическая структурная схема регистрирующего устройства.
5. Выводы по проделанной работе.

Контрольные вопросы

1. Что такое средство измерений?
2. Классификация средств измерений.
3. Что такое регистрирующее устройство?
4. Схемы записи выходных сигналов на носитель.
5. Способы регистрации выходного сигнала на носитель.

Литература

1. Фремке, А. В. Электрические измерения : учебник для вузов / А. В. Фремке ; под ред. А. В. Фремке и Е.М. Душина. – М. : Машиностроение, 1980.
2. Андреев, Г. Н. Теория механизмов и детали точных приборов / Г. Н. Андреев. – М. : Машиностроение, 1987.

Лабораторная работа № 4

ИЗУЧЕНИЕ ДЕМПФИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ ПРИБОРОВ

Цель работы

1. Ознакомиться с классификацией демпфирующих устройств.
2. Изучить прибор, содержащий демпфер.

Инструменты и принадлежности

1. Прибор, содержащий демпфер.
2. Отвертка.
3. Плоскогубцы.

Общие сведения

Колебания подвижных систем в измерительных приборах. Защита от собственных колебаний

Подвижные системы многих показывающих и самопишущих измерительных приборов представляют собой упругие системы с подвижными массами. В результате резкого изменения измеряемой величины, а также при толчках и ударах нарушается равновесие подвижной системы прибора и возникают ее собственные (свободные) колебания. Эти колебания в показывающих приборах затрудняют быстрое и точное снятие отсчета измеряемой величины, а в самопишущих приборах, накладываясь на записываемые колебания измеряемой величины, искажают ее запись [1].

Устройство, применяемое для создания сил сопротивления (торможения) с целью уменьшения амплитуды и продолжительности собственных колебаний подвижной системы прибора, называется *успокоителем* или *демпфером*. В большинстве успокоителей создается торможение, пропорциональное первой степени скорости движения подвижной системы.

На рис. 4.1 изображена схема прибора с воздушным поршневым успокоителем. Положение подвижной системы прибора определяется углом поворота α [1].

В состоянии покоя вращающий момент M_B , действующий на подвижную систему, уравновешивается противодействующим моментом пружины $M_{\Pi} = K \alpha$ (K – жесткость пружины, численно равная моменту пружины при угле закручивания ее на 1 рад).

При выводе системы из равновесия нарушается равенство моментов M_B и M_{Π} и возникает устанавливающий момент M_y , равный разности моментов M_B и M_{Π} , который приводит систему в движение к новому положению равновесия. Движущая система, обладая кинетической энергией, перейдет за положение равновесия. При этом знак M_y изменится, система возвратится к положению равновесия и снова перейдет за него, и таким образом возникнут собственные (свободные) колебания системы. Для того чтобы эти колебания были затухающими, применяется успокоитель.

Уравнение движения подвижной системы прибора на основании принципа Даламбера можно записать в следующем виде:

$$J \frac{d^2\alpha}{dt^2} + C \frac{d\alpha}{dt} + K\alpha \pm M_{\text{тр}} = M_B, \quad (4.1)$$

где $J \frac{d^2\alpha}{dt^2}$ – момент сил инерции;

J – момент инерции подвижной системы относительно оси вращения;

$C \frac{d\alpha}{dt}$ – момент, создаваемый успокоителем;

C – коэффициент успокоения (демпфирования), численно равный моменту успокоения при угловой скорости подвижной системы, равной единице ($\frac{d\alpha}{dt} = 1$);

$M_{\text{тр}}$ – момент трения подвижной системы.

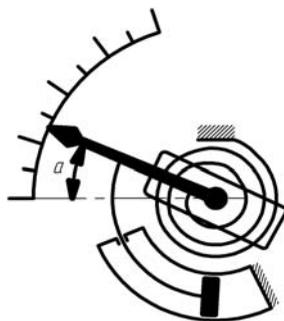


Рис. 4.1. Расчетная схема прибора с успокоителем

Рассмотрим два частных случая движения системы.

В первом случае система не имеет успокоителя, а моменты M_B и $M_{тр}$ равны нулю. Тогда уравнение (4.1) принимает вид

$$J \frac{d^2\alpha}{dt^2} + K\alpha = 0 \quad \text{или} \quad \frac{d^2\alpha}{dt^2} + \frac{K}{J}\alpha = 0.$$

Решением этого уравнения будет

$$\alpha = \alpha_0 \cos\left(t\sqrt{\frac{K}{J}}\right) = \alpha_0 \cos(t\omega_0), \quad (4.2)$$

где α_0 – угол отклонения системы от начального положения равновесия при $t = 0$ и $\frac{d\alpha}{dt} = 0$;

$\omega_0 = \sqrt{K/J}$ – круговая частота собственных колебаний.

Уравнение (4.2) показывает, что если систему вывести из положения равновесия на угол α_0 , то затем она будет совершать незатухающие колебания по закону косинуса (рис. 4.2, а).

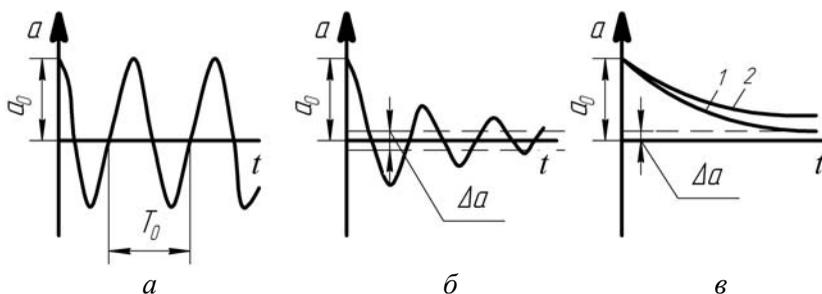


Рис. 4.2. Колебания подвижной системы при отсутствии демпфера (а) и с демпфером при $\beta < 1$ (б); $\beta \geq 1$ (в)

Периодом собственных незатухающих колебаний называется время одного полного колебания системы

$$T_0 = \frac{2\pi}{\omega_0} = 2\pi\sqrt{\frac{J}{K}}. \quad (4.3)$$

Из уравнения (4.3) видно, что T_0 зависит только от J и K : чем больше J и меньше K , тем больше T_0 .

Частотой собственных незатухающих колебаний называется величина, обратная периоду:

$$f_0 = \frac{1}{T_0} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{J}} = \frac{\omega_0}{2\pi}.$$

Наибольшее отклонение системы за период T_0 , равное a_0 , называется амплитудой колебания.

Во втором случае система имеет успокоитель и при этом $M_b = 0$, $M_{тр} = 0$. Тогда уравнение (4.1) будет иметь вид

$$J \frac{d^2\alpha}{dt^2} + C \frac{d\alpha}{dt} + K\alpha = 0. \quad (4.4)$$

Характер движения подвижной системы прибора полностью определяется *степенью успокоения* β и частотой собственных колебаний. Величина β определяется по формуле

$$\beta = \frac{C}{2\sqrt{JK}}.$$

Из произведения

$$\beta\omega_0 = \frac{C}{2\sqrt{JK}} \sqrt{\frac{K}{J}} = \frac{C}{2J}$$

находим коэффициент успокоения

$$C = 2\beta\omega_0 J.$$

Если уравнение (4.4) разделить на J и затем вместо C/J подставить $2\beta\omega_0$ и вместо K/J подставить ω_0^2 , то преобразованное уравнение будет иметь вид

$$\frac{d^2\alpha}{dt^2} + 2\beta\omega_0 \frac{d\alpha}{dt} + \omega_0^2\alpha = 0. \quad (4.5)$$

Следовательно, вид функции $a = f(t)$, выражающей закон изменения α от времени t , зависит от величины β . Решение уравнения (4.5) при $\beta < 1$ имеет вид

$$\alpha = \alpha_0 e^{-\beta\omega_0 t} \left[\frac{\beta}{\sqrt{1-\beta^2}} \sin(\omega_0 t \sqrt{1-\beta^2}) + \cos(\omega_0 t \sqrt{1-\beta^2}) \right]. \quad (4.6)$$

Уравнение (4.6) показывает, что амплитуда колебаний будет с течением времени уменьшаться, т. е. колебания будут затухающими (рис. 4.2, б).

При $\beta = 1$ решение уравнения (4.6) будет иметь вид

$$\alpha = \alpha_0 e^{-\beta\omega_0 t} (1 + \beta\omega_0 t).$$

В этом случае подвижная система без колебаний плавно подходит к положению равновесия (рис. 4.2, в, кривая 1).

При $\beta > 1$ система без колебаний, но более медленно будет приближаться к положению равновесия (рис. 4.2, в, кривая 2).

Движение системы при $\beta = 1$ и $\beta > 1$ называется аperiодическим.

Из сравнения уравнений (4.6) и (4.2) следует, что введение в систему успокоителя изменило частоту колебаний системы.

Согласно уравнению (4.6) при $\beta < 1$ период затухающих колебаний системы

$$T_0 = \frac{2\pi}{\omega_0 \sqrt{1-\beta^2}} = T_0 \frac{1}{\sqrt{1-\beta^2}}.$$

Следовательно, при $\beta < 1$ период $T > T_0$, но по мере приближения β к единице период T приближается к бесконечности; а колебательное движение системы – к аperiодическому.

Подвижная система практически считается успокоившейся, если ее колебания относительно положения равновесия не превышают достаточно малой заданной величины $\Delta\alpha$ (рис. 4.2, б, в), измеряемой в радианах. Например, в электроизмерительных приборах $\Delta\alpha$ составляет не более 1 % от полной длины шкалы.

Для расчета успокоителя задаются величины $t_{\text{усп}}$, J , K и λ .

Чтобы выбрать тип успокоителя и определить его конструктивные параметры, необходимо предварительно определить величину требуемого коэффициента успокоения C .

Для большинства электроизмерительных приборов при $\beta = 0,6-0,7$. Коэффициент C можно определить по формуле Н. Н. Разумовского

$$C = 2L\ln\lambda/t_{\text{усп}}.$$

Обычно наименьшее время успокоения $t_{\text{усп}}$ получается при $\beta < 1$, т. е. при затухающем колебательном движении системы.

Конструкции успокоителей

Воздушные успокоители. В электроизмерительных и других приборах, в которых требуется небольшая величина коэффициента успокоения C , применяются воздушные успокоители двух типов: крыльчатые (рис. 4.3, *а*) и поршневые (рис. 4.3, *б*). Поршневые успокоители прочнее крыльчатых и при равных площадях сечения камер имеют коэффициент успокоения C на 25–30 % больше, чем крыльчатые. Поршневые успокоители применяются и в приборах с прямолинейным движением подвижной системы [1, 2].

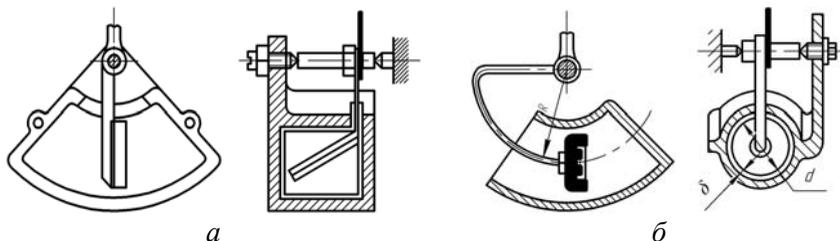


Рис. 4.4. Виды демпферов

Воздушный поршневой успокоитель показан на рис. 4.3, *б*. Он состоит из камеры и перемещающегося в ней поршня, который жестко соединен с подвижной системой прибора. Между поршнем и стенками цилиндра устанавливается зазор $\delta = 0,02-0,1$ мм. В воздушных успокоителях коэффициент C слабо зависит от изменения температуры, так как при этом коэффициент вязкости воздуха почти не изменяется.

Исследования показали, что успокоение зависит не только от скорости движения поршня (или крыла), но и от амплитуды его перемещения и рабочего объема цилиндра. При большой амплитуде и сравнительно низкой частоте колебаний системы обычно получается вполне достаточное успокоение. При больших частотах и сравнительно небольшой амплитуде колебаний при малых зазорах δ вследствие сжимаемости воздуха успокоитель может действовать как дополнительная пружина и успокоение исчезнет.

Жидкостные успокоители. Жидкостные успокоители имеют сравнительно большой коэффициент успокоения C , поэтому они применяются в самопишущих и других приборах с большими массами m и моментами инерции J подвижных систем [1, 2].

На рис. 4.4 показаны жидкостные успокоители трех типов: поршневой (*а*), пластинчатый (*б*) и капельный (*в*).

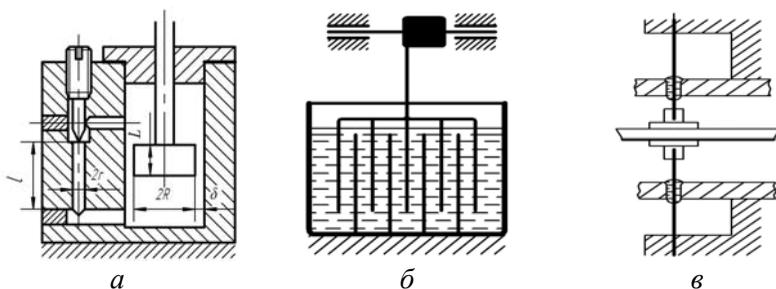


Рис. 4.4. Жидкостные демпферы

Жидкостный поршневой успокоитель состоит из неподвижного цилиндра, заполненного жидкостью, в котором перемещается поршень, соединенный с подвижной системой прибора. При движении поршня создается разность давлений по обеим его сторонам и жидкость перетекает из одной полости цилиндра в другую через зазор δ и капилляр радиусом r (рис. 4.4, *а*). Винтом можно изменять проходное сечение капилляра и регулировать величину коэффициента успокоения C .

