

И. С. ФЛИГЕЛЬМАН, И. Ю. РОУНИССКИЙ

**ЧАСОВЫЕ
МЕХАНИЗМЫ**

ЛЕНИНГРАД · 1947

В. С. ФЛИГЕЛЬМАН и И. Ю. РОГИНСКИЙ

ЧАСОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

ЛЕНИНГРАДСКОЕ
ГАЗЕТНО-ЖУРНАЛЬНОЕ И КНИЖНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
1947

ПРЕДИСЛОВИЕ

Развитие советской часовой промышленности и рост сети часовых ремонтных мастерских требуют массовой подготовки и переподготовки мастеров часового дела, что вызывает необходимость издания соответствующих учебных пособий и, в частности, предлагаемого элементарного курса часовых механизмов.

При его составлении авторами учтены производственные достижения часовых заводов, личный опыт работы на заводах и опыт преподавания курса часовых механизмов как в специальных учебных заведениях, так и в различных школах подготовки и повышения квалификации мастеров часового дела.

Материал книги излагается на основе элементарной математики и рассчитан на общеобразовательную подготовку читателя в объеме 6—7 классов средней школы.

В связи с этим ряд математических выводов, требующих знания высшей математики, в книгу не включен, а даны лишь окончательные результаты и их анализ, охватывающие весь комплекс вопросов, связанных с изучением часовых механизмов и необходимых для практической работы.

В связи с отсутствием твердо установившейся часовой терминологии авторы старались придерживаться наиболее распространенных среди русских, часовщиков терминов и заводской терминологии.

Учитывая систему производственного обучения, при которой вначале изучается работа над крупными часами с последующим переходом к работе над мелкими, теоретический материал излагается в той же последовательности, а это позволяет, в известных пределах, увязать теоретическое обучение с практическим.

В книге изложены наиболее характерные и распространенные механизмы механических и электрических часов, с освещением вопросов, часто встречающихся в практической работе часовщиков.

Перечень литературы, которая может быть рекомендована для более углубленной проработки материала по освещенным в книге вопросам, и частично использованная авторами при составлении данного учебника, помещен в конце книги.

Инженеры *В. С. Флигельман*
И. Ю. Рогинский

Редактор *М. А. АПТЕКМАН*

Техн. редактор *П. С. СМIRНОВ.*

Корректор *Е. С. КУШЛЮ.*

М-05979. Подп. к печ. 11/VIII 1947 г. Тираж 5000. Зак. № 1937. Форм. бум. 60×92¹/₁₆. Объем 17 п. л., 17,75 уч.-изд. л. 42110 тип. зн. в 1 ц. л.

Типография № 1 им. Володарского Управления издательства и полиграфии Исполкома Ленгорсовета

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

МЕХАНИЧЕСКИЕ ЧАСЫ

ГЛАВА I

ВВЕДЕНИЕ

1. ЕДИНИЦЫ ВРЕМЕНИ

Всякое измерение есть сравнение измеряемой величины с постоянной величиной, принятой за единицу данного вида измерения. Так, например, измеряя длину прутка, мы сравниваем ее с единицей длины — метром и, определяя соотношение этих двух величин, узнаем длину измеряемого прутка.

Точно так же измерение времени есть сравнение измеряемого отрезка времени с единицей, имеющей определенную, известную нам продолжительность.

Но если для измерения длины прутка мы используем меру длины — метр, для определения веса — грамм, килограмм, то и для измерения отрезка времени необходимо выбрать единицу времени, с которой можно было бы сравнивать измеряемый отрезок времени. Время может быть измеряемо только каким-либо явлением, непрерывно повторяющимся с необходимой нам точностью, через определенные промежутки. Следовательно, единицей времени может служить такое явление, величина длительности которого всегда постоянна, а само явление непрерывно повторяется.

Много веков мерилом времени служили восход и заход солнца — явления, как это кажется на первый взгляд, повторяющиеся с большой точностью.

За единицу при измерении времени были приняты истинные солнечные сутки, т. е. промежуток времени между двумя последовательными наивысшими положениями солнца над горизонтом.

С развитием точных наук, связанных с измерением времени, было замечено, что продолжительность истинных солнечных суток в течение года не является величиной постоянной.

Поэтому, за единицу времени принят промежуток времени между двумя последовательными прохождениями через меридиан экваториального солнца, так называемые средние солнечные сутки, продолжительность которых в течение всего года является величиной постоянной.

Промежуток времени, равный $\frac{1}{24}$ доле средних солнечных суток, называют часом. Промежуток времени, равный $\frac{1}{1440}$ доле средних солнечных суток, называют минутой. Одна восемьдесят шесть тысяч четырехсотая ($\frac{1}{86400}$) часть средних солнечных суток называется секундой и является международной единицей времени.

Таким образом, измерение времени заключается в сравнении продолжительности измеряемого явления с единицей времени — секундой.

Измерение и хранение точного времени осуществляются службами времени. Так, в Ленинграде, Москве имеются лаборатории времени Всесоюзного научно-исследовательского института метрологии, которые систематически принимают и передают ритмические радиосигналы точного времени в установленные часы суток.

Лаборатория ВНИИМ с ее астрономической обсерваторией осуществляет службу времени с наивысшей точностью, удовлетворяя всем требованиям науки и техники.

Для хранения времени ВНИИМ располагает хорошими астрономическими часами, которые являются образцом часового искусства. Часы Рифлера, Шорта и кварцевые часы обеспечивают весьма большую точность измерения времени.

Прошли тысячелетия пока человек достиг такого совершенства в области часового дела.

Кратко рассмотрим, какими путями шло развитие прибора для измерения времени.

2. ИСТОРИЧЕСКИЙ ОБЗОР

Простейшие способы и приспособления для определения промежутков времени были известны еще в глубокой древности. За много лет до нашей эры человек обратил внимание на то, что в течение дня тени деревьев изменяют свое направление и величину.

Это обстоятельство было положено в основу устройства солнечных часов. Столб, отбрасывающий тень на шкалу в зависимости от положения солнца над горизонтом, служил указателем времени (рис. 1).

При восходе солнца (положение 1) величина тени будет наибольшая, направление ее показано цифрой VI—6 часов утра. При переходе солнца в положение 2, тень имеет направление и величину, отмеченные на шкале цифрой VIII—8 часов утра.

Последующие положения солнца соответствуют различным отрезкам времени, отмеченным на шкале.

Солнечным часам придавались различные формы: линейки, треугольника, пирамиды и другие.

Одним из многих недостатков солнечных часов является действие их только в ясную погоду, когда светит солнце.

Наряду с солнечными часами, появляются и другие приспособления для определения времени: песочные и водяные часы.

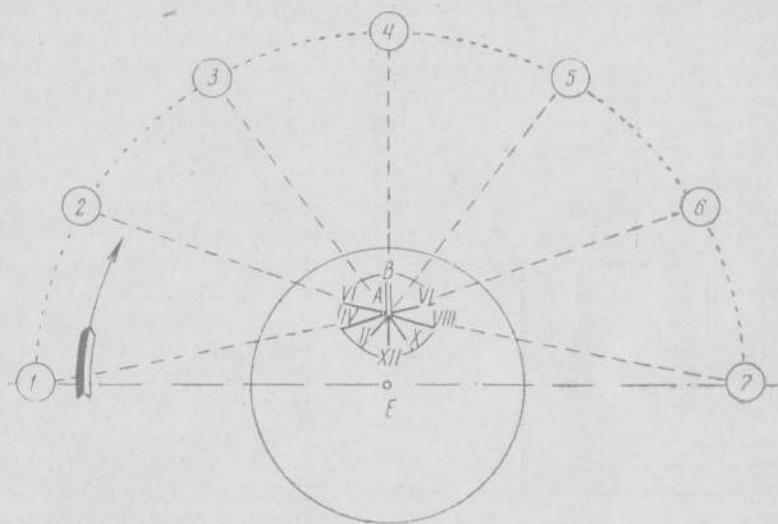


Рис. 1. Солнечные часы.

В песочных часах время определяется по количеству песка, которое пересыпается через узкое отверстие двух воронкообразных сосудов.

Часы эти сохранились до нашего времени. Так, в прошлом веке в парусном флоте, термин „бить склянки“ обозначал момент окончания пересыпания песка в сосудах-часах и переворачивания „склянок“, что отмечалось боем колокола. В наши дни песочные часы продолжают применять в медицине, фотографии, лабораториях и т. д.

Водяные часы (клепсидры) измеряют время по изменяющейся высоте уровня воды в одном из своих сосудов (рис. 2). Плавающий в нижнем сосуде поплавков снабжен указателем, показывающим на шкале различные отрезки времени, в зависимости от уровня перелившейся в этот сосуд воды.

Клепсидры имели большое применение, но и у них был крупный недостаток: при низкой температуре вода в них замерзала.

Существовали и другие приспособления для измерения времени, но они также не могли удовлетворять всё более возрастающей потребности в точном и удобном определении времени.

Развитие науки, необходимость в определении долгот при мореплавании вызвали постепенное развитие и совершенствование часов.

Широкие опыты в области часового дела, которые начались в связи с появлением зубчатых колес, и величайшие открытия и изобретения ученых привели к созданию первых механических часов.