Жидкостный пластинчатый успокоитель состоит из резервуара, наполненного жидкостью, и ряда движущихся в жидкости пластин, жестко соединенных с подвижной системой прибора (рис. 4.4, *б*).

Жидкостный капельный успокоитель, применяющийся для успокоения поперечных колебаний подвижной системы прибора на растяжках, показан на рис. 4.4, в. Два отверстия, через которые проходят растяжки, заполняются каплями масла. Масло не тормозит вращение растяжек, но успокаивает их поперечные колебания.

Недостатком жидкостных успокоителей является изменение коэффициента успокоения C вследствие изменения вязкости жидкости при изменении температуры.

В успокоителях применяются трансформаторные и турбинные масла и их смеси, а также специальные жидкости, в том числе синтетические с малым температурным коэффициентом вязкости, отличающиеся высокой прозрачностью.

Магнитоиндукционные успокоители. Магнитоиндукционные успокоители применяются в индукционных, магнитоэлектрических, электростатических и других приборах. Магнитоиндукционный успокоитель состоит из постоянного магнита или электромагнита 1 и движущегося в его зазоре металлического немагнитного элемента 2 , связанного с подвижной системой прибора (рис. 4.5, а, б) [1, 2].

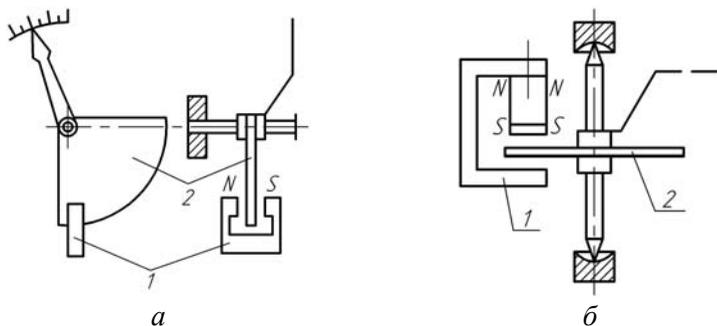


Рис. 4.5. Магнитоиндукционные демпферы:
1 – постоянный магнит; 2 – немагнитный элемент

Успокаивающий момент создается тормозящими силами, возникающими между магнитным потоком, пронизывающим движущийся металлический элемент, и вихревыми токами, индуцированными в этом элементе. В зависимости от конструкции прибора и угла поворота его подвижной системы подвижный элемент успокоителя выполняется в виде диска или сектора из алюминия толщиной от

0,3 до 1 мм. Элемент проверяется на отсутствие ферромагнитных включений. Зазор между полюсом магнита и поверхностью элемента выполняется не менее 0,5 мм.

К достоинствам магнитоиндукционных успокоителей относятся:
независимость коэффициента C от изменения температуры;
возможность регулировки величины коэффициента C ;
возможность создания большого успокоения; надежность в работе.

Недостатком успокоителей этого типа является искажающее действие магнитных полей успокоителя на измерительные элементы прибора.

Фрикционные и комбинированные демпферы (рис. 4.6) применяют в приборах, работающих в области высоких частот. Принцип их работы основан на использовании моментов сил и сил сухого трения.

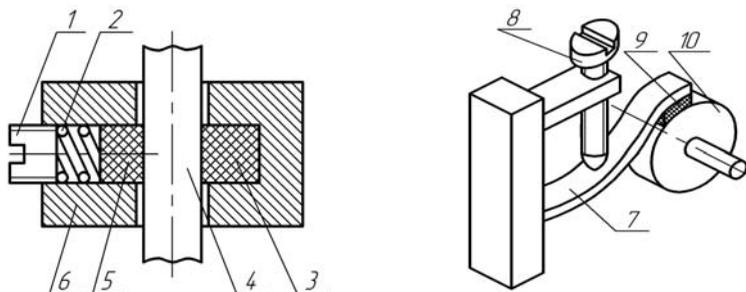


Рис. 4.6. Фрикционный демпфер:

1 – винт; 2 – пружина; 3 – неподвижный сухарик; 4 – направляющая; 5 – подвижный сухарик; 6 – корпус; 7 – упругая пластина; 8 – винт; 9 – фрикцион; 10 – диск

Ввиду сложности расчета таких типов устройств подбор коэффициентов ускорения в переходных процессах осуществляется эмпирическим путем в процессе настройки.

Демпфирующие устройства комбинированного типа представляют собой сочетание демпферов двух различных типов.

Порядок выполнения работы

1. Получить у преподавателя прибор, содержащий демпфер.
2. Ознакомиться с общей конструкцией прибора.
3. Составить кинематическую структурную схему прибора.

4. Зарисовать эскиз демпфера исследуемого прибора.
5. Показать собранный прибор преподавателю.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Инструменты и принадлежности.
3. Краткие сведения о демпферах.
4. Кинематическая структурная схема прибора.
5. Эскиз демпфера.
6. Выводы по проделанной работе.

Контрольные вопросы

1. Что такое собственные и вынужденные колебания?
2. Классификация демпферов.
3. Каковы достоинства и недостатки различных видов демпферов?

Литература

1. Первицкий, Ю. Д. Расчет и конструирование точных механизмов / Ю. Д. Первицкий. – Л. : Машиностроение ; Ленингр. отд-ние, 1976.

2. Тищенко, О. Ф. Элементы приборных устройств : учебное пособие для студентов вузов : в 2 ч. / О. Ф. Тищенко, Л. Т. Киселев, А. П. Коваленко. – М. : Высшая школа, 1982. – Ч. 2 : Приводы, преобразователи, исполнительные устройства. – 263 с.

Лабораторная работа № 5

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ АМОТИЗИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ ПРИБОРОВ

Цель работы

1. Ознакомиться с классификацией амортизаторов.
2. Изучить прибор, содержащий амортизатор.

Инструменты и принадлежности

1. Вибростенд.
2. Виброметр.
3. Прибор, содержащий амортизаторы.
4. Отвертка.

Общие сведения

Вибрации – колебания конструкции, вызванные периодическими воздействиями (в частности, неуравновешенными механическими массами). Вибрации подвергаются приборы, размещенные на транспортных средствах, в производственных помещениях, во время их транспортирования к месту эксплуатации, а также если в их состав входят источники механических колебаний [1]. В результате вибрации возникают перегрузки

$$J = a/g,$$

где a – ускорение за счет вибрации;

g – ускорение силы тяжести.

Для гармонического закона колебаний, который обычно принимается в качестве модели вибраций:

$$J = 4\pi A f^2 / g, \quad (5.1)$$

где A и f – соответственно амплитуда и частота колебаний.

При этом динамическое воздействие (сила) на устройство крепления аппаратуры (или ее части) массой m или весом G равно

$$F = ma = Gj. \quad (5.2)$$

Как видно из (5.1) и (5.2), перегрузка и соответственно динамические силы пропорциональны амплитуде вибраций и квадрату частоты воздействия. Колебания конструкции и ее элементов с большими амплитудами могут вызвать недопустимые механические напряжения, которые приводят к остаточным деформациям либо разрушениям.

Удары – воздействия, сопровождающиеся скачкообразным изменением скорости. По причине возникновения различают удары, вызванные транспортированием, падением, столкновением, приземлением, взрывной волной. По характеру воздействия различают удары периодические и аperiodические. Удары отличаются от вибрации тем, что период их следования значительно больше времени установления механической системы. Это позволяет рассматривать внешнее воздействие как одиночное. Во время действия ударного импульса $\tau_{и}$ могут возникнуть вынужденные колебания конструкций с большой амплитудой, которые после его прекращения переходят в свободные колебания.

Линейные ускорения можно рассматривать как частную модель ударного воздействия, когда удар единичен, а его длительность $\tau_{и}$ велика.

Главной особенностью линейных ускорений является неэффективность уменьшения их влияния на аппарат с помощью амортизаторов. В результате вибраций и ударов наблюдается повышенный износ подвижных частей, ослабление механических соединений и креплений отдельных элементов конструкции, самоотвинчивание, нарушение регулировки, поломки несущих конструкций. Чаще всего причиной поломок является усталость материала, которая накапливается при длительных воздействиях знакопеременных нагрузок. Наиболее опасно возникновение механического резонанса, при котором частота внешнего воздействия совпадает с собственной резонансной частотой f_0 механической системы

$$f_0 = 1 / 2\pi\sqrt{m\psi} = 1 / 2\pi\sqrt{m/C} , \quad (5.3)$$

где $C = 1/\psi$ – жесткость конструкции (отношение действующей силы к деформации конструкции, вызванной этой силой);

ψ – податливость конструкции.

Для получения высоких коэффициентов виброизоляции приходится снижать собственную частоту. Однако при этом появляется

следующее противоречие: при фиксированном весе прибора для уменьшения f_0 должна быть уменьшена жесткость системы, но снизить этот параметр до нужных пределов не всегда удастся, так как снижение жесткости приводит к уменьшению допустимой нагрузки на амортизатор. Последний, если превысить допустимый вес, теряет упругость. Поэтому, как показывает опыт, f_0 , меньшей 5–10 Гц, не удастся достичь приемлемыми техническими методами. Собственная частота связана со статическим прогибом амортизатора под действием собственного веса:

$$f_0 = \sqrt{10 / \Delta}, \quad (5.4)$$

где Δ – статический прогиб.

Как видно из (5.4), для уменьшения f_0 амортизаторы необходимо выбирать так, чтобы они были максимально нагружены, т. е. чтобы их статический прогиб был максимально допустимым.

Амортизацию проводят, как правило, комплексно, защищая от вибрации все устройство. В то же время в приборах, имеющих небольшое количество узлов или блоков, которые необходимо защитить от вибрационных и ударных воздействий, целесообразно амортизировать только эти узлы. И только в очень ответственной аппаратуре, работающей в сложных условиях эксплуатации, амортизируют одновременно и приборы, и установленные в них узлы.

Если амортизация с одной степенью свободы не позволяет получить требуемую виброизоляцию для аппаратуры в целом или ее частей, то применяют двойную или даже тройную амортизацию, при которой между основанием и прибором вводят промежуточную амортизированную платформу, или разрабатывают специальные амортизаторы, дающие большой статический прогиб и соответственно более низкую резонансную частоту. При воздействии на амортизированную механическую систему произвольно направленных механических колебаний в ней в зависимости от распределения нагрузки между амортизаторами возникают взаимосвязанные колебания. Такие системы имеют n степеней свободы, и расчет их ведется по более сложным формулам.

Кроме амортизации для защиты от ударных воздействий применяют ударостойкие конструкции. Повышение жесткости, как правило, сопровождается наращиванием массы, что приводит к увеличе-

нию динамических нагрузок, что нецелесообразно. Поэтому хрупкие материалы заменяются на материалы с повышенной пластичностью: чугунное литье на тонколистовой стальной прокат, алюминиевое литье – на прокат из алюминиевых сплавов, изоляционный фарфор – на пластические смолы, силикатное стекло – на стекло органическое и т. д. Для неамортизированной аппаратуры эффективность защиты конструкции определяют с помощью коэффициента динамичности, т. е. отношения фактического ускорения к допустимому:

$$\varepsilon = a_{\max} / a_{\text{доп}}.$$

Амортизаторы

Для защиты приборов и их деталей от вредного действия толчков и вибраций обычно применяются упругие прокладки или специальные амортизаторы. Материалом для изготовления прокладок служат резина и войлок. Следует учитывать, что эти материалы с течением времени снижают свои упругие свойства [1].

Одной из характеристик амортизатора является его жесткость

$$K = F/\Delta,$$

где F – сила, действующая на амортизатор;

Δ – деформация упругого элемента под действием силы F .

Расчет амортизаторов, воспринимающих случайные толчки, ведется так, чтобы при действии наибольшей силы F_{\max} деформация упругого элемента Δ_{\max} не превышала 50–60 % от первоначального наименьшего зазора H между подвижными и неподвижными деталями конструкции, т. е. $f_{\max} < 0,6H$.

Наибольшая сила

$$F_{\max} = ma_{\max},$$

где m – масса подвижной части конструкции;

a_{\max} – наибольшее ускорение.

Следовательно, если известны величины m , a_{\max} и H , то требуемую жесткость амортизатора можно определить по формуле

$$K \geq \frac{P_{\max}}{f_{\max}} = \frac{ma_{\max}}{0,6H}.$$

В случае когда амортизаторы предназначаются для предохранения прибора от вредного влияния вибрации основания, на которое он устанавливается, требуемая жесткость амортизаторов K определяется в зависимости от массы прибора m и частоты колебаний основания f по формуле

$$K < \frac{1}{2}mf^2.$$

При проектировании приборов следует учитывать, что чем меньше жесткость амортизатора K , тем лучше он предохраняет прибор от вибрации. Однако при случайных сильных толчках вследствие большой деформации (осадки) амортизаторов (при $f_{\max} = H$) могут происходить жесткие удары, выводящие прибор из строя. Эти удары можно смягчить путем установки упругих (резиновых или пробковых) ограничителей (упоров).

Виброизоляцию оценивают отношением скорости основания к скорости, с которой перемещается масса:

$$\eta = |V_{\text{осн}}/V|. \quad (5.5)$$

Для линейных систем при гармоническом воздействии отношение (5.5) равно отношению ускорений:

$$\eta = |a_{\text{осн}}/a|.$$

Амортизаторы подразделяются на низкочастотные, среднечастотные и высокочастотные. У первых частота собственных колебаний в нагруженном состоянии не превышает 4 Гц, у среднечастотных лежит в пределах 8–12 Гц, у высокочастотных – в пределах 20–30 Гц. Соответственно виброизолируются диапазоны частот возмущающих колебаний 5–600 Гц, 15–600 Гц и 35–2000 Гц.

Амортизаторы выпускаются четырех групп. В первую группу входят амортизаторы металлорезиновые, у которых между металлическими деталями, предназначенными для крепления их к прибору и основанию, запрессован упругий элемент из специальной резины. К достоинствам таких амортизаторов нужно отнести компактность, простоту изготовления, сравнительно низкую стоимость, достаточную демпфирующую способность (малую добротность). К числу недостатков – малые допустимые деформации резины, заметные изменения соб-

ственной частоты амортизаторов с изменением нагрузки, увеличение упругости с понижением температуры и быстрое старение, особенно под воздействием высокой температуры и солнечной радиации.

На рис. 5.1 показаны амортизаторы плоские (а) и чашечные (б–д). Первые имеют квадратный фланец и резиновый массив, армированный крепежной втулкой. У вторых армировано чашкообразное основание. Оба амортизатора имеют одинаковые нагрузочные характеристики и различаются установочными размерами. Амортизаторы опорные используют в переносных приборах как упругие опоры, прикрепленные к основанию винтами с шайбой (рис. 5.1, е, ж, з).

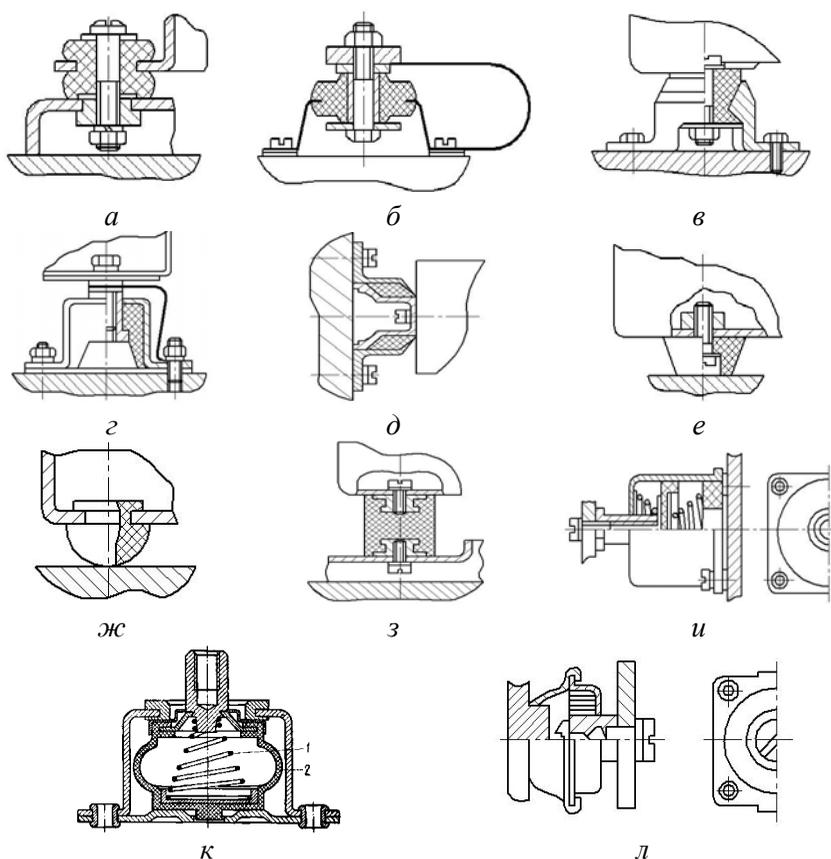


Рис. 5.1. Конструкции амортизаторов

Ко второй группе относят амортизаторы металлопружинные, которые представляют собой комбинированные устройства, где упругим элементом является пружина в соединении с демпфирующими элементами и ограничителями. Эти амортизаторы допускают значительные изменения рабочих температур; они долговечны и обеспечивают лучшие условия для вибро- и удароизоляции. Благодаря тому что при нагрузке более гибкие витки большего диаметра теряют жесткость, резонансная частота системы меньше зависит от массы прибора. Такие амортизаторы более универсальны, и поэтому число их типоразмеров меньше, чем металлорезиновых.

На рис. 5.1, *и* показаны металлопружинные амортизаторы пространственного нагружения. Основными амортизирующими элементами являются две одинаковые конусные спиральные пружины и фрикционный демпфер. Вертикальные вибрации демпфируются трением сухарей о внутреннюю поверхность цилиндрического корпуса. Поперечные вибрации гасятся за счет трения демпферной втулки об опорные шайбы.

Амортизатор обладает переменным коэффициентом демпфирования в зависимости от частоты возбуждающих вибраций. На рис. 5.1, *к* показан амортизатор равночастотный демпфированный, который помимо спиральной пружины обладает замкнутой воздушной резиновой камерой, связанной с внешней атмосферой через малое калиброванное отверстие. Камера при вибрации изменяет свой объем и трение воздуха, проходящего через малое отверстие, создает потери, снижающие добротность.

К третьей группе относятся амортизаторы тросовые, которые обеспечивают широкий диапазон нагрузок, большое демпфирование, защиту от механических воздействий во всех направлениях.

Четвертая группа включает резиновые амортизаторы из маслостойкой и морозоустойчивой эластичной резины или губчатой листовой резины, выполненные в виде втулок, шайб и прокладок (рис. 5.1, *д, з*), применяющиеся для защиты от вибраций и ударов отдельных узлов приборов.

Кроме того, в качестве амортизаторов используют пластины и прокладки из упругих материалов (поролон, волокно), структуры из пружин и металлической сетки. Жесткость таких амортизаторов при снижении удельной нагрузки возрастает, соответственно изменяется собственная частота, которая зависит также от толщины про-

кладки: при толщине, соразмерной с длиной волны, виброизоляционные свойства теряются.

Упрощенная методика расчета амортизации механических систем с одной степенью свободы при вибрационных воздействиях

Описанная методика расчета предполагает, что потери в амортизированной системе достаточно малы. Исходными данными при расчетах являются: масса m (или вес аппаратуры G), частота возмущающих колебаний f , допустимая перегрузка аппаратуры j .

Расчет проводится в следующем порядке.

1. Вычисляют требуемый уровень виброизоляции $\eta_{тз}$, величина которого определяется допустимой перегрузкой аппаратуры и максимальным ускорением основания, по формуле

$$\eta_{тз} = a_{осн} / jg,$$

где $a_{осн}$ – ускорение основания.

При одинарной амортизации достижимые значения $\eta < 20-25$. Поэтому при $\eta_{тз} > 25$ следует либо снизить требования к виброизоляции (если это возможно), либо перейти к двойной, тройной амортизации.

2. Исходя из (5.1), определяют максимальное значение собственной частоты

$$f_0 \leq f_n / \sqrt{1 + \eta_{тз}},$$

где f_n – низшая частота вибраций.

3. Исходя из (5.3), определяют максимально допустимую жесткость всех амортизаторов $C \leq 4\pi m f_0^2$.

4. По формуле (5.2) определяют динамическую силу F , действующую на аппаратуру.

5. Задаются количеством амортизаторов N . Минимальное количество – 3–4, максимальное – 6–8.

6. Определяют динамическую нагрузку на один амортизатор:

$$F_i = F/N.$$

7. Определяют максимальную жесткость одного амортизатора

$$C_i = C/N.$$

8. По F_i и C_i выбирают типоразмер амортизаторов. Если требования к F_i и C_i удастся совместить, то расчет на этом заканчивается. При этом нагрузка F_i и жесткость C_i могут отличаться от расчетных на 20–30 %.

9. В случае несовместимости требований к F_i и C_i следует вывод о невозможности выполнить требования к виброизоляции при использовании существующих амортизаторов и одинарной амортизации. Целесообразно с учетом реальной жесткости для необходимой F_i оценить на основании достижимое значение коэффициента виброизоляции.

Располагают амортизаторы, исходя из конструктивных соображений, симметрично относительно центра масс амортизируемого прибора.

Меры по защите приборов от механических воздействий

Основные конструктивные меры по защите аппаратуры от механических воздействий заключаются в следующем:

- повышении прочности конструкции. Возможности этого метода ограничены, поскольку увеличение прочности обычно сопровождается наращиванием массы, а это, в свою очередь, приводит к возрастанию динамических нагрузок. Для повышения прочности и, в частности, стойкости к ударам целесообразно применение материалов с повышенной пластичностью;

- отстройке механической системы от частоты вибрации путем изменения ее собственной частоты f_0 за счет введения дополнительных элементов жесткости и (или) массы узла без промежуточных элементов между узлом и несущей конструкцией;

- установке устройства на упругие опоры (амортизаторы) с одновременной отстройкой собственной частоты амортизированной системы от диапазона частот вибрационного воздействия;

- при отсутствии технических возможностей отстроить собственную частоту механической системы от частоты внешнего воздействия с целью уменьшить амплитуду колебаний при резонансе применяют демпфирование, т. е. уменьшение добротности механической системы за счет введения энергопоглощающего элемента.

Порядок выполнения работы

1. Получить у преподавателя прибор, содержащий амортизаторы.
2. Ознакомиться с общей конструкцией прибора.
3. Сделать эскиз амортизатора исследуемого прибора.
4. Показать собранный прибор преподавателю.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Инструменты и принадлежности.
3. Краткие сведения об амортизаторах.
4. Эскиз амортизатора.
5. Выводы по проделанной работе.

Контрольные вопросы

1. Что такое вибрация, удары?
2. Классификация амортизаторов.
3. Методика расчета амортизации механических систем.
4. Меры по защите приборов от механических воздействий.

Литература

1. Первицкий, Ю. Д. Расчет и конструирование точных механизмов / Ю. Д. Первицкий. – Л. : Машиностроение ; Ленингр. отд-ние, 1976.

Лабораторная работа № 6

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ОПОР И НАПРАВЛЯЮЩИХ

Цель работы

1. Ознакомиться с классификацией опор.
2. Изучить узел, содержащий опоры.

Инструменты и принадлежности

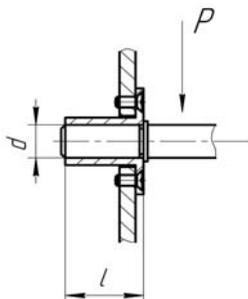
1. Узел прибора, содержащего опоры.
2. Отвертка.
3. Плоскогубцы.

Общие сведения

Опоры с трением скольжения (подшипники скольжения)

К опорам с трением скольжения относятся цилиндрические, конические, опоры на центрах, опоры на кернах и сферические опоры.

Цилиндрические опоры. На рис. 6.1 показана цилиндрическая опора, вал которой имеет возможность передавать крутящий момент [1].



При вращении возникает трение скольжения, создающее момент трения. Момент трения цилиндрической цапфы при малой частоте вращения с учетом начального момента можно приблизительно определить по формуле

Рис. 6.1. Цилиндрическая опора

$$M_{\tau} = \frac{\pi}{4} \mu P d,$$

где P – усилие, Н;

μ – коэффициент трения скольжения;

d – диаметр вала, м.

В целях уменьшения трения и износа трущихся деталей в соединениях следует применять неоднородные металлы, образующие антрифрикционные пары.

Нагруженные силой P валы проверяют на прочность (изгиб), износ и нагрев. Расчет на прочность выполняют по формуле

$$P = \frac{0,2d^3R_B}{l},$$

где R_B – допустимое напряжение на изгиб, Н/м²;

l – длина цапфы, м.

Расчет на износ производят по удельному давлению q :

$$q = P/(dl).$$

Для предохранения от продольного перемещения валик снабжают заплечиками (рис. 6.2).

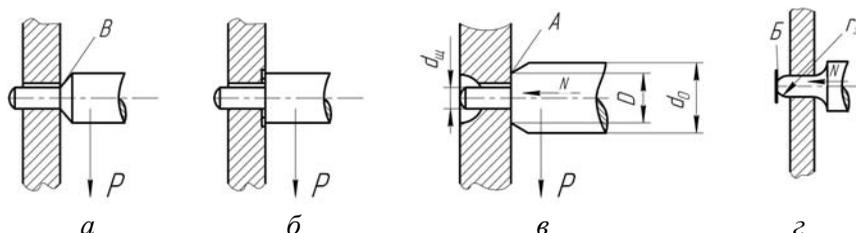


Рис. 6.2. Конструкции цилиндрических цапф

При отсутствии заплечиков возможно заклинивание валика и преждевременный износ подшипника (рис. 6.2, а). При заплечиках без фаски (рис. 6.2, б) трение сильно возрастает. С целью уменьшения трения и сохранения смазки у заплечиков снимаются фаски A под углом 45° (рис. 6.2, в).

Цапфы с диаметром меньше 1 мм изготавливают с переходным закруглением, что повышает прочность цапфы. Если вал работает вертикально, то применяют подпятник B и конец цапфы закругляют (рис. 6.2, з).

Виды крепления цилиндрических опор представлены на рис. 6.3.