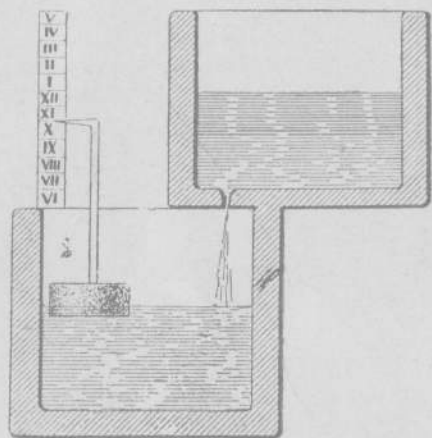


Рис. 2. Водяные часы.

Появляются башенные часы для общего пользования, художественно оформленные и снабженные боем, а иногда и музыкой.

Применение часовой пружины повлекло за собой изобретение карманных часов и морских хронометров.

В числе работников науки об измерении времени нельзя не отметить имен гениальных ученых: Галилео Галилея (1564—

1642), Хр. Гюгенса (1629—1695), а также последующих изобретателей — Дж. Гаррисона, Т. Томпсона, Г. Грагама, Ю. Леруа, П. Леруа, А. Бреге, Л. Бреге и других.

Усовершенствование часов многим обязано выдающимся мастерам часового искусства; одним из них был талантливейший русский изобретатель Иван Петрович Кулибин (1735—1818).

Появились часы, которые были чудом механики и часового искусства. Однако требования, предъявляемые к точности измерения времени, все возрастали. Потребовалось согласование показаний отдельных часов. Этого удалось добиться путем применения в часах электрического тока.

В 40-х годах прошлого столетия появляются электрические часы.

Зарождение часового производства в России можно отнести к XIX—XX вв. Оно выражалось, главным образом, в кустарном изготовлении часов „ходиков“ мелкими артелями.

Широкое развитие часовой промышленности в нашей стране началось только после Великой Октябрьской Социалистической

революции. Так, в 1930 г. вступили в строй два часовых завода в г. Москве, в 1936 г. открыты заводы в городах Пензе и Куйбышеве. Организуется выпуск часов на предприятиях местной промышленности ряда крупных городов. А в настоящее время, после Великой Отечественной войны, намечается к пуску ряд других часовых заводов и производится широкая подготовка специалистов часового дела.

7 400 000 часов даст наша промышленность в 1950 г., в конце первой послевоенной Сталинской пятилетки.

3. КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ЧАСОВ

По своему устройству и применению часы можно разделить на механические и электрические. Рассмотрим классификацию механических часов (рис. 3).

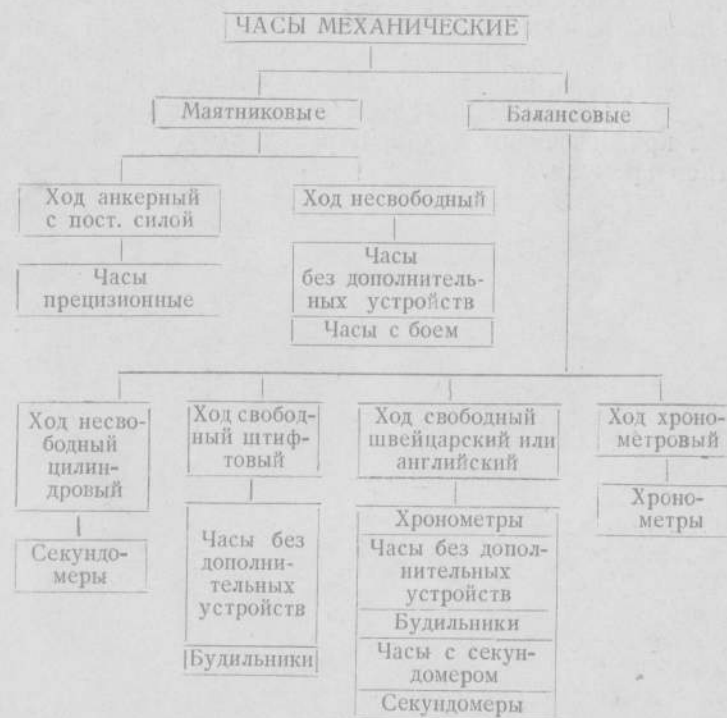


Рис. 3. Классификация механических часов.

Примечание. Механические часы с электрическим заводом или электрическим приводом охватываются классификацией электрических часов, помещенной ниже.

Как видно из классификации, механические часы разделяются, в основном, в зависимости от конструкции регулятора на маятниковые и балансовые.

Маятниковые часы требуют неподвижной установки в строго определенном положении и являются стационарными. Они могут быть стенными, полowymi и настольными, без дополнительного устройства или с боем. Завод часов может быть гиревой или пружинный. Прецизионные часы предназначены для лабораторий, имеют свободный анкерный ход с гиревым заводом и компенсационным маятником.

Балансовые часы — переносные — могут быть: настольными, морскими, карманными, наручными, транспортными. Оформлены они в виде стенных часов, карманных (морские, железнодорожные и др.) и транспортных-бортовых (автомобильные и пр.)

В балансовых часах применяется пружинный завод. Эти часы предназначены для измерения и показания времени и иногда имеют дополнительное устройство для подачи звукового сигнала в установленное время (будильники) или в любое время по желанию (часы с репетитом). Часы с секундомером предназначены для измерения также и малых промежутков времени.

ГЛАВА II

ОСНОВЫ УСТРОЙСТВА ЧАСОВ

4. ОСНОВНЫЕ УЗЛЫ ЧАСОВ И ИХ НАЗНАЧЕНИЕ

Часовой механизм, как прибор для измерения времени, выполняет две основные задачи.

Во-первых, непрерывно осуществляет ряд последовательных и совершенно одинаковых по своей продолжительности действий. Для выполнения данной задачи в современных часах всегда употребляется колебательное движение регулятора. Такими регуляторами являются узлы маятника или баланса. Длительность одного колебания регулятора есть та мера времени, посредством которой часы измеряют текущее время, и поэтому она должна быть величиной постоянной.

Во-вторых, часовой механизм считает число колебаний регулятора, складывает их и выражает результат этого сложения в единицах времени — секундах, минутах и часах. Эту задачу выполняет колесный механизм, который показывает результаты счета при помощи стрелок часов, движущихся по циферблату.

Все детали и узлы часов служат для выполнения рассмотренных нами основных задач часового механизма. Например: маятник, выведенный из положения равновесия под влиянием внешних препятствий (сопротивление воздуха, трение), после нескольких колебаний постепенно начинает останавливаться. Чтобы он колебался непрерывно и равномерно, ему необходимо периодически сообщать силу (толчок, импульс). Для этой цели в часовом механизме имеется узел, создающий движущую силу, которая систематически передается регулятору через колесный механизм и другие устройства.

Основные узлы часового механизма и их взаимная связь показаны на рис. 4, где слева дана схема маятниковых часов, а справа — схема механизма балансовых часов с ремонтаром (устройство для завода пружины часов и перевода стрелок).

Рассмотрим основные узлы часового механизма и их назначение.

Двигатель—источник энергии в часах, который создает движущую силу и приводит в действие часовой механизм. Движущая сила создается за счет силы тяжести падающей гири (гиревой завод) или за счет упругости закрученной пружины (пружинный завод).

Передача—механизм, который посредством колесной системы (ангренажа) передает движение от двигателя к регулятору и стрелочному механизму.

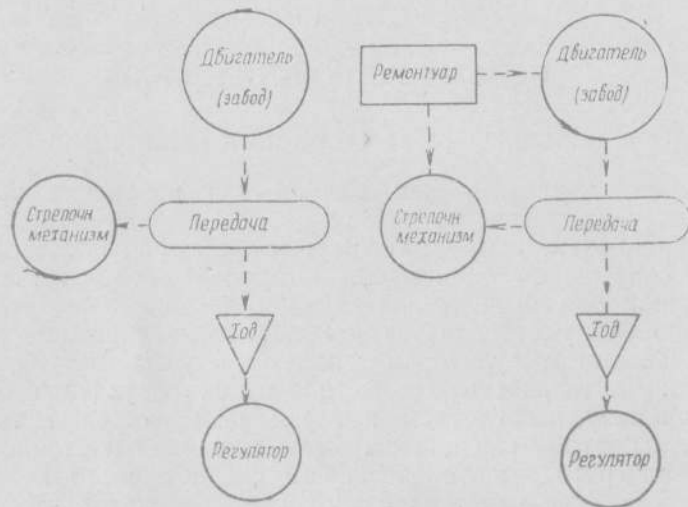


Рис. 4. Узлы часового механизма.

Ход (спуск или тормоз) связывает колесный механизм, имеющий вращательное движение, с регулятором, имеющим колебательное движение. Ход является тормозящим механизмом и имеет скачкообразное движение, соответствующее колебаниям регулятора. При отсутствии хода колесный механизм израсходовал бы энергию двигателя мгновенно. Ход периодически задерживает свободное вращение колесного механизма и дает, таким образом, часовому механизму возможность работать длительное время. Ход сообщает импульс регулятору.