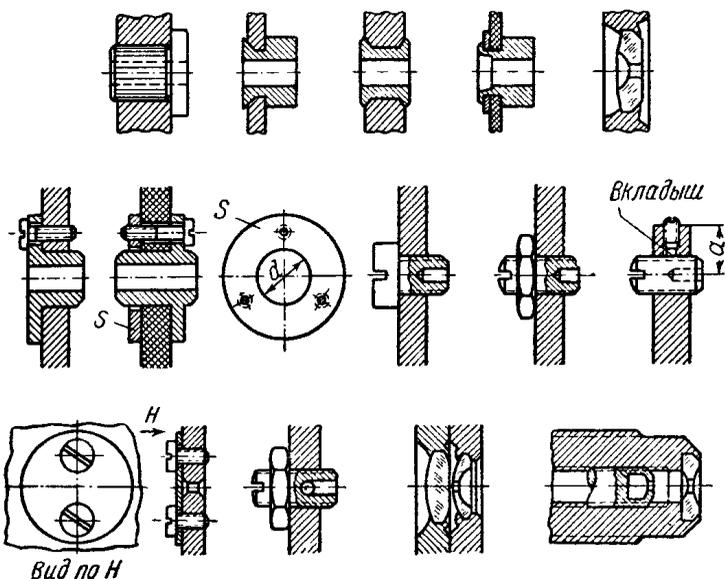


Рис. 6.3. Крепление цилиндрических опор в корпусе

Опоры на камнях. В тех случаях когда при значительных удельных давлениях цапфы на подшипник необходимо максимально снизить трение и величину износа, опоры выполняют из естественных или искусственных минералов (агата, корунда, рубина).

Опоры из минералов (камни) – запрессовывают непосредственно в корпус (рис. 6.4) или завальцовывают в металлические втулки, которые затем запрессовывают в корпус.

Сферические углубления в камнях служат для удержания смазки. Для уменьшения моментов трения и предотвращения заклинивания при перекосах отверстие в опоре делают не цилиндрическим, а скругленным с радиусом $R = (2 \dots 3)d$.

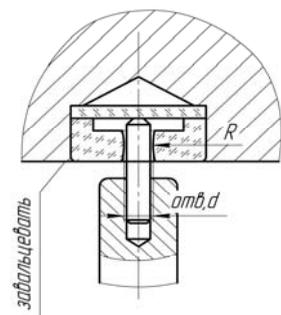


Рис. 6.4. Опора на камне

Минералы в сравнении с другими материалами имеют большую твердость, износостойкость и обеспечивают сохранение физико-химических свойств смазки в течение длительного времени, поскольку не вступают в химическое взаимодействие с металлом цапфы.

Конические опоры. В точных приборах вертикальные цилиндрические направляющие заменяют коническими (рис. 6.5). Конические оси снабжены регулируемыми разгрузочными устройствами, которые устраняют заклинивание, компенсацию температурных изменений размеров, а также дают выигрыш в легкости хода оси и долговечности работы прибора. Такие направляющие дороги в изготовлении, так как требуют индивидуальной притирки конусных поверхностей [1, 2].

Момент трения конических направляющих значительно выше момента трения цилиндрических и зависит от угла конуса:

$$M_{\tau} = N\mu \frac{d_{\text{ср}}}{2},$$

где N – нормальное усилие, действующее на образующую конуса:

$$N = \frac{P}{\sin \alpha}$$

(α – половина угла конуса);

μ – коэффициент трения скольжения.

Опоры на центрах. Наименьший момент трения в опорах на центрах (рис. 6.6) получается при следующих значениях углов: центра (оси) 60° , конического отверстия вкладыша 90° [2, 3].

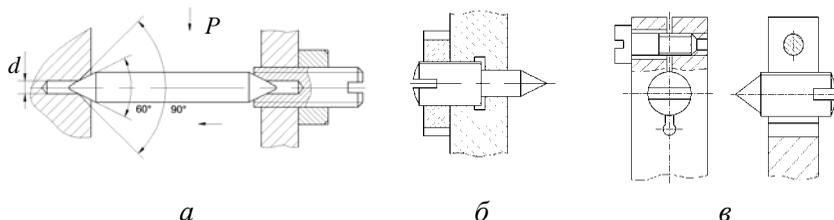


Рис. 6.6. Конструкции опор на центрах

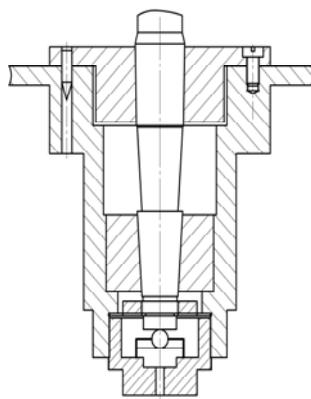


Рис. 6.5. Конические вертикальные направляющие с саморазгружающимися устройствами

Для таких опор момент трения приближенно может быть рассчитан по формуле

$$M_T = \frac{\pi}{4} \mu P d.$$

Конструкция опоры на центрах, показанная на рис. 6.6, позволяет регулировать осевой зазор при помощи винта, который контрят гайкой. Однако опоры такой конструкции можно применять в устройствах, не подверженных влиянию изменения температуры. При работе прибора в условиях изменения температур осевое регулирование опор на центрах необходимо осуществлять при помощи пружин. Оси и конусы вкладышей обычно изготавливают из стали, не подверженной коррозии, и закаливают до твердости HRC 50–56. Смазка в опорах не применяется, так как при малой опорной поверхности смазка выдавливается из точки контакта.

Опоры на центрах можно использовать лишь при малой частоте вращения оси и небольших нагрузках, вследствие больших контактных напряжений. Эти опоры находят применение в основном в часовых механизмах.

Расчет опор этого типа производится на момент трения и контактную прочность.

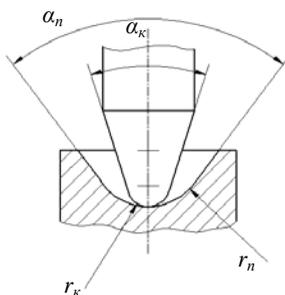


Рис. 6.7. Опора на кернах

Опоры на кернах представляют частный случай опор на центрах. Они (рис. 6.7) состоят из цапфы конической формы, на конце которой выполнена сферическая полированная поверхность малого радиуса $r_k = 0,01-0,05$ мм и подшипника с конической вогнутой поверхностью радиусом $r_n = (4-12)r_k$. Иногда опоры делают со сферической вогнутой поверхностью [2].

Контакт цапфы и подшипника происходит в точке, поэтому опоры имеют малый момент трения и применяются при незначительных нагрузках и малых частотах вращения. Опоры применяются как при вертикальном, так и при горизонтальном положении оси. В обоих случаях для температурной компенсации необходим зазор между керном и подшипником, соответственно точность таких опор невысока.

Сферические опоры (рис. 6.8) применяют, когда в процессе эксплуатации или регулировки подвижная система устройства должна сочетать два движения: вращение оси и ее покачивание в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Эти опоры имеют малую площадь контакта, что приводит к быстрому изнашиванию, что ограничивает скорости вращения осей. Недостатком является сложность их изготовления [3].

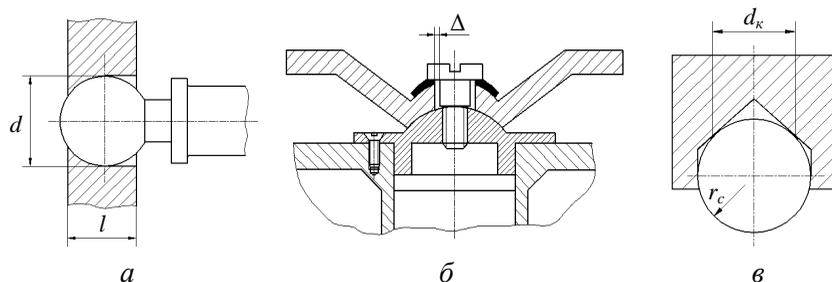


Рис. 6.8. Конструкции сферических опор

Вследствие контакта сферы и конуса по узкому шаровому пояску опора имеет малый момент трения. Моменты трения в сферических опорах приближенно рассчитывают по формулам для цилиндрических направляющих.

Опоры с трением качения

К опорам с трением качения относятся опоры на шарикоподшипниках, опоры с насыпными шариками и опоры на ножах.

Опоры с трением качения характеризуются тем, что между осью и стенками направляющего отверстия втулки помещаются промежуточные тела качения (цилиндрические ролики или шарики). Для правильного их направления и распределения по окружности применяют сепараторы [3].

В приборостроении используют *насыпные шарикоподшипники* (*опоры на шариках*) в тех случаях, когда нормальные шарикоподшипники нельзя применить из-за сравнительно большого наружного диаметра или по каким-либо иным конструктивным соображениям.

На рис. 6.9 показаны наиболее распространенные шариковые опоры. В большинстве случаев шариковые опоры не имеют сепараторов,

так как шарики совершают сложные движения (вращения вокруг своей оси и вокруг оси вращения цапфы) и должны лежать свободно.

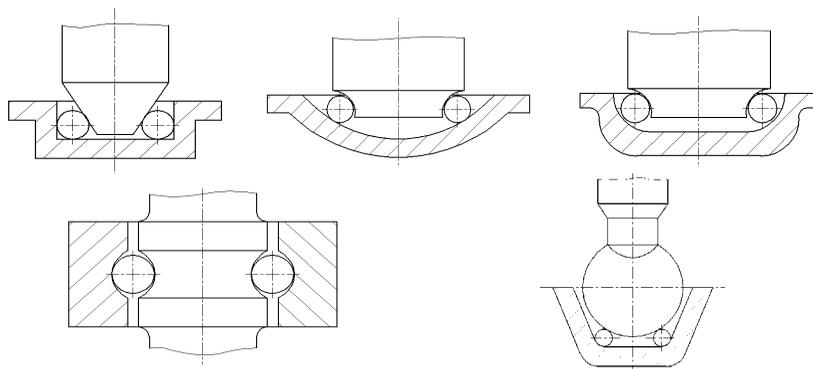


Рис. 6.9. Конструкции опор на шариках

На рис. 6.10 приведена конструкция опоры, в которой ось *1* опирается на два кронштейна *2*. В каждый кронштейн ввинчены специальные оправы *3* с шариками. Шарика в оправе *3* лежат на маленьких шариках (диаметр до 1 мм).

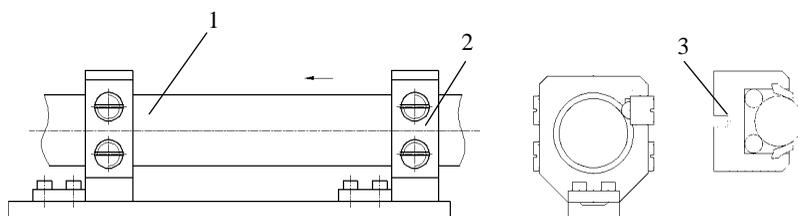


Рис. 6.10. Опора на шариках:
1 – направляющая; *2* – кронштейн; *3* – оправа

Во всех конструкциях насыпных шарикоподшипников наиболее трудоемким является изготовление наружных и внутренних колец. При этом необходимо выдержать жесткие допуски, обеспечить минимальные радиальные биения, шлифовать и полировать рабочие поверхности.

Опоры на ножках используют в чувствительных измерительных приборах и в весах различного типа [2, 3].

Опоры на ножах относят к опорам качения открытого типа, так как во всех вариантах исполнения таких опор происходит контакт двух цилиндров (плоскости с R кривизны, равной ∞ , и ножа с r кривизны, стремящейся к нулю). Основными элементами опоры являются подушка и нож. Радиус R углубления подушки должен быть намного больше радиуса скругления r кромки ножа (рис. 6.11).

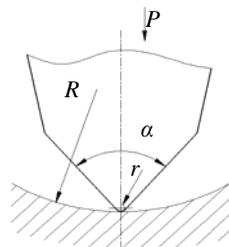


Рис. 6.11. Схема опоры на ноже

В ножевых опорах для весов нож затачивают тем острее, чем чувствительнее должны быть весы, при этом значительно возрастает удельная нагрузка на опору. Рабочий угол α для стальных ножей составляет $45\text{--}90^\circ$, а для ножей из минералов $90\text{--}120^\circ$. Максимальный угол поворота у опор на ножах составляет $\pm 8\text{--}10^\circ$.

Ножи для точных весов выполняют в виде трехгранной призмы (рис. 6.12, а), а для более грубых устройств – грушеобразной (рис. 6.12, б), квадратной, многогранной формы в поперечном сечении. Выбор формы определяется значением нагрузки.

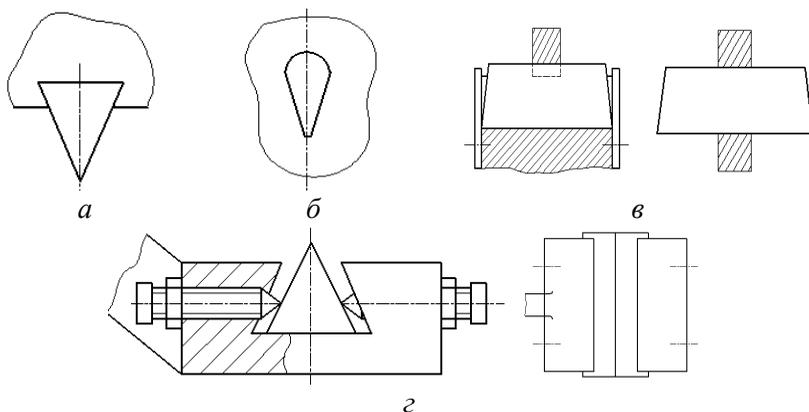


Рис. 6.12. Примеры крепления ножей

Ножи следует жестко закреплять на рычагах или коромыслах (рис. 6.12, в, з), а опорные подушки – на стойке штатива или подвесках [2, 3].

Подушки обычно делают призматической формы (рис. 6.13, а), однако более точными являются опоры, подушки которых оформлены в виде вогнутой цилиндрической поверхности (рис. 6.13, б) радиуса R . Для очень точных весов применяют подушки с плоской опорной поверхностью (рис. 6.13, в) опорной поверхностью (момент трения в таких опорах минимален, но требуются дополнительные устройства для удержания от радиального смещения) [1].

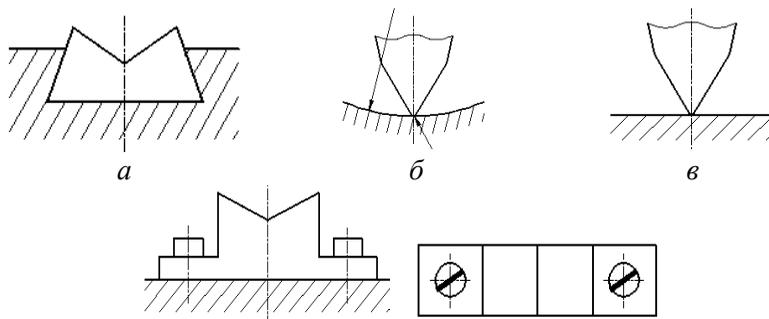


Рис. 6.13. Виды опорных подушек и способ их крепления

Для ножей и подушек применяют закаленную сталь и некоторые минералы (агат, корунд). Во всех случаях для опорных подушек следует применять более твердый материал, чем для ножей.

Порядок выполнения работы

1. Получить у преподавателя узел, содержащий опоры, отвертку и плоскогубцы.
2. Ознакомиться с общей конструкцией узла.
3. Определить тип опор.
4. Составить кинематическую схему узла.
5. Сделать эскиз конструкции опор.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Инструменты и принадлежности.
3. Краткие сведения об опорах.

4. Кинематическая схема узла, содержащего опоры.
5. Подробный чертеж конструкции опоры или направляющей.
6. Выводы по проделанной работе.

Контрольные вопросы

1. Перечислите типы опор скольжения.
2. Перечислите типы опор качения.
3. Какие способы регулировки зазора в опорах применяются?

Литература

1. Тищенко, О. Ф. Элементы приборных устройств. Основной курс : в 2 ч. / О. Ф. Тищенко ; под ред. О. Ф. Тищенко. – М. : Высшая школа, 1982. – Ч. 1. – 328 с. ; Ч. 2. – 232 с.
2. Милосердин, Ю. В. Расчет и конструирование приборов и установок : справочник / Ю. В. Милосердин, Ю. Г. Лакин. – М. : Машиностроение, 1978. – 320 с.
3. Чурабо, Д. Д. Детали и узлы приборов: Конструирование и расчет : справочное пособие / Д. Д. Чурабо. – М. : Машиностроение, 1975. – 559 с.

Лабораторная работа № 7

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ НАПРАВЛЯЮЩИХ

Цель работы

1. Ознакомиться с конструкцией направляющих.
2. Ознакомиться с конструкцией зазоровыбирающих устройств.
3. Изучить узел, содержащий направляющие.
4. Исследовать кинематическую точность узла, содержащего направляющие.

Инструменты и принадлежности

1. Лабораторная установка, содержащая направляющие.
2. Отвертка.
3. Плоскогубцы.

Общие сведения

Направляющими называют сборочные единицы, детали или отдельные их поверхности, которые обеспечивают перемещение других деталей или сборочных единиц в требуемом направлении.

В приборостроении направляющие рассчитывают в первую очередь на трение, а затем – на прочность; иногда их рассчитывают на износ и нагрев [1].

К направляющим прямолинейного движения предъявляются следующие требования:

- точность перемещения подвижного узла;
- эксплуатационная долговечность (малый износ);
- высокая жесткость;
- высокие демпфирующие свойства;
- малые силы трения;
- простота конструкции и изготовления;
- близость тягового устройства к центру тяжести;
- возможность регулировки зазора, натяга;
- благоприятное расположение в рабочем пространстве.

При функционировании направляющих взаимная ориентация деталей может осуществляться за счет внешней силы (собственного

веса каретки; усилия замыкающей пружины и т. п.) или за счет замыкания формой деталей направляющей. В первом случае направляющие называют *открытыми* с силовым замыканием; во втором случае – *замкнутыми* с геометрическим замыканием. Открытые направляющие (рис. 7.1, а, в, ж, и) применяют в основном в стационарных приборах, замкнутые направляющие (рис. 7.1, б, г, д, е, з, к–м) функционируют независимо от направления действующих сил [1, 2, 3].

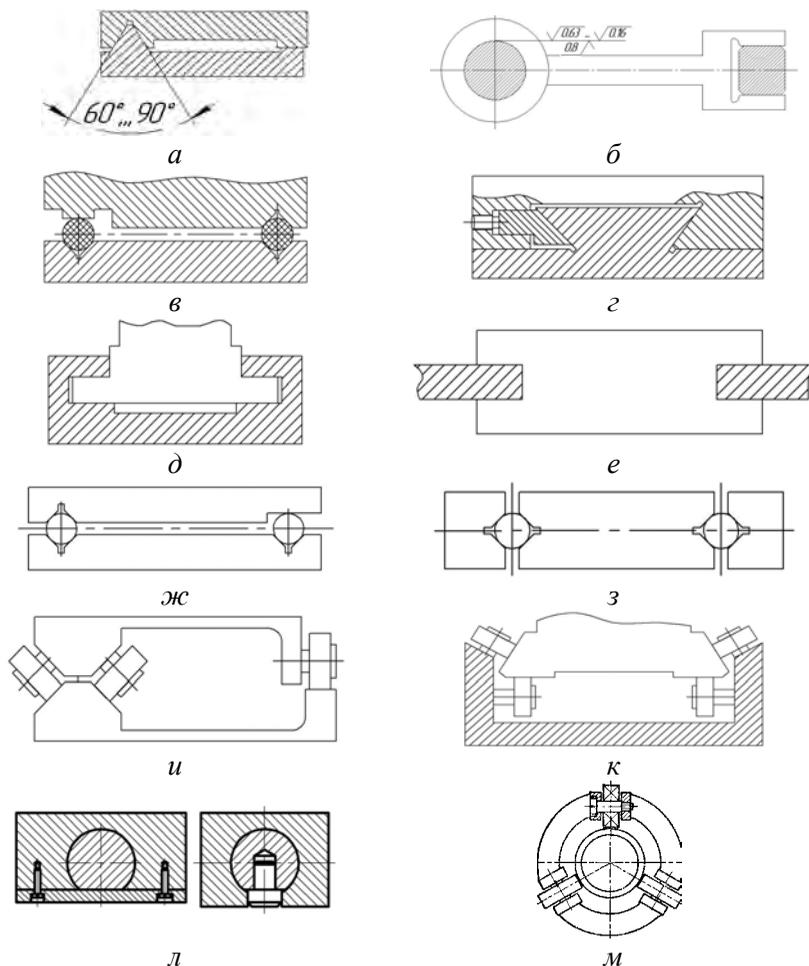


Рис. 7.1. Типовые схемы направляющих скольжения и качения

Также направляющие классифицированы по виду трения:

– направляющие с трением скольжения: по цилиндрическим (рис. 7.1, *в, л, м*), по призматическим Н, Т, V, П-образным (рис. 7.1, *д, е, з*) или комбинированным поверхностям (рис. 7.1 *а, б, и*), ласточкин хвост (рис. 7.1 *з, к*);

– направляющие с трением качения: на шариках, роликах или иголках;

– направляющие с внутренним трением (упругие).

К *направляющим с трением скольжения* как с цилиндрическими, так и с плоскими поверхностями предъявляют повышенные требования в отношении точности, легкости и плавности хода, наименьшей величины трения. Это обеспечивается точностью выполнения размеров и заданием допусков на геометрические формы направляющих поверхностей.

При выполнении этих требований необходимо учитывать температурные влияния, вызывающие линейные изменения размеров сопрягающихся деталей. Для деталей ползунов и направляющих рекомендуется выбирать материалы, имеющие одинаковые или близкие по величине коэффициенты линейного расширения.

Для уменьшения габаритных размеров направляющую и опорную поверхности совмещают в одной детали (см. рис. 7.1, *л, м*).

Направляющие с трением качения применяют в тех случаях, когда необходимо обеспечить легкость и плавность движения. Они нечувствительны или малочувствительны к температурным изменениям.

Направляющие с трением качения делят на направляющие:

– с шарико- и роликоподшипниками;

– насыпными шариками или роликами.

В роликовых направляющих основной деталью является ролик, который может передвигаться по направляющим, выполненным в виде цилиндра, либо по плоской поверхности. В ряде приборов для уменьшения трения и обеспечения легкости хода ролики целесообразно заменять стандартными радиальными шарикоподшипниками малых размеров.

Во многих приборах в качестве направляющих применяют отдельные шарики, служащие опорами для перемещаемых деталей.

Интересная конструкция направляющих приведена на рис. 7.2. Здесь в специальных гнездах 1 помещены полированные стальные прутки 3. Гнезда имеют строго параллельные стороны. Каретка 4

опирается на стальные шарики 2 и 6, катящиеся по пруткам 3. Для установки каретки в горизонтальное положение служит стальная закаленная планка 5. При износе прутков и опорной планки их замена не вызывает больших производственных затрат [3].

На рис. 7.3 показаны направляющие, которые состоят из каретки 4, опорных шариков 3, чашек 2 в виде колец радиально-упорных шарикоподшипников, дополнительных шариков 1 и станины 5. По длине каретки 4 необходимо установить две пары опорных шариков с опорными чашками [3].

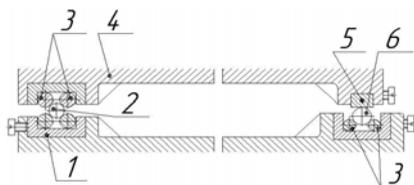


Рис. 7.2. Направляющие на шариках и стальных прутках

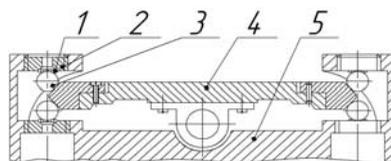


Рис. 7.3. Конструкция направляющих на шариках

Устройства для регулировки направляющих

При изготовлении деталей направляющих неизбежны погрешности размеров, формы и расположения поверхностей. Вследствие этого при сборке появляются люфты, снижающие точность перемещения или увеличивающие усилие перемещения, натяги и износ. Поэтому для создания работоспособной конструкции используются:

- селективная сборка;
- регулировочные устройства.

На рис. 7.4 приведены конструкции регулировки зазора в направляющих. Плавная регулировка (рис 7.4, а) обеспечивается с помощью двух регулировочных винтов 6, которые смещают подвижную направляющую 2 до выборки зазора в направляющих, после чего происходит ее окончательная фиксация с помощью винтов 5, а для того чтобы в процессе работы регулировка не сбивалась, регулировочные винты 6 фиксируют от самоотвинчивания. Неподвижная направляющая 1 фиксируется на основании 4 при помощи винтов 5 и установочных штифтов 7, которые обеспечивают неподвижность в процессе регулировки. Возможно ступенчатое регулирование за-

зора (рис 7.4, б), для чего используются шлифованные пластины 8 определенной толщины, определяющей величину дискретизации. На рис 7.4, в приведена конструкция плавной регулировки зазора с помощью клиньев 9. Относительное перемещение клиньев обеспечивается винчиванием регулировочного винта б, который затем фиксируется. Автоматическая выборка зазора в направляющих (рис 7.4, г) обеспечивается с помощью пружины. Усилие пружины, а соответственно сила трения между подвижной кареткой и направляющей регулируются винтом [1].

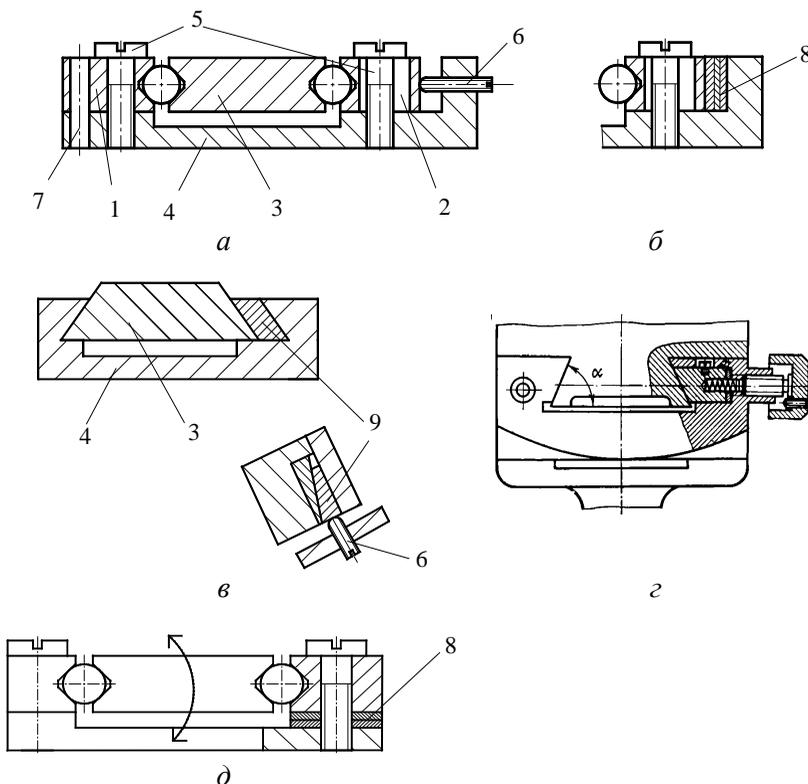


Рис. 7.4. Способы регулировки зазора в направляющих:

1 – неподвижная направляющая; 2 – подвижная направляющая; 3 – каретка;
4 – основание; 5 – фиксирующий винт; б – регулировочный винт; 7 – штифт;
8 – шлифованная пластина; 9 – клин

Помимо выборки зазора в направляющих существует необходимость регулировки каретки в горизонтальной плоскости (рис 7.4, д). Для такой регулировки могут использоваться шлифованные пластины 8 или ступенчатое шлифование плоскости примыкания направляющей к основанию.