Регулятор—узел, создающий колебательное движение и регулирующий движение механизма. Освобождает посредством хода колесную систему через равные промежутки времени и сам при этом получает импульс. Регулятор является одним из важнейших узлов часового механизма.

Стрелочный механизм приводит в движение стрелки часов, считая колебания регулятора, и показывает время.

Помимо перечисленных узлов имеется еще целый ряд вспомогательных приспособлений в часовых механизмах, например, боевой и сигнальный механизмы, ремонтурный механизм и другие. Все эти вспомогательные механизмы не изменяют основную схему часов, а только дополняют ее.

Для общего ознакомления с устройством часовых механизмов, наименованием отдельных деталей и их назначением обратимся к более полным схемам часов.

5. СХЕМЫ ЧАСОВОГО МЕХАНИЗМА И ЧАСОВАЯ ТЕРМИНОЛОГИЯ

На рис. 5 представлена схема механизма настенных часов с гиревым заводом, состоящая из двигателя, колесной системы, хода и регулятора.

Двигатель представляет собой барабан 10 с навитым на него шнуром или струной 11 и грузом (гирей) 12.

На одной оси с барабаном насажено барабанное колесо 1, которое с помощью системы зубчатых колес передает движение всему механизму.

В часовой терминологии принято называть зубчатое колесо, имеющее число зубьев от 6 до 20, трибом. При чем в колесной системе (ангренаже) триб получает свое название по названию колеса, на одной оси с которым он сидит.

Таким образом, барабанное колесо 1 находится в зацеплении с трибом центрального (среднего) колеса 2.

Центральное (среднее или минутное) колесо 3 передает движение трибу промежуточного колеса 4, а промежуточное 5 передает движение трибу ходового колеса 6.

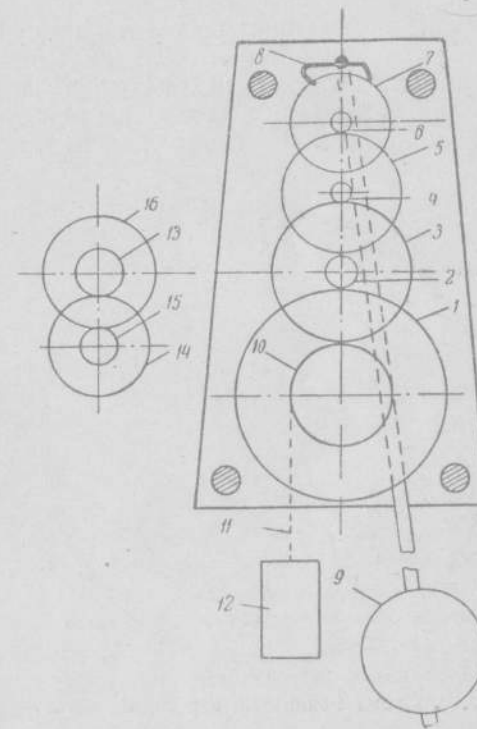


Рис. 5. Схема механизма настенных часов.

Ходовое колесо 7 является деталью узла „ход“ (спуск) и связано с другой деталью этого узла, называемой скобкой (якорем или крючком) 8. С ходом связан регулятор-маятник 9.

Стрелочный механизм (рис. 5, слева) состоит из минутного триба (минутника) 13, сидящего своей втулкой на оси центрального колеса, и сообщающего движение вексельному (репейному) колесу 14. На одну ось с вексельным колесом насажен триб вексельного колеса 15, который передает движение часовому колесу 16, сидящему свободно на втулке минутного триба.

На втулке минутного триба насажена минутная стрелка, а на втулке часового колеса — часовая стрелка. Секундная стрелка обычно надевается на ось секундного колеса, которое в данном механизме отсутствует.

Данный механизм рассчитан на суточный завод. Показателем этого является отсутствие в нем добавочного колеса с трибом, которые находятся в часах с недельным и двухнедельным заводом и помещены между барабанным и центральным колесами. В таких механизмах движение от барабанного колеса передается

трибу добавочного колеса, а добавочное колесо находится в зацеплении с трибом центрального колеса. Добавочные колеса ставятся в часах с продолжительностью хода их, при одном полном заводе двигателя, свыше одних суток. Так, например, часы с годовым заводом имеют три пары добавочных колес с трибами.

Маятниковые переносные часы могут также быть и с пружинным заводом.

На рис. 6 изображена схема балансовых переносных часов. Двигателем является заводная пружина 12, внутренний конец которой надет на крючок заводного валика, а наружный конец — на крючок барабана.

Барабанное колесо 1 передает движение трибу центрального колеса 2. Центральное колесо 3 передает движение трибу про-

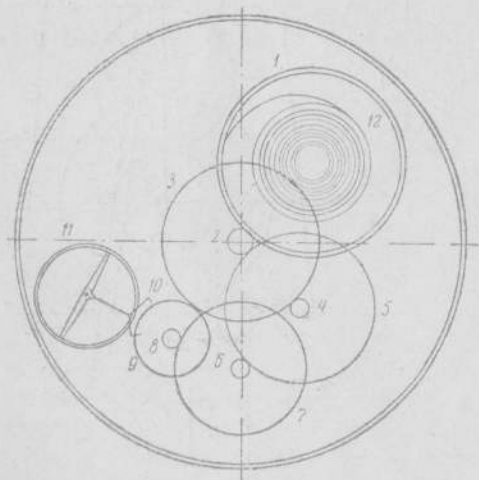


Рис. 6. Схема механизма карманных часов.

межуточного колеса 4. Промежуточное колесо 5 передает движение трибу секундного колеса 6, а секундное колесо 7 передает движение трибу ходового колеса 8. Ходовое колесо 9 и анкерная вилка 10 являются деталями узла „ход“. Регулятором движения является баланс 11.

Как видно из схемы, здесь также отсутствует добавочное колесо с трибом.

Ось секундного колеса, на которую насаживается секундная стрелка, делает один оборот в минуту.

В стенных часах, где отсутствует секундное колесо, ходовое колесо иногда делает один оборот в минуту. В этом случае секундная стрелка может быть насажена на ось ходового колеса.

Центральное (среднее) колесо расположено в центре плат (платин), между которыми находится часовой механизм. Ось центрального колеса всегда делает за 60 минут один оборот, поэтому на нее и насажен триб минутника и минутная стрелка. Часовое колесо делает один оборот за 12 часов, и на втулку его насажена часовая стрелка.

Стрелочный механизм находится между верхней платиной и циферблатом. Платины представляют собой металлические пластинки, имеющие круглую, прямоугольную, трапециoidalную и другие формы, в зависимости от конфигурации корпуса, куда помещен весь часовой механизм.

6. УСИЛИЯ, ПЕРЕДАВАЕМЫЕ В ЧАСАХ

В заключение следует отметить, что зубчатые колеса ангренажа по мере удаления от барабанного колеса увеличивают свою скорость вращения, преобразуя медленное вращение барабана в более быстрое движение ходового колеса.

Из законов механики известно, что, выигрывая в скорости, мы теряем в передаваемой силе. Поэтому, если скорость вращения ходового колеса во много раз больше скорости вращения барабанного колеса, то усилие на ходовом колесе во много раз меньше, чем усилие на барабанном колесе. При чем это увеличение скорости вращения следующих за барабаном колес рассчитывается таким образом, чтобы: 1) усилие на ходовом колесе было такой величины, которая требуется для передачи импульса регулятору, и 2) энергии двигателя хватило бы на длительное время работы механизма.

Чтобы найти усилие на ходовом колесе, нужно величину усилия на заводном барабане умножить на величину радиуса барабана и на произведение чисел зубьев трибов ангренажа и разделить на произведение из радиуса ходового колеса и чисел зубьев колес передаточного механизма.

Если обозначить:

P — усилие на барабане,

- R — радиус барабана,
- Q — усилие на ходовом колесе,
- r — радиус ходового колеса,
- z_1 — число зубьев барабанного колеса,
- z_2 — число зубьев центрального триба,
- z_3 — число зубьев центрального колеса
- z_4 — число зубьев промежуточного триба,
- z_5 — число зубьев промежуточного колеса,
- z_6 — число зубьев секундного триба,
- z_7 — число зубьев секундного колеса,
- z_8 — число зубьев ходового триба,

тогда:

$$Q = P \frac{R z_2 z_4 z_6 z_8}{r z_1 z_3 z_5 z_7} \dots \dots \dots (1)$$

В приведенной формуле не учтены потери силы на трение между зубьями сцепляемых колес и в их осях (цапфах).

Эти потери на трение довольно значительны и составляют в зубьях 1—2% от передаваемого усилия, а в цапфах каждой пары осей 2—5%, что в сумме составляет 3—7%. В среднем принято считать 6%.

Таким образом, коэффициент полезного действия каждой пары колес принимается равным 0,94.

При наличии нескольких пар колес, например, в рассматриваемых нами часах — 4-х пар колес, к. п. д. будет равен $0,94^4 = 0,78$; таким образом потери на трение составят 22%. Следовательно, практически величина усилия на ходовом колесе будет меньше результата расчета по формуле (1) на 22%, т. е. результаты подсчета следует умножить на коэффициент 0,78.

Пример 1. Определить величину усилия на ходовом колесе, с учетом трения, при следующих данных: диаметр барабана — 18 мм, диаметр ходового колеса — 8 мм, усилие на барабане — 500 г. Числа зубьев колес и трибов:

- барабанное колесо 80 зубьев,
- центральное колесо 64 зуба,
- промежуточное колесо 60 зубьев,
- секундное колесо 70 зубьев,
- центральный триб 10 зубьев,
- промежуточный триб 8 зубьев,
- секундный триб 8 зубьев,
- ходовой триб 7 зубьев.

Дано: $P = 500$ г, $R = \frac{18}{2} = 9$ мм, $r = \frac{8}{2} = 4$ мм, $z_1 = 80$ зубьев, $z_2 = 64$ зуба, $z_3 = 60$ зубьев, $z_4 = 70$ зубьев, $z_5 = 10$ зубьев, $z_6 = 8$ зубьев, $z_7 = 8$ зубьев, $z_8 = 7$ зубьев.

Коэффициент полезного действия 4-х пар колес = 0,78.

Решение: по формуле (1) $Q = P \frac{R z_2 z_4 z_6 z_8 0,78}{r z_1 z_3 z_5 z_7}$

Подставляя числовые значения, получаем:

$$Q = \frac{500 \cdot 9 \cdot 10 \cdot 8 \cdot 8 \cdot 7 \cdot 0,78}{4 \cdot 80 \cdot 64 \cdot 60 \cdot 70} = 0,18 \text{ г.}$$

Как видно, полученное усилие на ходовом колесе имеет небольшую величину. Даже в крупных часах усилие на ходовом колесе выражается в 0,5—1,5 г.

Учитывая небольшие передаваемые усилия в часовых механизмах, поверхности трения уменьшают, шлифуют и полируют, применяют специальную смазку, подбирают различные материалы.

Для этой же цели применяют камни, которые служат подшипниками осей узлов регулятора, хода и колесной системы.

Часы с камнями появились впервые в 1704 г.; роль подшипников выполняли маленькие просверленные камни.

На рис. 7 изображен кончик оси баланса, который вращается в сквозном камне 1 и упирается в накладной камень 2.

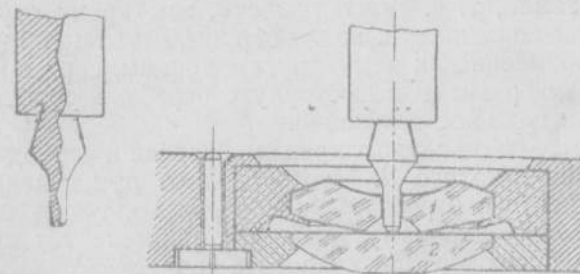


Рис. 7. Подшипник оси баланса.

Как видно из рисунка, только на одном конце оси баланса помещены два камня. Чаще всего встречаются часы, имеющие 7 или 15 камней.

В качестве материала для часовых камней применяют синтетический (искусственный) рубин, имеющий наименьший коэффициент трения — 0,158 и наибольшее сопротивление на износ. Рубин является наиболее твердым материалом, хорошо поддающимся полировке.

Часовые камни могут быть изготовлены также из природных рубина, агата, сапфира и т. п.

ЧАСОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

7. УСТРОЙСТВО ГИРЕВОГО ЗАВОДА

Как уже было указано, движущей силой в часах является или сила тяжести гири (гиревой завод), или сила упругости пружины (пружинный завод).

На рис. 8 помещен гиревой завод с гладким барабаном для маятниковых часов.

Гиря *P*, поднятая на некоторую высоту, под влиянием силы притяжения земли, т. е. силы тяжести, все время стремится падать. Будучи подвешена к концу струны, намотанной на барабан *T* и прикрепленной к нему другим концом, гиря при падении постепенно разматывает струну с барабана, сообщая ему при этом вращательное движение.

На валике *a—a'* наглухо закреплен барабан и свободно насажено барабанное колесо *B*. Чтобы колесо при падении гири вращалось вместе с барабаном и передавало, таким образом, всему колесному механизму движение, применяется храповое устройство, состоящее из храпового колеса *R*, собачки *C* и пружины собачки *D*.

Храповое колесо, имеющее косые зубья, наглухо закреплено на валике барабана и поэтому всегда вращается заодно с ним. Собачка прикреплена винтом к барабанному колесу, при чем конец ее входит в зубья храпового колеса. Пружина собачки, прижимающая ее к зубьям храпового колеса, также прикреплена к барабанному колесу.

При опускании гири барабан, вместе с валиком и храповым колесом, вращается в сторону, противоположную движению часовой стрелки. При этом храповое колесо, упирающееся своими зубьями в собачку, потянет ее за собой, а вместе с ней — и барабанное колесо, к которому собачка прикреплена.

Вместе с тем, это же храповое устройство позволяет производить подъем гири (завод часов) без ущерба для всего

механизма. При подъеме гири, когда струну нужно вновь намотать на барабан, его приходится вращать в обратную сторону, т. е. по часовой стрелке. Если при этом вращалось бы барабанное колесо, то и весь колесный механизм должен был бы вращаться в сторону, обратную нормальному движению, что привело бы к повреждению часов. Храповое устройство исключает вращение барабанного колеса при подъеме гири. Это получается в результате того, что при вращении барабана по часовой стрелке вместе с ним вращается и храповое колесо. При этом зубья храпового колеса своей скошенной поверхностью будут приподнимать собачку и свободно про-

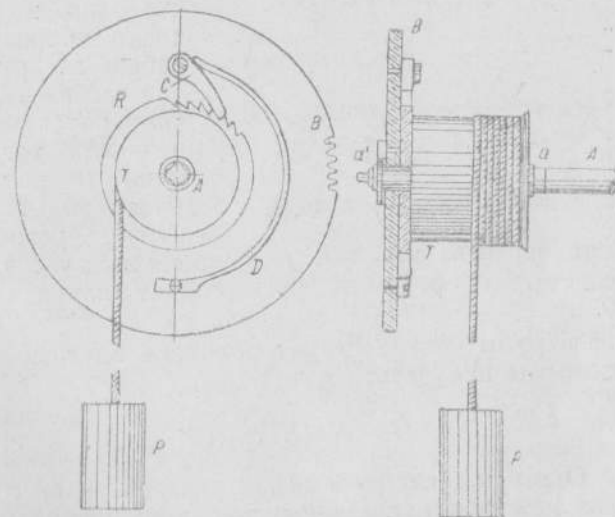


Рис. 8. Гиревой завод.

ходить под ней. Собачка лишь будет щелкать по зубьям храпового колеса, и барабанное колесо, таким образом, будет стоять неподвижно.

Зубья храпового колеса обычно ограничиваются двумя прямыми плоскостями, расположенными под углом 50—60° друг к другу, при чем одна из плоскостей направлена к центру колеса.

Для завода часов, т. е. подъема гири, длинный конец валика *A* обычно запыливают на квадрат, который вращается с помощью заводного ключа.

Гиревой завод является самым простым и вместе с тем самым точным заводом, так как величина силы, которую он передает механизму за все время опускания гири, остается постоянной.

8. ВЕЛИЧИНА ОПУСКАНИЯ ГИРИ И ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОСТЬ ХОДА ЧАСОВ

Длина струны, наматываемой на барабан, зависит от диаметра барабана и числа витков струны, которые могут уместиться на всей его длине.

Чтобы витки аккуратно, в один ряд, умещались на барабане и не находили бы друг на друга, на барабане сделаны канавки, как это изображено на рис. 9.

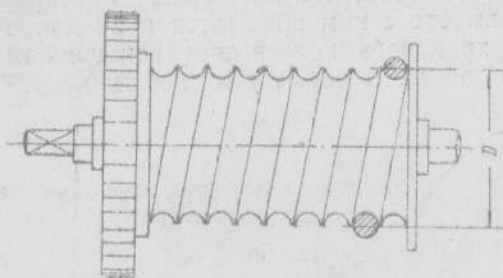


Рис. 9. Заводной барабан с канавками.

Если обозначить диаметр барабана — D , число канавок на барабане или, что одно и то же, число оборотов барабана за время хода часов — N , величину опускания гири — H , тогда за один оборот барабана сойдет длина струны, равная длине окружности барабана, т. е. πD , а за время хода часов, когда барабан делает N оборотов, с него сойдет длина струны, равная $N\pi D$.

Эта длина струны соответствует величине опускания гири. Таким образом, мы получаем:

$$H = N\pi D, \dots \dots \dots (2)$$

при чем под D мы подразумеваем, как указано на рис. 9, диаметр барабана между центрами канавок или центрами двух противоположных витков струны. Если барабан гладкий и не имеет канавок, то величина D равна диаметру барабана плюс толщина струны.

Зная время одного оборота барабана и обозначив его через t , можно найти время хода часов за полный завод, называемое продолжительностью хода часов.

Обозначая его через T , мы можем написать:

$$T = tN \dots \dots \dots (3)$$

Пример 2. Требуется определить величину опускания гири H и продолжительность хода часов T , если барабан имеет число канавок $N = 11$, диаметр барабана D по центрам канавок $= 20$ мм, а время одного оборота $t = 32$ часа.