Опоры и направляющие с трением упругости

Применение упругих элементов в качестве опор подвижных систем, находящихся во вращательном (колебательном) или поступательном движении, дает возможность заменить трение скольжения или качения трением упругости.

Наличие только трения упругости или, как часто его называют, межмолекулярного трения позволяет значительно уменьшить момент сил сопротивления. Поэтому такие опоры нашли применение в приборах высокого класса точности. Применение опор с трением упругости упрощает конструкцию приборов, так как, выполняя одновременно роль упругих элементов, они создают необходимый противодействующий момент или служат для выбора мертвых ходов. В качестве упругих опор используют упругие нити круглого и прямоугольного сечения (растяжки или подвесы), валики малого диаметра (торсионы), плоские прямые или изогнутые пружины, а также рамочные плоские пружины, объединенные в блоки.

Различают следующие виды опор с трением упругости [1].

Растяжки. Под опорой на растяжке 2 (рис. 7.5) понимается установка подвижной части прибора 3 (рамки) на растянутой нити 1 с двумя закрепленными концами. При повороте моментом M подвижного звена вследствие закручивания нити возникает противодействующий уравнивающий момент M_2 . При необходимости нить 1 может быть использована для подвода тока. При малой массе подвижного звена 3 и достаточном усилии натяжения растяжки опоры этого типа могут применяться и для горизонтального растяжения оси вращения.

Торсионный подвес (рис. 7.6). Ось вращения может располагаться как вертикально, так и горизонтально. Точность центрирования зависит от конструкции заделки торсиона (обычно точность невысокая).

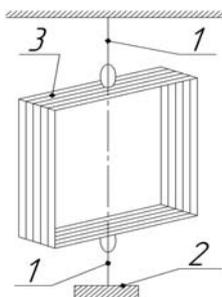


Рис. 7.5. Схема крепления рамки на упругих растяжках

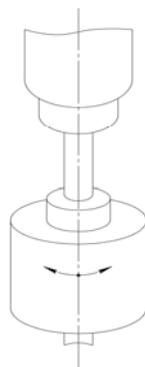


Рис. 7.6. Крепление подвижной системы на торсионе

Подвесы пластинчатого типа (рис. 7.7) представляют собой пластинчатые пружины 2, одним концом закрепленные к неподвижной 3, а другим концом – к подвижной 1 части прибора. В результате подвижную часть можно смещать в одном (рис. 7.7, а) или двух (рис. 7.7, б) направлениях. Недостаток – заметное смещение центра вращения в пределах рабочего угла поворота [1].

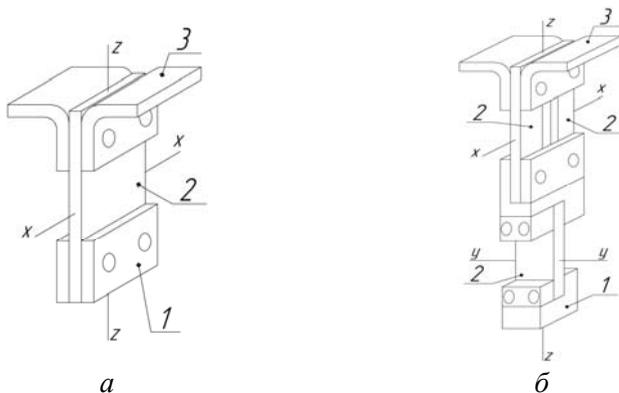


Рис. 7.7. Виды пластинчатых подвесов

Указанное смещение уменьшается в двухпластинчатых крестообразных упругих опорах (рис. 7.8, а). В таких опорах при малых углах поворота центр вращения совпадает с линией пересечения

плоскостей пружин. Радиальная упругая опора (рис. 7.8, б) конструктивно более сложная. Она имеет практически постоянный центр поворота и воспринимает радиальные усилия в любом направлении. Недостаток такой опоры в том, что она работает при весьма ограниченных углах поворота и имеет жесткость, возрастающую при увеличении поворота.

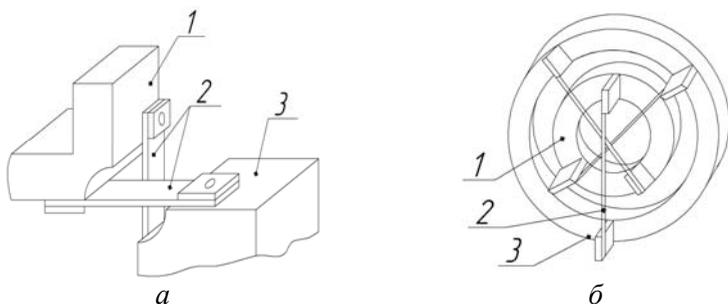


Рис. 7.8. Двух- и трехпластинчатые подвесы

Направляющие прямолинейного движения с трением упругости

На рис. 7.9 показаны направляющие для поступательного движения, созданные из блока рамочных пружин.

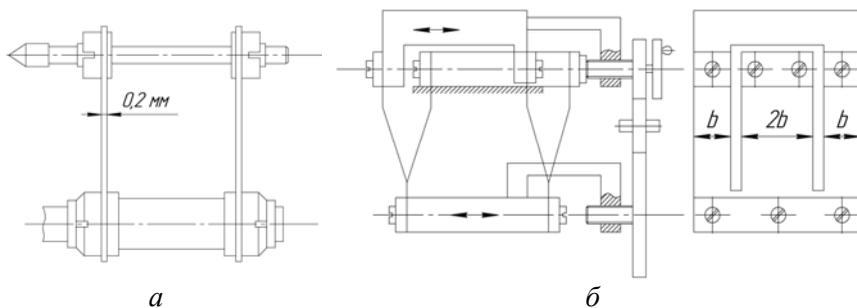


Рис. 7.9. Упругий параллелограмм (а) и двоянный упругий параллелограмм (б)

Для растяжек и подвесов применяется нить из оловянисто-цинковой и бериллиевой бронзы из сплавов серебра с платиной. В осо-

бых случаях применяется кварцевая металлизированная нить. Основные требования к материалам нити – коррозионная стойкость и высокая стабильность механических характеристик, а для электродных нитей малое удельное сопротивление.

Для направляющих прямолинейного движения используются пружинные стали (сталь 65Г), хромованадиевая сталь (сталь 50ЧФА), бериллиевая бронза (Бр Б2).

Порядок выполнения работы

1. Получить у преподавателя узел, содержащий направляющие, и отвертку и плоскогубцы.
2. Ознакомиться с общей конструкцией узла.
3. Определить тип направляющих.
4. Составить кинематическую схему узла.
5. Зарисовать эскиз конструкции направляющих.
6. Исследовать кинематическую точность узла, содержащего направляющие.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Инструменты и принадлежности.
3. Краткие сведения о направляющих.
4. Кинематическая схема узла, содержащего направляющие.
5. Подробный чертеж конструкции направляющей.
6. График зависимости деформации направляющих от положения каретки.
7. Выводы по проделанной работе.

Контрольные вопросы

1. По каким признакам классифицируются направляющие прямолинейного движения?
2. Какие виды упругих опор существуют?
3. Какие способы регулировки зазора в направляющих применяются?

Литература

1. Тищенко, О. Ф. Элементы приборных устройств. Основной курс : в 2 ч. / под ред. О. Ф. Тищенко. – М. : Высшая школа, 1982. – Ч. 1. – 328 с. ; Ч. 2. – 232 с.
2. Милосердин, Ю. В. Расчет и конструирование приборов и установок : справочник / Ю. В. Милосердин, Ю. Г. Лакин. – М. : Машиностроение, 1978. – 320 с.
3. Чурабо, Д. Д. Детали и узлы приборов: Конструирование и расчет : справочное пособие / Д. Д. Чурабо. – М. : Машиностроение, 1975. – 559 с.

Лабораторная работа № 8

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ РЕГУЛЯТОРОВ СКОРОСТИ

Цель работы

1. Ознакомиться с конструкцией регулятора скорости.
2. Изучить узел, содержащий регулятор скорости.

Инструменты и принадлежности

1. Лабораторная установка, содержащая регулятор скорости.
2. Отвертка.
3. Плоскогубцы.

Общие сведения

Регуляторы скорости служат для уменьшения колебаний частоты вращения звеньев механизмов приборов, к которым относятся механизмы лентопротяжных и регистрирующих приборов, номеронабирателей телефонных аппаратов, печатающих машинок, электро-механических осциллографов, киносъёмочных аппаратов и др.

Движение звеньев механизма с постоянной скоростью возможно лишь в случае поддержания постоянства кинетической энергии, т. е. при установившемся равновесном движении. При этом должно соблюдаться равенство

$$J \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ}{d\varphi} = T_{\text{дв}} - T_{\text{с}} = 0, \quad (8.1)$$

где J – приведенный момент инерции масс вращающихся звеньев;

$T_{\text{дв}}$ – момент движущих сил;

$T_{\text{с}}$ – момент сил полезного и вредного сопротивлений.

Обычно в механизмах приборов момент движущих сил и момент сил сопротивления не остаются постоянными, что и приводит к колебаниям скорости, обусловливаемым двумя причинами:

несовпадением закона изменения момента движущих сил с законом изменения приведенного момента сил сопротивления в пределах установившегося движения;

изменяемостью приведенного момента инерции звеньев механизма.

Для соблюдения равенства (8.1) механизмы снабжают регуляторами скорости, воздействующими на момент движущих сил или сил сопротивления. С энергетической точки зрения из всех методов регулирования более рациональным является метод регулирования момента движущих сил, применяемый для регулирования скорости звеньев механизма с приводом от электродвигателей.

В случае применения механизмов с приводом от пружинного двигателя, от двигателя с опускающимся грузом или с ручным приводом, когда воздействие на момент движущихся сил невозможно, применяют метод регулирования момента сил сопротивления. Применяемые при этом регуляторы называются тормозными. Использование тормозных регуляторов обусловлено их конструктивной простотой и высокой надежностью, обеспечиваемой тем, что система регулирования не связана с цепью подвода энергии к механизму. Такие системы целесообразно применять при малых уровнях потребляемой энергии, когда КПД системы «источник энергии–потребитель» особого значения не имеет.

Оба метода обеспечивают непрерывное регулирование. Однако они не могут обеспечить постоянную скорость звеньев механизма, так как регулятор вступает в действие лишь после того, как произошло изменение моментов движущих сил или сил сопротивления. В связи с этим задачей регуляторов скорости является поддержание колебания скорости в период установившегося движения механизма в таких пределах, чтобы его отклонение от среднего значения не превышало заданного, оцениваемого коэффициентом неравномерности скорости:

$$\delta = (\omega_{\max} - \omega_{\min}) / \omega_{\text{ср}},$$

где ω_{\max} и ω_{\min} – соответственно допустимые максимальное и минимальное значения угловой скорости звена;

$\omega_{\text{ср}}$ – среднее значение угловой скорости звена:

$$\omega_{\text{ср}} = (\omega_{\max} + \omega_{\min}) / 2.$$

Для обеспечения стабильной средней скорости равномерного движения звеньев часто применяют метод остановок и пусков механизма на равные, заранее заданные и не зависящие от работы механизма промежутки времени. Работающие по такому принципу регуляторы называются регуляторами прерывистого действия.

Основной составной частью любого регулятора является чувствительный элемент, реагирующий на изменение угловой скорости. В качестве таких применяют:

- вращающиеся грузы, в которых возникают центробежные силы инерции, пропорциональные квадрату угловой скорости;
- тахогенераторы, вырабатывающие электрический ток, напряжение которого пропорционально угловой скорости;
- элементы прерывистого действия или спусковые устройства, осуществляющие периодические остановки и пуски механизма.

Наибольшее распространение получили тормозные регуляторы с трением между твердыми телами и регуляторы с трением о воздух (воздушные, ветрянки). Во-первых, для создания тормозного момента используют центробежные силы вращающихся грузов. Такие регуляторы называются центробежными. В воздушных регуляторах тормозной момент возникает за счет сил аэродинамического сопротивления воздушной среды.

Центробежные тормозные регуляторы

В зависимости от направления действия силы давления, вызывающей трение, центробежные тормозные регуляторы делятся на регуляторы радиального и осевого действия. При вращении вала регулятора и связанных с ним грузов возникают центробежные инерционные силы [1]

$$P_{ц} = m\omega^2 r,$$

частично уравновешиваемые усилием упругих элементов (пружин) P_y . Сила, равная разности этих сил, прижимает груз (одновременно являющийся тормозной колодкой) к тормозной поверхности радиусом r , создавая силу трения

$$F_{тр} = (P_{ц} - P_y).$$

При этом характеристика регулятора, т. е. зависимость развиваемого им момента T_p от угловой скорости ω , может быть выражена уравнением

$$T_p = K_1 \omega^2 - K_2 P_y.$$

Значения постоянных K_1 и K_2 зависят от конструктивных особенностей регулятора.

Графическая характеристика центростремительного тормозного регулятора изображена на рис. 8.1. Участок $I-0$ соответствует периоду разгона регулятора. При этом грузы не касаются тормозного барабана и тормозной момент не создается. Точка пересечения кривой с осью ω соответствует мгновению соприкосновения грузов с тормозным барабаном; частота вращения, достигнутая валом регулятора, при этом соответствует критической, тормозной момент практически равен нулю. Это мгновение в работе регулятора может быть выражено уравнением

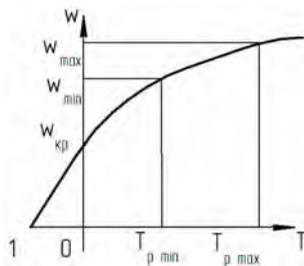


Рис. 8.1. Характеристика тормозного регулятора

$$T_p = K_1 \omega_{кр}^2 - K_2 P_{п} = 0,$$

где $\omega_{кр}$ – критическая скорость регулятора.