Решение. 1. Определим величину опускания гири.

По формуле (2) имеем $H = N\pi D$ или, подставляя числовые значения, получаем:

$$H = 11 \times 3,14 \times 20 = 690,8 \text{ мм.}$$

2. Продолжительность хода часов определим по формуле (3). $T = tN$, тогда $T = 32 \times 11 = 352$ часа, или 14 дней и 16 часов, т. е. часы имеют 2-недельный завод.

Пример 3. Барабан совершает один оборот за 30 часов. Барабан гладкий, диаметр его 19 мм, толщина струны 0,8 мм.

Требуется определить величину опускания гири за 8-суточный ход часов.

Дано: $t = 30$ часам, $D = 19 + 0,8 = 19,8$ мм, $T = 8$ суток $= 8 \times 24 = 192$ часам, $H = ?$

Решение: 1. Определим число оборотов барабана за 8-суточный ход часов.

Из формулы (3) $T = tN$ находим, что $N = \frac{T}{t}$.

Подставляя числовые значения, получаем:

$$N = \frac{192}{30} = 6,4 \text{ оборота.}$$

2. Определим величину опускания гири за время 6,4 оборота барабана.

По формуле (2) $H = N\pi D$, где D диаметр барабана плюс толщина струны, т. е. $D = 19 + 0,8 = 19,8$ мм.

$$\text{Тогда } H = 6,4 \times 3,14 \times 19,8 = 397,9 \text{ мм.}$$

Гири с блоком

В связи с тем, что у часов, имеющих большую продолжительность хода, величина опускания гири получается довольно большая, что, в свою очередь, влечет за собой увеличение длины корпуса (футляра) часов, применяют гирю с блоком (рис. 10).

В этом случае конец струны, вместо того чтобы прикрепить к гире, закрепляют на крючке b к платине часов e . Гиря P подвешена к обойме блока A , через желобок которого перекинута струна, намотанная на барабан C . Барабанное колесо обозначено d , а храповое устройство — d' .

Как видно из рис. 10 справа, если с валика барабана сойдет струна длиной $2H$, то при отсутствии блока на эту же величину опустится и гиря P , а при наличии блока опустится лишь на высоту H , т. е. вдвое меньше, чем без блока.

Но вес гири в этом случае приходится брать вдвое боль-

шим $-2P$. Величина опускания гири с блоком может быть выражена следующим образом:

$$H = \frac{N\pi D}{2} \dots \dots \dots (4)$$

Пример 4. Определить длину рабочей части футляра, достаточную для опускания гири с блоком, если диаметр барабана по центрам канавок равен 25 мм, число канавок равно 12.

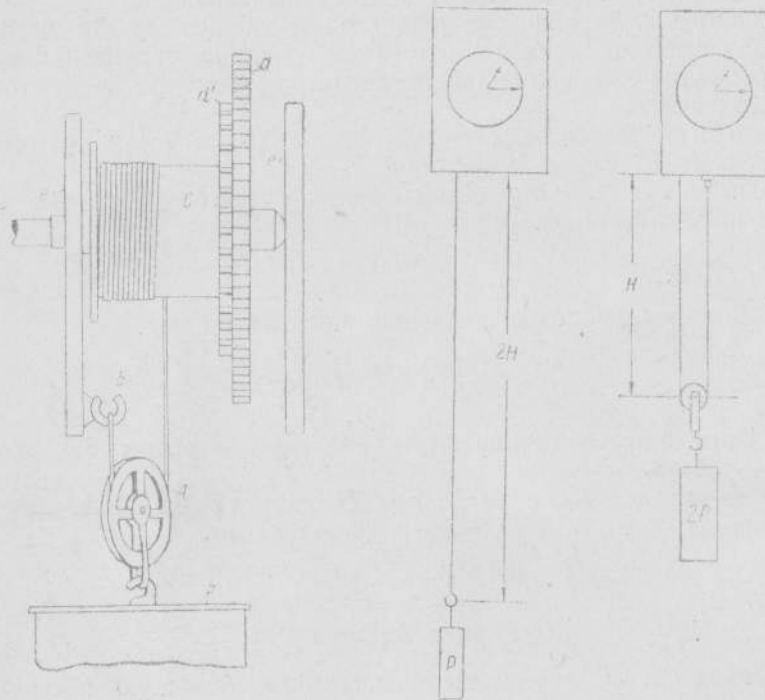


Рис. 10. Гиря с блоком.

Дано: $D = 25$ мм, $N = 12$, $H = ?$

Решение: Величина опускания гири $H = \frac{N\pi D}{2}$ или

$$H = \frac{12 \times 3,14 \times 25}{2} = 471 \text{ мм.}$$

Это и будет примерная длина рабочей части футляра.

Пример 5. Требуется определить величину опускания гири с блоком за 2-недельный ход часов, если диаметр барабана по центрам канавок равен 24 мм, а один оборот его совершается за 24 часа.

Дано: $T = 14$ дней $= 14 \times 24 = 336$ часам, $D = 24$ мм, $t = 24$ часам, $H = ?$

Решение. 1. Определим число канавок барабана по формуле (3) $T = tN$, откуда

$$N = \frac{T}{t} = \frac{336}{24} = 14.$$

2. Определим величину опускания гири по формуле (4)

$$H = \frac{N\pi D}{2}.$$

Подставляя числовые значения, получаем:

$$H = \frac{14 \times 3,14 \times 24}{2} = 527,5 \text{ мм.}$$

Цепной завод

В дешевых часах-ходиках вместо струны и барабана применяется цепочка, которая своими звеньями переброшена через цепное колесо с выступами. К одному концу цепочки подвешивается гиря, а другой ее конец висит свободно. Продолжительность хода часов будет здесь определяться длиной всей цепочки, перекинутой через цепное колесо.

На рис. 11 показано цепное колесо с выступами и кольцевой цепочкой, у которой звенья E находятся на выступах колеса, а звенья D во впадинах между выступами. Колесо вращается в направлении, указанном на рисунке стрелкой.

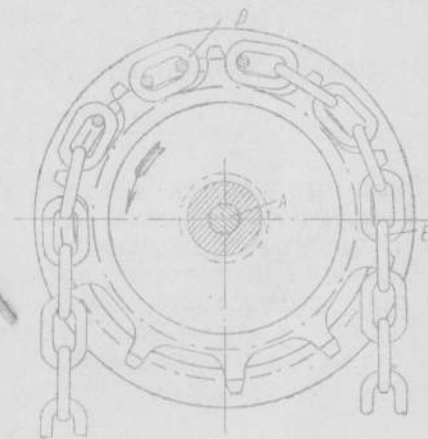


Рис. 11. Цепной завод.

Обозначим число выступов цепного колеса z , количество звеньев цепочки на 1 м ее длины g .

Тогда длина одного звена в миллиметрах будет равна $\frac{1000}{g}$ мм. За один оборот цепного колеса сойдет длина цепочки, равная $\frac{2 \cdot z \cdot 1000}{g}$ мм. Удвоенное число выступов $2z$ полу-

чается вследствие того, что, при обороте колеса на один выступ сойдут два звена цепочки: одно с выступа, другое с впадины.

При N оборотах цепного колеса длина цепочки или высота опускания гири H , будет равна

$$H = \frac{N \cdot 2z \cdot 1000 \text{ мм}}{g} \dots \dots \dots (5)$$

Продолжительность хода часов T , как и в гиревом заводе со струною, будет равна Nt .

На рис. 11 показано цепное колесо, имеющее 10 выступов. В московских часах-ходиках цепное колесо имеет 6 выступов и делает один оборот в час (на оси цепного колеса, являющегося для этих часов центральным колесом, сидит минутная стрелка).

Пример 6. В московских часах-ходиках цепное колесо имеет 6 выступов, а цепочка 175 звеньев на 1 м длины.

Требуется определить количество оборотов цепного колеса за время опускания гири на высоту 1200 мм.

Дано: $z = 6$, $g = 175$, $H = 1200$ мм, $N = ?$

Решение. Из формулы (5) высота опускания гири

$$H = \frac{N \cdot 2z \cdot 1000}{g}, \text{ откуда } N = \frac{Hg}{2z \cdot 1000}$$

Подставляя известные величины, получаем:

$$N = \frac{1200 \times 175}{2 \times 6 \times 1000} = 17,5 \text{ оборота.}$$

Зная, что каждый оборот соответствует 1 часу, т. е. $t = 1$ часу, можно сказать, что цепочка длиной 1200 мм обеспечит ходикам продолжительность хода, равную 17,5 часа.

Пример 7. Требуется определить длину цепочки для московских часов-ходиков, обеспечивающую им суточный ход.

Дано: $z = 6$, $g = 175$, $T = 24$ часам, $t = 1$ часу, $H = ?$

Решение. 1. Определим число оборотов цепного колеса за сутки по формуле (3)

$$T = tN,$$

откуда $t = \frac{T}{N}$.

Подставляя числовые значения, получаем:

$$N = \frac{24}{1} = 24 \text{ оборота.}$$

2. Определим высоту опускания гири за 24 оборота цепного колеса по формуле (5)

$$H = \frac{N \cdot 2z \cdot 1000}{g}$$

Подставляя числовые значения, получаем:

$$H = \frac{24 \times 2 \times 6 \times 1000}{175} = 1646 \text{ мм.}$$

Таким образом, рабочая длина цепочки, обеспечивающая суточный ход часов, должна быть не менее 1,6 м.

9. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ ЗАВОД

Как было указано, храповое устройство позволяет заводить часы, т. е. вращать барабан в сторону, противоположную вращению его при ходе часов. При этом барабанное колесо не будет вращаться обратно.

Но в это же время барабанное колесо также ничто не будет толкать вперед и, таким образом, часы в момент завода будут лишены движущей силы и остановятся.

Чтобы часы во время завода не были лишены движущей силы, их снабжают специальным приспособлением, которое называется вспомогательным заводом.

На рис. 12а схематично показано устройство вспомогательного завода.

На заводном валике барабана наглухо насажены барабан A и храповое колесо B . Храповое колесо C и барабанное колесо D сидят на валике свободно.

При ходе часов гиря P вращает барабан и колесо B , которое, упираясь своими зубьями в собачки, прикрепленные к колесу C , тянет его за собой. Колесо C , натянув пружину R , прикрепленную одним концом к колесу C , а другим концом — к барабанному колесу D , потянет за собою барабанное колесо, как указано стрелкой.

При подъеме гири барабан и храповое колесо B будут вращаться влево, а собачки колеса C — свободно пропускать колесо B .

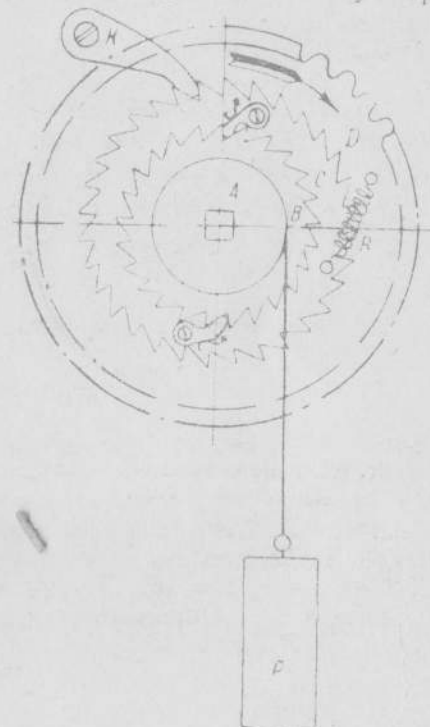


Рис. 12а. Схема вспомогательного завода с пружиной растяжения.

Натянутая пружина R , не растягиваемая больше колесом C , будет стремиться сжаться и повернуть колесо C влево, а колесо D вправо.

Но так как собачка K , прикрепляемая обычно к платине часов, упираясь в зубья колеса C , не даст ему повернуться влево, то сокращение пружины R будет вызывать лишь вращение барабанного колеса вправо, — в ту же сторону, в которую оно вращается при ходе часов.



Рис. 126. Вспомогательный завод с пружиной сжатия.

мается, а потом начинает толкать его также вправо.

При заводе часов, когда колесо C будет неподвижно, пружина R начнет выпрямляться и будет при этом толкать своим выпрямляющимся концом барабанное колесо в ту же сторону, в какую она его толкала во время хода часов. Собачка K упирается в зубья храпового колеса C , что предохраняет колесо от поворота при заводе часов.

Впереди барабанного колеса закреплена прижимная пружина m , которая удерживает колеса на валике n , надавливая на них, регулирует взаимодействие барабанного колеса и храповика.

10. УСТРОЙСТВО ПРУЖИННОГО ЗАВОДА

Движущей силой в часах с пружинным заводом является сила упругости стальной спиральной пружины.

Пружиной для часового механизма служит плоская стальная лента, свернутая в виде спирали, у которой толщина e меньше ширины h (рис. 13).

Если внешний конец пружины закрепить неподвижно, а внутренний конец прикрепить к стержню, который мы начнем вращать так, чтобы пружина на него навилась, то после ряда оборотов стержня спираль сожмется, и ее витки будут плотно прилегать друг к другу.

Когда мы после этого свободно отпустим стержень, то пружина, под действием силы упругости, стремясь принять свою первоначальную форму, начнет развертываться, сообщая при этом стержню вращательное движение.

Если на этот стержень, который называется заводным валиком, насадить барабанное колесо, то это колесо передаст вращательное движение и силу всей колесной системе механизма.

Обычно, в часах, за исключением будильника, пружину по-



Рис. 13. Часовая пружина.

мещают в барабан, представляющий собой пустотелый цилиндр с крышкой, насаженный на заводной валик (фелеркерн).

Применение барабана для пружины создает ряд преимуществ, заключающихся в следующем:

1) уменьшается до необходимого размера габарит развернутой пружины;

2) обеспечивается постоянная смазка витков пружины; смазка не будет растекаться по механизму, а всегда будет в барабане, что уменьшает потери силы пружины на трение между витками, которые достигают 10—30% от всей силы пружины;

3) обеспечивается в должной мере концентрическое развертывание витков и сохранение формы плоской спирали, что создает более нормальные условия для работы пружины, уменьшает потери на трение, перекосы, износ деталей и т. д.

Различают две системы барабанов: неподвижную и подвижную. Если подвижен только один внутренний конец пружины, а наружный прикреплен к неподвижной точке, то это будет система неподвижного барабана.

При подвижном барабане оба конца пружины подвижны. Рассмотрим конструкцию неподвижного барабана, который изображен на рис. 14.

Барабан Fh укреплен винтами a и b к платине часов P . Пружина F помещена в барабане и надета своим внутренним концом на крючок заводного валика h_1 , а наружным своим концом — на крючок барабана h_2 . Пружина в барабане закрыта крышкой D . На заводном валике барабана свободно, как и в гиревом заводе, сидит барабанное колесо W , к которому прикреплена собачка K , и наглухо насажено храповое колесо S , заштифованное штифтом s . Прижимная пружина f прикреплена к барабанному колесу. Заводной валик имеет квадрат V . На рис. 14 изображено положение, когда пружина не заведена

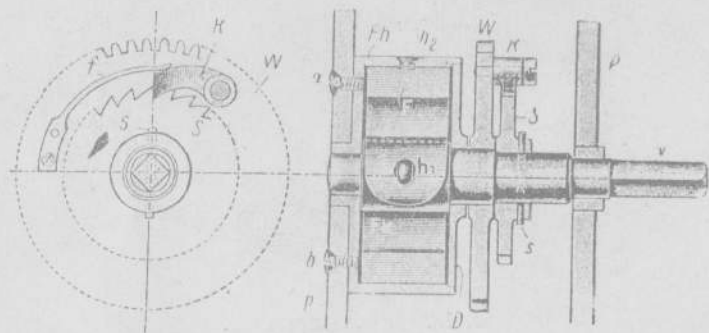


Рис. 14. Неподвижный барабан.

и все витки прилегают к стенке барабана. Место вокруг валика Fh не занято витками пружины.

При заводе пружины валик вращается влево (против часовой стрелки), барабанное колесо неподвижно, и пружина навивается на заводной валик. По окончании завода валик под действием пружины начнет раскручиваться вправо, вместе с ним будет вращаться храповое колесо, которое будет толкать своими зубьями в эту же сторону собачку и барабанное колесо.

По этому принципу работает пружинный завод в будильниках, только в нем барабана нет, пружина открыта, а наружный конец ее прикреплен к неподвижной стойке платины.

При неподвижном барабане во время завода часы не получают движущей силы и могут остановиться. Таким образом, неподвижный барабан требует вспомогательного завода, что удорожает стоимость часов.

Система подвижного барабана, изображенная на рис. 15, устраняет этот недостаток, и поэтому в настоящее время она получила наибольшее распространение.

Барабан и барабанное колесо Fh , представляющие собой одно целое, свободно сидят на заводном валике V . Один конец пружины надет на крючок валика h_1 , а другой — на крючок барабана h_2 . При заводе валик вращается вправо и закручивает пружину.

По окончании завода пружина будет стремиться раскрутиться. Но так как валик не может вращаться обратно вследствие того, что собачка K , прикрепленная снаружи к платине P , упрется в зубья храпового колеса S , насаженного на квадрат заводного валика, то раскручиваться будет наружный конец пружины, который вращает барабан с барабанным колесом в ту же правую сторону.

Так как вращение барабана всегда будет происходить в ту же сторону, в которую вращается и валик при заводе пружины, то остановки часов во время завода не произойдет и подвижный барабан не требует вспомогательного завода.

Крепление заводной пружины. К заводному валику обычно все пружины крепятся одним и тем же способом. На валике Fk делается крючок h_1 , на который надевается

своим отверстием внутренний конец пружины F . Крючок на валике в мелких часах фрезеруется из тела самого валика.

Для прикрепления пружины к барабану существует несколько способов (рис. 16).

1. К барабану Fh пружина F крепится таким же путем, как и к валику, — надеванием на крючок h_2 . Это крепление обычно применяется в барабанах крупных (стенных) часов.