При дальнейшем увеличении угловой скорости вала регулятора тормозной момент последовательно принимает значения $T_{p min}$ и $T_{p max}$.

Усилие возвратной пружины в период разгона изменяется незначительно, так как ее ход составляет доли миллиметра, а после соприкосновения грузов с тормозным барабаном остается постоянным.

Для нормальной работы регулятора необходимо также определить усилие пружины $P_{п}$, при котором обеспечивалось бы соприкосновение грузов с тормозным барабаном в момент достижения валом регулятора скорости вращения, равной $\omega_{кр}$:

$$P_{п} = \frac{K_1}{K_2} \omega_{кр}^2.$$

Изменение предельных значений угловой скорости ω_{\min} и ω_{\max} без изменения коэффициента неравномерности можно обеспечить регулировкой натяжения возвратных пружин или расстояния между тормозной втулкой и корпусом (для регуляторов осевого действия). Изменение коэффициента неравномерности удобней всего обеспечить выполнив тормозной барабан с переменным внутренним радиусом r .

В центробежных тормозных регуляторах радиального действия взаимное давление тел, трущихся друг о друга под действием центробежной силы, направлено по радиусу перпендикулярно оси вращения (рис. 8.2) [1].

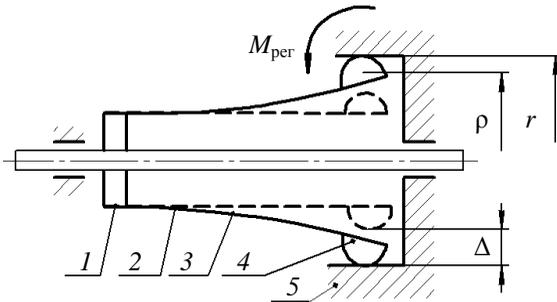


Рис. 8.2. Центробежный тормозной регулятор радиального действия:
1 – буртик; 2 – ось; 3 – плоская пружина; 4 – грузы; 5 – тормозной барабан

К буртику 1 (см. рис. 8.2) на оси 2 регулятора прикреплены пружины 3 с тормозными грузиками 4. При вращении оси пружины изгибаются, грузики расходятся и при критической угловой скорости прикасаются к поверхности неподвижного цилиндрического барабана 5. При дальнейшем увеличении угловой скорости грузики центробежной силой $F = F_{\text{кр}}$ прижимаются к барабану, трутся о его поверхность и на оси регулятора возникает момент $T_{\text{пер}}$, пропорциональный квадрату угловой скорости $\omega_{\text{пер}}$ оси:

$$T_{\text{пер}} = f \left(m \omega_{\text{пер}}^2 \rho - F_{\text{кр}} \right) r z;$$

$$F_{\text{кр}} = k \Delta,$$

где f – коэффициент трения между грузиками и поверхностью барабана;

m – масса грузика;

ρ – расстояние от оси до центра тяжести грузика, когда он касается барабана;

$F_{кр}$ – центробежная сила грузика;

r – радиус барабана;

z – число грузиков;

k – жесткость пружины;

Δ – зазор между грузиком и барабаном при неподвижной оси регулятора.

Для получения больших тормозных моментов при малых размерах грузиков рабочие частоты вращения оси выбираются большими ($2500\text{--}12000 \text{ мин}^{-1}$). Однако большие частоты при длительной работе вызывают перегрев регулятора из-за плохой теплоотдачи при малых габаритах. Критическая угловая скорость, при которой начинает появляться тормозной момент, определяется при $T_{рег} = 0$:

$$\omega_{рег.кр} = \sqrt{k\Delta / m\rho}.$$

В механизмах с настраиваемой критической частотой вращения ведущего валика регуляторы выполняют следующим образом (рис. 8.3) [1].

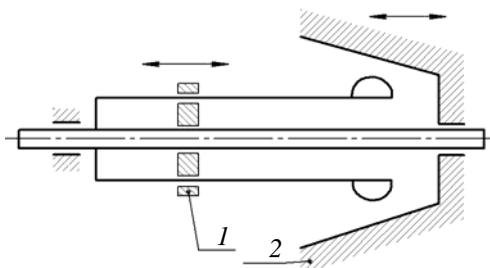


Рис. 8.3. Регулируемый тормозной регулятор радиального действия

На оси устанавливают втулку 1, ограничивающую деформирующуюся длину пружин. Перемещение втулки ближе к грузикам увеличивает жесткость k пружин и тем самым увеличивает критическую угловую скорость регулятора или же барабан 2 делают коническим. Перемещение барабана вдоль оси изменяет зазор, что вызывает изменение критической угловой скорости. Каждый из этих способов позволяет изменять критическую угловую скорость в три и более

раза. Одновременное изменение рабочей длины пружин и значения зазора применяют реже, только когда необходим большой диапазон настройки критической частоты вращения.

Колодочные тормозные регуляторы радиального действия (рис. 8.4, *а*) включают в себя тормозные колодки 1, которые могут поворачиваться на осях 2 диска 3, закрепленного на оси 4 регулятора. Пружины 5 стягивают колодки и прижимают их к упорам 6. При вращении оси регулятора с угловой скоростью, близкой к критической, центробежная сила F преодолевает начальную силу натяжения $F_{п0}$ пружин и колодки начинают расходиться, и при критической угловой скорости они касаются поверхности барабана. При угловой скорости больше критической на оси регулятора появляется тормозной момент [1, 2].

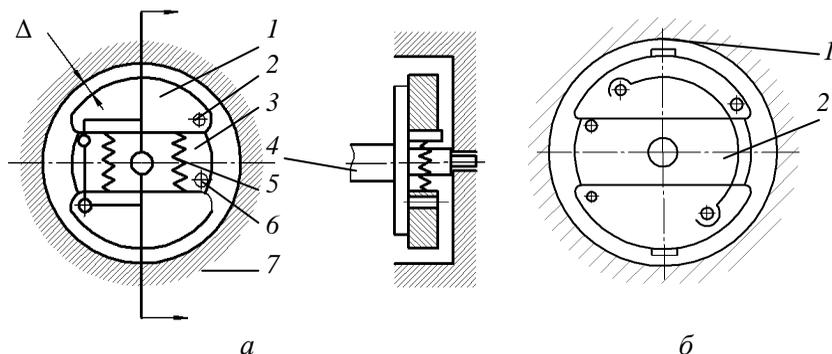


Рис. 8.4. Колодочные тормозные регуляторы радиального действия

Колодочные тормозные регуляторы радиального действия имеют большие радиальные и малые осевые размеры. При этом они обеспечивают большие тормозные моменты при меньших частотах вращения оси регулятора (диапазон рабочих частот вращения 800–4000 мин⁻¹).

При направлении вращения оси, приводящем к затягиванию колодок, могут быть получены большие тормозные моменты, однако при этом тормозной момент может стать нестабильным, поэтому затягивание колодок используется редко и чаще применяется противоположное направление вращения.

На рис. 8.4, *б* показана схема конструкции колодочного регулятора, у которого колодки стягиваются плоской пружиной 1, а также

на колодках укреплены фрикционные накладки 2, обеспечивающие большую стабильность тормозного момента.

У центробежных тормозных регуляторов осевого действия силы давления направлены вдоль оси вращения регулятора. Они имеют два основных варианта конструктивных схем: с тормозным диском и тормозными рычагами.

Две схемы регуляторов с тормозным диском показаны на рис. 8.5, а, б [1, 2].

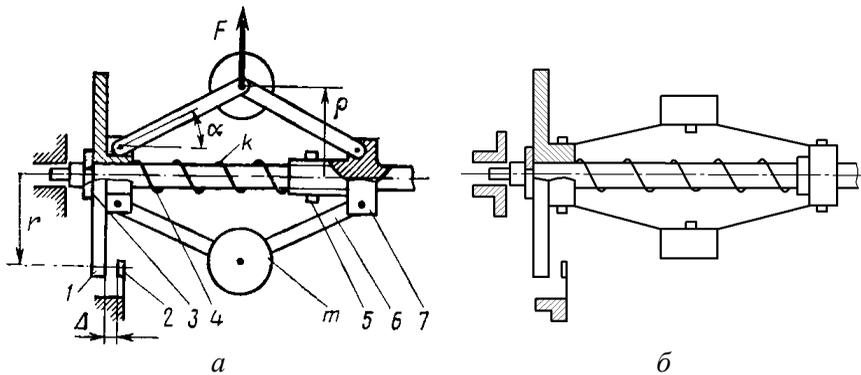


Рис. 8.5. Центробежные тормозные регуляторы осевого действия

К втулке 7, закрепленной на оси регулятора, и к подвижному тормозному диску 1, который может скользить на оси, шарнирно прикреплены тяги б с грузиками *m*. Пружина 4, натяжение которой может устанавливаться гайкой 5, прижимает диск 1 к упору 3 на оси регулятора. При вращении оси центробежная сила *F* каждого грузика через тяги передается диску, преодолевая силу $F_{\text{п}}$ начального натяжения пружины и сжимая ее дополнительно на величину Δ . Диск при критической частоте вращения оси перемещается к тормозному упору 2 на корпусе регулятора. При частоте вращения, большей критической, диск прижимается к тормозному упору и на оси регулятора возникает тормозной момент

$$T_{\text{пер}} = f \left(\frac{m\omega_{\text{пер}}^2 \rho}{2 \operatorname{tg} \alpha} z - F_{\text{п}} - k \Delta \right) r.$$

В лучших вариантах конструкций тяги заменены плоскими пружинами (см. рис. 8.5, б). Применяется конструкция, в которой винтовая пружина отсутствует, а ее функции, так же как и функции тяг, выполняют плоские пружины. Рабочие частоты вращения таких регуляторов обычно лежат в диапазоне 800–2000 мин⁻¹. Они весьма надежны и легко настраиваются на нужную угловую скорость.

Схема тормозного регулятора осевого действия с тормозными рычагами показана на рис. 8.6. Тормозные рычаги 4 соединены с осью регулятора в шарнирах 3 и стянуты пружинами 5. При вращении оси с критической угловой скоростью рычаги, растягивая пружины, поворачиваются и тормозные колодки 2 начинают касаться корпуса 1. При угловой скорости больше критической колодки прижимаются к корпусу с силой F_n и на оси регулятора появляется тормозной момент

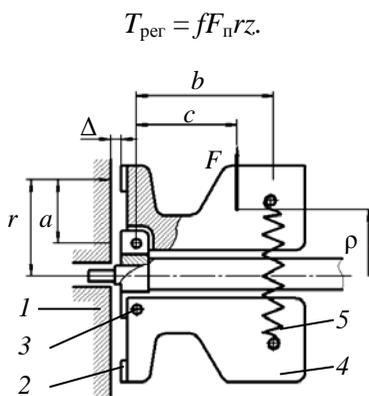


Рис. 8.6. Тормозной регулятор осевого действия с рычагами

Эти регуляторы имеют обычно малые габариты и обеспечивают большие моменты при малых угловых скоростях [1].

Тормозные регуляторы с трением о воздух

Тормозные регуляторы с трением о воздух (ветрянки) состоят из одного или нескольких плоских крыльев, закрепленных на валу регулятора.

Различают ветрянки с неизменным, жестким креплением крыльев и с самоустанавливающимися крыльями, положение которых меняется при изменении угловой скорости вала регулятора.

Вследствие сложности картины обтекания крыльев воздушным потоком характеристику регулятора с трением о воздух достаточно точно можно получить только экспериментально. Расчетным путем ее определяют приближенно, так как характер обтекания крыла зависит не только от формы последнего, но и от скорости набегающего потока. Элементарный момент, создаваемый площадкой прямоугольного крыла dS на радиусе r :

$$dT = C_x \frac{\gamma v^2}{2} r dS = C_x \frac{\gamma b \omega^2}{2} r^3 dr,$$

где C_x – коэффициент аэродинамического (лобового) сопротивления элементарной площадки;

γ – плотность воздуха;

v – линейная скорость набегающего потока на радиусе r ;

ω – угловая скорость.

Решение этого выражения очень приближенно, так как обтекание всего крыла иное, чем обтекание отдельных бесконечно тонких площадок dS ; кроме того, режим обтекания, зависящий от скорости потока (точнее от критерия Рейнольдса Re), для различных участков крыла разный, теоретически могущий охватывать весь диапазон режимов течения от ламинарного до турбулентного.

Считая приближенно, что коэффициент лобового сопротивления отдельных элементарных площадок dS такой же, как и всего крыла, т. е. $C_x = \text{const}$, получим выражение для момента сопротивления регулятора:

$$T = C_x \gamma b (r_2^4 - r_1^4) \omega^2 / 4.$$

Значение C_x для прямоугольной пластины зависит от соотношения ее сторон a и b и может быть определено по формуле

$$C_x = 1,084 (b/a)^{0,079}.$$

При нормальном давлении и температуре 15–20 °С принимают плотность воздуха $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

Жесткое крепление крыльев на валу регулятора приводит к появлению динамических нагрузок (ударов) при внезапной остановке механизма, поэтому крылья часто крепят пружиной так, чтобы они имели возможность при ударах проскальзывать на валу (рис. 8.7, *а, б*). Для изменения момента регулятора при настройке применяют конструкции с переставными крыльями (рис. 8.7, *в–д*), которые закрепляют после окончательной регулировки [1, 2].