2. Конец пружины F изгибают на небольшую длину и в изогнутый конец вставляют пластинку a , входящую в паз крючка барабана h_2 . Этот способ крепления распространен в мелких часах. Крючок иногда выбивается из материала стенки барабана.

Очень важно, чтобы крючки были изготовлены правильно. Они должны быть посередине внутренней высоты барабана, чтобы пружина не задевала за дно барабана или крышку. Кроме того, они не должны слишком выступать в пространство барабана. Высота крючка должна быть равна примерно толщине пружины. Выступающие крючки неправильно изгибают витки пружины и дают потерю полезной площади барабана. Поэтому

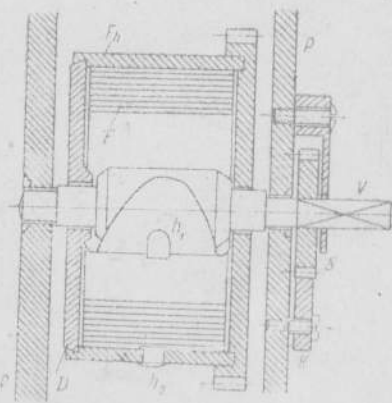


Рис. 15. Подвижный барабан.

некоторых барабанах, чтобы витки пружины приняли правильную форму окружности барабана, пластинку *a*, упирающуюся в паз крючка, помещают в углубление, выфрезерованное в стенке барабана.

3. К наружному концу заводной пружины *F* прикреплена пластинка *b* с усиками, которые входят в отверстия, сделанные в крышке и дне барабана.

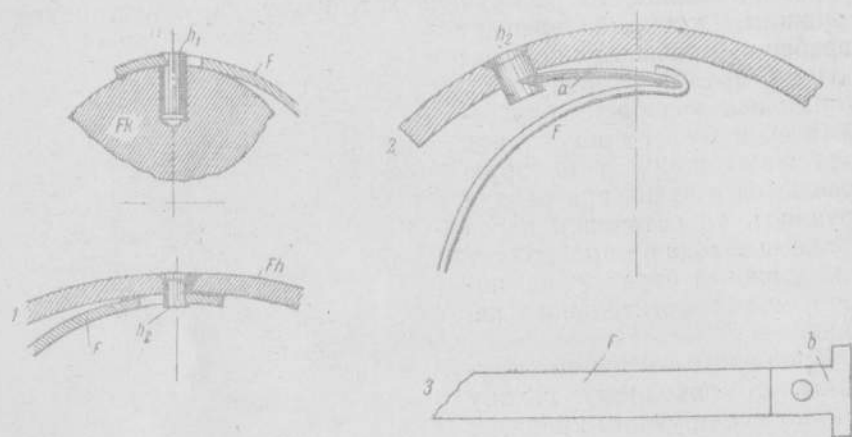


Рис. 16. Способы крепления пружины.

Этот способ крепления пружины применяют в барабанах карманных часов московских часовых заводов.

11. ДВИЖУЩАЯ СИЛА ПРУЖИНЫ. ПОДБОР ПРУЖИНЫ

Расчет силы упругости заводной пружины показывает, что величина этой силы зависит от следующих элементов пружины:

1. От упругих свойств материала пружины *E*. С увеличением упругих свойств материала сила пружины увеличивается. Проверка на упругость пружины часовщиками производится путем загиба конца ее, который должен после изгиба вернуться в свое исходное положение. При подборе материала для пружины в заводских условиях, эти упругие свойства материала пружины характеризуются так называемым модулем упругости *E*, имеющим определенное значение для часовых заводных пружин.

2. От толщины пружины *g*. С увеличением толщины пружины сила ее также увеличивается, при чем возрастание силы происходит в третьей степени, т. е. если, например,

толщину пружины увеличить в 2 раза, то сила возрастет в $2^3 = 2 \cdot 2 \cdot 2 = 8$ раз.

3. От ширины пружины *h*. Зависимость от ширины пружины прямая, в первой степени, т. е. при увеличении ширины пружины в 2 раза — сила пружины также увеличится в 2 раза.

4. От количества оборотов *n*, на которое пружина закручена вокруг заводного валика. Чем больше этих оборотов, тем будет больше сила пружины.

Это обстоятельство нам показывает, что движущая сила в часах с пружинным заводом во время хода часов будет все время меняться.

В начале завода, когда вокруг валика будет самое большое число витков пружины, движущая сила будет наибольшая. Пружина, разворачиваясь, постепенно будет уменьшать число витков на валике, отчего сила ее будет постепенно уменьшаться. Этим самым пружинный завод оказывает вредное влияние на точность хода часов; он хуже гиревого завода, обладающего постоянством величины движущей силы.

5. От длины пружины *L*. Влияние длины пружины на ее силу обратное, т. е. с увеличением действующей длины пружины сила пружины будет уменьшаться.

Таким образом, сила упругости заводной пружины зависит от многих рассмотренных нами элементов.

Если силу *P* умножить на плечо *R*, на которое действует приложенная сила, то мы получим момент силы, или крутящий момент пружины *M*.

Тогда мы можем написать общепринятое выражение для определения крутящего момента часовой пружины, рассчитанное по формуле сопротивления материалов:

$$M = \frac{\pi E g^3 h n}{6 L}, \dots \dots \dots (6)$$

- где: *M* — крутящий момент пружины,
E — модуль упругости, характеризующий материал пружины; для часовых пружин *E* берется равным 20 000 — 25 000 кг/мм².
g — толщина пружины,
h — ширина пружины,
n — число полезных или рабочих витков пружины,
L — длина пружины.

Как видно из формулы (6) наши соображения относительно влияния отдельных элементов пружины на ее движущую силу соответствуют приведенному общему выражению. Если обозначить:

n — число полезных витков пружины или число оборотов барабана.

n_1 — число витков пружины в заведенном состоянии,
 n_2 — число витков пружины в спущенном состоянии, то:

$$n = n_1 - n_2.$$

Полезное число витков пружины, или число оборотов барабана, будет равно числу витков пружины в заведенном состоянии минус число витков пружины в спущенном состоянии.

Пружина в спущенном состоянии обычно имеет 10,5—12,5 витков, а в заведенном состоянии соответственно 15,5—19,5 витков, тогда число полезных витков пружины или число оборотов барабана будет равно 5—7.

От правильного подбора пружины зависит постоянство хода часов. Нельзя выбирать слишком сильную пружину, вызывающую приятный для глаза, оживленный ход часов. Такая пружина не дает возможности производить хорошую регулировку хода. Слишком живой ход часов в начале завода будет резко меняться и к концу завода превратится в очень вялый.

Поэтому подбор пружины для часов производят, исходя из рационального использования ее в барабане и создания для нее нормальных условий работы.

Многолетняя практика выработала определенные нормы для размеров пружины. Эти нормы связаны, прежде всего, с созданием для пружины таких условий работы, при которых изгибание ее вокруг валика не вызовет в ней слишком сильных напряжений, от которых пружина может сломаться, или после нескольких закручиваний материал ее настолько потеряет свою упругость, что пружина станет негодной. Для предохранения пружины от этой деформации или поломки, толщина ее выбирается в зависимости от диаметра валика.

Опыт показал, что для закаленных пружин толщину их рекомендуется брать равной $\frac{1}{30}$ диаметра заводного валика, на который они навиваются.

Практически эта величина для мелких часов колеблется от $\frac{1}{32}$ до $\frac{1}{25}$.

В будильниках, в связи с тем, что пружина не так сильно закалена, как в карманных часах, это соотношение увеличено и берется от $\frac{1}{18}$ до $\frac{1}{12}$.

Например, в будильнике московского часового завода при диаметре валика 6,2 мм толщина пружины равна 0,35 мм, что дает отношение, примерно равное $\frac{1}{18}$.

Наоборот, в большинстве крупных часов, где высота барабана по сравнению с его диаметром берется большая, чем в мелких (карманных, ручных) часах, вследствие чего сила пружины увеличивается за счет ее высоты (ширины), это отношение толщины пружины к диаметру валика доходит до $\frac{1}{40}$.

Кроме того, эти нормы связаны с наилучшим использованием пружины в барабане и получением наибольшего коли-

чества полезных оборотов. Для этой цели, на основании теоретических данных, на практике установлены определенные соотношения между размерами валика, барабана и размерами пружины. Перейдем к рассмотрению этих соотношений.

На рис. 17 показаны положения пружины в барабане в спущенном состоянии (витки пружины прилегают к барабану) и в заведенном состоянии, когда вся пружина навита на валик. Стрелками указаны вращения валика для завода пружины и вращения барабанного колеса.

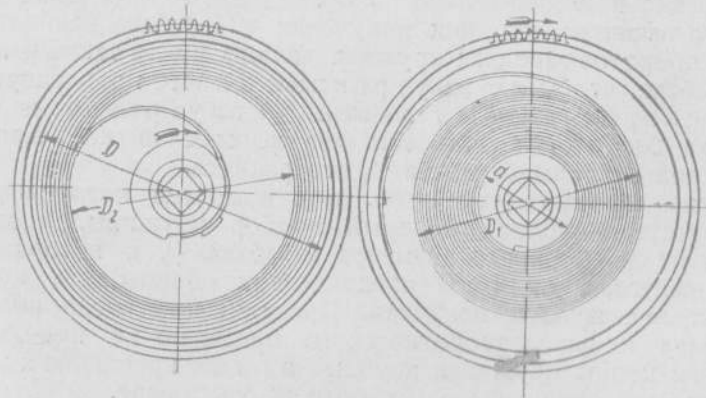


Рис. 17. Пружина в спущенном и заведенном состояниях.