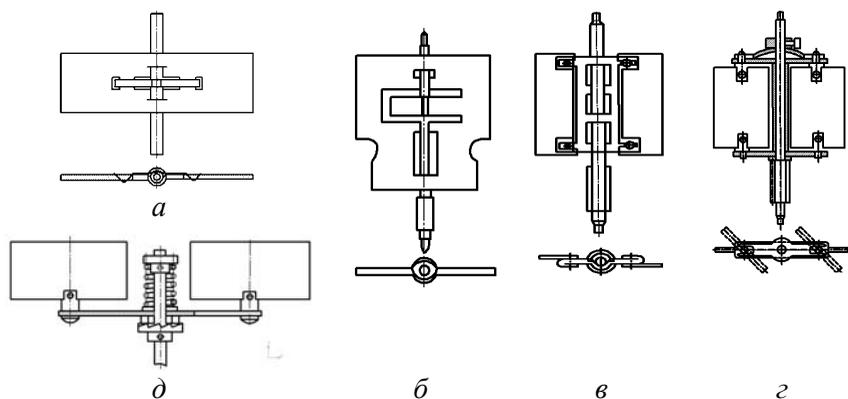


Рис. 8.7. Тормозные регуляторы с трением о воздух

Эффективность работы воздушного регулятора повышают применением самоустанавливающихся крыльев (рис. 8.8, *а*), угол установки которых изменяется с увеличением скорости вращения вала регулятора за счет центробежных сил. Характеристика регулятора имеет два нелинейных участка (рис. 8.8, *б*).

Такой регулятор состоит из вала 1, крыльчатки 2, способной поворачиваться вокруг оси 3 под действием центробежных сил. Повороту крыльчатки противодействует пружина 5, закрепленная одним концом на выступе крыла б, а другим – на втулке вала 4.

До определенной скорости вращения инерционные силы относительно оси крыльчатки не превышают момента, создаваемого пружиной, крылья занимают неизменное положение относительно вала, а характеристика регулятора имеет вид параболы *А* (рис. 8.8, *б*),

т. е. момент регулятора пропорционален ω_2 . Когда инерционные силы увеличиваются настолько, что начинается поворот крыльчатки, момент регулятора начинает дополнительно расти за счет увеличения размаха крыльев [3].

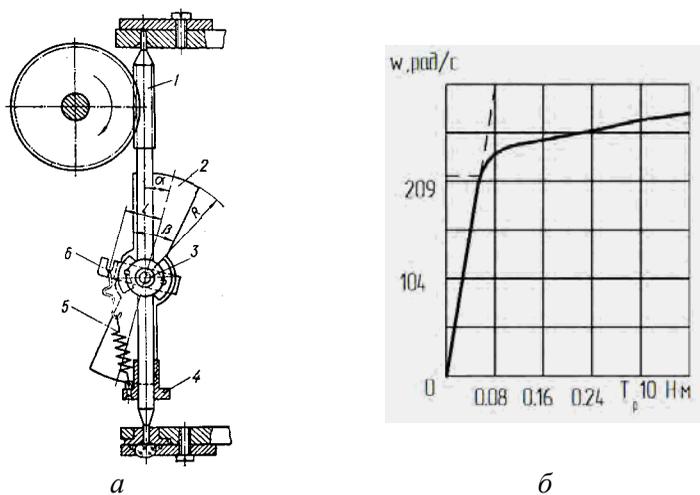


Рис. 8.8. Регулятор с самоустанавливающимися крыльями (а) и его характеристика (б)

Приведенные выше формулы для расчета регуляторов с трением о воздух носят приближенный характер и нуждаются в экспериментальной проверке, т. е. они могут дать только ориентировочные значения рабочих параметров воздушного регулятора.

Тормозные центробежные регуляторы с упругой деформацией

Работа тормозных центробежных регуляторов основана на использовании внутреннего трения (гистерезисных потерь) при упругой деформации вязкоупругих полимеров. Конструкция простейшего тормозного центробежного регулятора скорости с упругой деформацией типа I показана на рис. 8.9. Регулятор состоит из гибкого кольца 1, оси 2 с жестко закрепленной на ней крестовиной 3 и из расположенных в пазах крестовины грузов (роликов) 4.

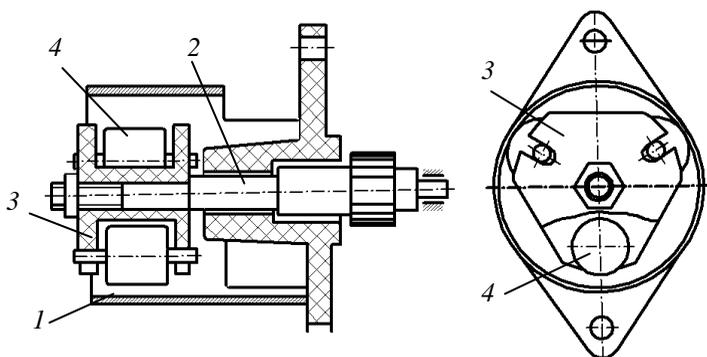


Рис. 8.9. Регулятор с упругой деформацией типа I

При вращении оси 2 грузы (ролики) 4 под действием центробежных сил прижимаются к внутренней поверхности кольца 1, образуя синхронно бегущие с грузами (роликами) волны деформации. При этом часть энергии теряется на внутреннее трение в материале кольца, обусловленное в первую очередь гистерезисными потерями. При увеличении скорости вращения оси 2 растут центробежные усилия на грузы (ролики) 4, увеличиваются прогибы кольца 1, полная потенциальная энергия, запасенная в кольце, и соответственно – гистерезисные потери; тормозной момент регулятора возрастает. При уменьшении скорости вращения происходит обратный процесс.

Центробежный тормозной регулятор с упругой деформацией типа II (рис. 8.10) отличается от предыдущего видом деформации и конструкцией деформирующего устройства. Регулятор состоит из гибкого кольца оси 2 с укрепленным на ней коромыслом 3 и шарнирно связанных с ним пальцами 4 рычагов 5, грузов 6 и роликов 7, вращающихся на пальцах 4.

Когда ось 2 начинает вращаться, грузы 6 под действием центробежных сил расходятся и поворачивают рычаги 5. При этом ролики 7 прижимаются к поверхности кольца 1 и деформируют его в противоположных направлениях: один – снаружи, второй – изнутри. Таким образом создается тормозной момент регулятора.

Регуляторы с упругой деформацией лишены одного из самых серьезных недостатков – выделения большого количества продуктов износа (что характерно для регуляторов с трением между твердыми телами). В этих регуляторах трение между грузами и тормозным

стаканом (гибким кольцом) сведено к минимуму. Материалом для изготовления гибких колец служит смола капроновая вторичная марки Б МРТУ-6-06-2Н-69 или полиамид 610 литьевой ГОСТ 10589-73. Толщина кольца 0,3–0,7 мм, средний диаметр 28 мм.

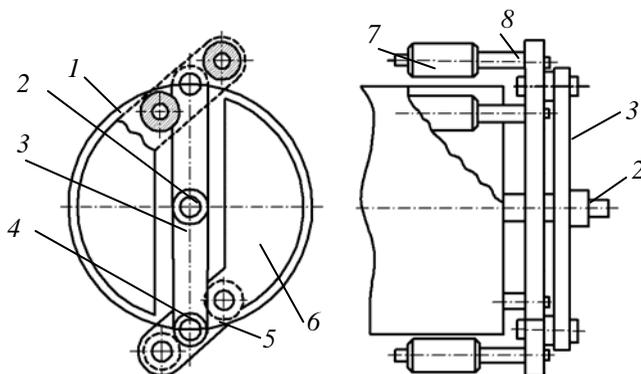


Рис. 8.10. Регулятор с упругой деформацией типа II

Методика расчета регуляторов скорости с упругой деформацией является проверочной, т. е. по заданным или принятым конструктивным размерам регулятора рассчитывают и строят тормозную характеристику, а по ней определяют коэффициент неравномерности скорости.

Магнитоиндукционные регуляторы

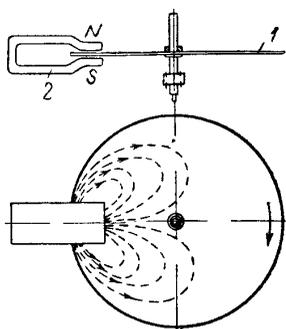


Рис. 8.11. Магнитоиндукционный регулятор

Магнитоиндукционные регуляторы (рис. 8.11) состоят из металлического диска *1*, вращающегося в поле постоянного магнита *2*. При этом в диске наводятся вихревые токи, создающие вторичное магнитное поле. Взаимодействие вторичного и первичного поля через диск приводит к возникновению тормозного момента [1].

Регуляторам этого типа свойственна строгая линейная зависимость тормозного момента от частоты вращения.

Момент регулирования регуляторов этого типа может быть найден по формуле

$$T_p = \lambda \frac{\Phi^2}{R} n,$$

где λ – коэффициент, определяемый экспериментально;

Φ – магнитный поток, создаваемый магнитом;

R – электрическое сопротивление материала диска;

n – число оборотов диска.

Спусковые регуляторы скорости

В отличие от тормозных регуляторов, действующих непрерывно, спусковые регуляторы являются регуляторами прерывистого действия. Эти регуляторы, периодически останавливающие регулируемую систему, применяются только при малых окружных усилиях и при малых угловых скоростях регулируемой оси [2, 3].

Спусковой регулятор представляет собой сочетание регулятора колебаний и хода (или спуска) и имеет колебательную систему с постоянным периодом колебаний в виде маятника 1 (рис. 8.12, а) или пары «баланс–спираль» (рис. 8.12, б), назначением которой является обеспечение периодичности и строго одинаковой длительности остановок регулируемой оси. Ходом (или спуском) называется совокупность анкера 2 (детали, колеблющейся под действием регулятора колебаний) и ходового колеса 3, посаженного на ось 4, скорость вращения которой регулируется. Ход (спуск) осуществляет остановки ходового колеса через равные промежутки времени, зависящие от периода регулятора колебаний, а также периодически передает регулятору порции энергии. Последнее необходимо для восполнения неизбежных потерь энергии на трении об опоры и о воздух.

Различают два типа спусковых регуляторов: с собственными колебаниями и без них. Спусковой регулятор первого типа имеет регулятор колебаний, обладающий возвращающей силой. Эти регуляторы обеспечивают точное поддержание частоты вращения и применяются в часовых механизмах.

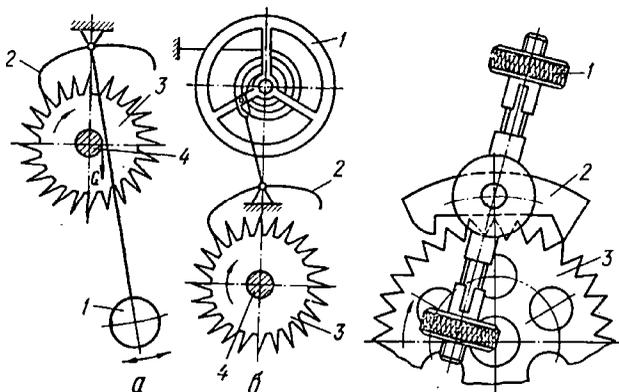


Рис. 8.12. Спусковой регулятор с собственными колебаниями:
а – с маятником; *б* – с системой «баланс–спираль»

Спусковой регулятор второго типа имеет регулятор колебаний без возвращающей силы, т. е. не обладающий собственным периодом колебаний. Период колебаний такого регулятора зависит от момента на ходовом колесе. Спусковые регуляторы без собственных колебаний применяют в механизме с малым временем действия (порядка минуты и меньше): реле времени, парашютные часы, фотоаппараты и т. д.

Порядок выполнения работы

1. Получить у преподавателя узел, содержащий регулятор скорости, и отвертку и плоскогубцы.
2. Ознакомиться с общей конструкцией узла.
3. Определить тип регулятора скорости.
4. Составить кинематическую схему узла.
5. Зарисовать эскиз конструкции регулятора скорости.

Содержание отчета

1. Цель работы.
2. Инструменты и принадлежности.
3. Краткие сведения о регуляторах скорости.
4. Кинематическая схема узла, содержащего регулятор скорости.

5. Подробный чертеж конструкции регулятора скорости.
6. Выводы по проделанной работе.

Контрольные вопросы

1. Что такое регулятор скорости и для чего он служит?
2. По каким признакам классифицируются регуляторы скорости?
3. Характеристики регуляторов скорости.
4. Особенности центробежных тормозных регуляторов.
5. Особенности регуляторов с трением о воздух.

Литература

1. Тищенко, О. Ф. Элементы приборных устройств. Основной курс : в 2 ч. / О. Ф. Тищенко ; под ред. О. Ф. Тищенко. – М. : Высшая школа, 1982. – Ч. 1. – 328 с. ; Ч. 2. – 232 с.
2. Первицкий, Ю. Д. Расчет и конструирование точных механизмов / Ю. Д. Первицкий. – Л. : Машиностроение ; Ленингр. отд-ние, 1976.
3. Гевондян, Т. А. Детали механизмов точной техники / Т. А. Гевондян. – М., 1983.

Учебное издание

ЭЛЕМЕНТЫ ПРИБОРОВ

Лабораторный практикум
для студентов специальности

1-38 01 01 «Механические и электромеханические приборы
и аппараты»

Составители:

НОВИКОВ Александр Анатольевич

КОРЗУН Павел Олегович

Редактор *Т. Н. Микулик*

Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 06.12.2013. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 6,28. Уч.-изд. л. 4,91. Тираж 100. Заказ 842.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.