Обозначим диаметр заводного валика d , внутренний диаметр барабана D , внутренний диаметр пружины в спущенном состоянии D_2 , наружный диаметр пружины в заведенном состоянии D_1 , толщину заводной пружины e , ширину заводной пружины h , длину заводной пружины L .

В большинстве случаев диаметр валика практически берется в три раза меньше диаметра барабана

$$d = \frac{D}{3} \dots \dots \dots (7)$$

Толщина пружины, как мы уже ранее отмечали для нормальной пружины, берется равной $\frac{1}{30}$ диаметра валика:

$$e = \frac{d}{30} \dots \dots \dots (8)$$

Чтобы пружина в барабане дала наибольшее число полезных оборотов, очевидно, необходимо, чтобы площадь, занимаемая пружиной в заведенном состоянии, равнялась площади, которую пружина занимает в спущенном состоянии. А это, как видно из рисунка 17, будет тогда, когда наружный диаметр

заведенной пружины D_1 одновременно будет и внутренним диаметром спущенной пружины D_2 , т. е.

$$D_1 = D_2.$$

При условии, что $d = \frac{D}{3}$, это равенство будет получаться, если

$$D_2 = 0,745 D \dots \dots \dots (9)$$

(что равно приблизительно $\frac{3}{4} D$).

Это означает, что для получения у барабана наибольшего числа оборотов заводная пружина должна иметь такие размеры в барабане, чтобы ее внутренний диаметр в спущенном состоянии был равен $\frac{3}{4}$ внутреннего диаметра барабана или толщина всех ее витков занимала с каждой стороны барабана $\frac{1}{4}$ его радиуса.

Ниже мы приводим табл. 1, с помощью которой можно произвести наиболее выгодный подбор пружины, в зависимости от внутреннего диаметра барабана D , к которому она подбирается, и от числа практических оборотов n , которое мы от нее желаем получить. Практическое число оборотов барабана меньше теоретического примерно на пол-оборота, так как концы пружины, которые идут на крепление к валу и барабану, отпущены и в работе не участвуют.

Таблица 1

Зависимость размеров заводной пружины от диаметра барабана

Практическое число оборотов барабана n	Число витков пружины в спущенном состоянии n_2	Толщина пружины в мм e
4 1/2	8	0,0157 D
5	9	0,0142 D
5 1/2	9 3/4	0,0131 D
6	10 1/2	0,0120 D
6 1/2	11 1/2	0,0112 D
7	12 1/2	0,0104 D
7 1/2	13	0,0098 D

Ширина пружины h берется в зависимости от высоты барабана и должна быть примерно на 0,1 мм меньше высоты его. Длина пружины L может быть определена по формуле

$$L = \pi(R + R_2) n_2 \dots \dots \dots (10)$$

где: R — внутренний радиус барабана,

R_2 — внутренний радиус пружины в спущенном состоянии,

n_2 — число витков пружины в спущенном состоянии.

Приведем несколько примеров подбора пружины для заводного барабана, пользуясь табл. 1.

Пример 8. Подобрать для барабана, внутренний диаметр которого равен 40 мм, пружину и валик, дающие ему 6 практических оборотов.

Дано: $D = 40$ мм, $n = 6$ оборотов, $d = ?$, $e = ?$, $D_2 = ?$, $L = ?$.

Решение. 1. Определим размер валика по формуле (7)

$$d = \frac{D}{3}.$$

Подставляя числовые значения, получаем:

$$d = \frac{40}{3} = 13,3 \text{ мм.}$$

2. Определим толщину пружины. По табл. 1 находим, что толщина пружины для 6 практических оборотов равна 0,012, умноженной на диаметр барабана, т. е.

$$e = 0,012 D \text{ или } e = 0,012 \times 40 = 0,48 \text{ мм.}$$

3. Определим внутренний диаметр пружины в спущенном состоянии по формуле (9)

$$D_2 = \frac{3}{4} D \text{ или } D_2 = \frac{3}{4} \times 40 = 30 \text{ мм;}$$

число витков в этом состоянии по табл. 1 будет:

$$n_2 = 10 \frac{1}{2}.$$

4. Длина пружины по формуле (10) определится:

$$L = \pi(R + R_2) n_2.$$

Подставляя числовые значения, получаем:

$$L = 3,14 (20 + 15) \times 10,5 = 1154 \text{ мм.}$$

Пример 9. В барабане диаметром 18 мм имеется пружина толщиной 0,24 мм. Валик нормальный — $\frac{1}{3}$ диаметра барабана. Требуется определить, сколько практических оборотов дает данная пружина барабану.

Дано: $D = 18$ мм, $e = 0,24$ мм, $n = ?$

Решение. По табл. 1 толщина пружины равна постоянному коэффициенту (в зависимости от числа оборотов) K , помноженному на диаметр барабана D , т. е. $e = KD$. Зная толщину пружины и диаметр, мы можем найти K .

$$K = \frac{e}{D}.$$

В нашем примере

$$K = \frac{0,24}{18} = 0,0133.$$

Из табл. 1 видно, что этот коэффициент соответствует примерно $5\frac{1}{2}$ оборотам барабана. Таким образом, в нашем примере практическое число оборотов барабана

$$n = 5\frac{1}{2}.$$

Имеется таблица Дегалье (рис. 18а), позволяющая определять толщину пружины в зависимости от заданного числа

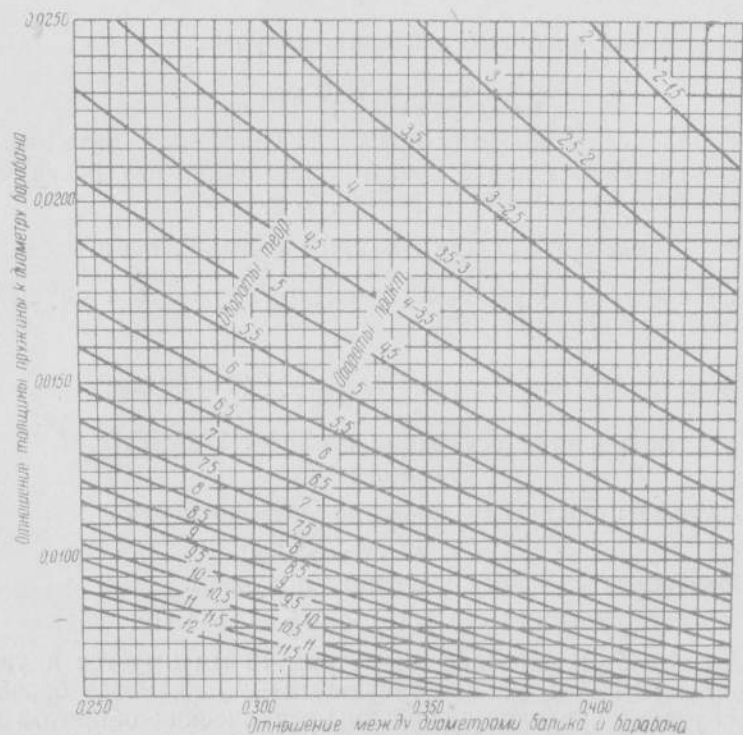


Рис. 18а. График для определения толщины пружины.

оборотов барабана, диаметра его и диаметра валика (если последний и не равен $\frac{1}{3}$ диаметра барабана).

На рис. 18а по горизонтальной оси отложены отношение между диаметрами валика и барабана, т. е. $\frac{d}{D}$, а по верти-

кальной оси отношение толщины пружины к диаметру барабана, т. е. $\frac{e}{D}$.

Кривые графика показывают число теоретических и практических оборотов барабана.

Примеры пользования таблицей

1. Пусть диаметр барабана равен 16,0 мм, а диаметр валика — 5,4 мм.

Требуется определить толщину пружины, которая дала бы 6 полезных оборотов барабану.

Дано: $D = 16,0$ мм; $d = 5,4$ мм; $n = 6$; $e = ?$

Решение. 1. Определяем отношение между диаметром ва-

лика и барабана $\frac{d}{D}$, получаем:

$$\frac{d}{D} = \frac{5,4}{16} = 0,338.$$

Ищем по горизонтальной оси между 0,300 и 0,350 вертикальную линию, соответствующую 0,338 (примерно 0,34), а вверх по ней — точку пересечения ее с кривой, соответствующей 6 практическим оборотам. Найдя эту точку, смотрим влево по основной вертикальной оси, какому размеру она соответствует. Находим, что она расположена между линиями 0,0120 и 0,0115. Этот размер можно считать примерно 0,0118.

Тогда, умножая эту величину на диаметр барабана, находим толщину пружины

$$e = 0,0118 \times 16,0 = 0,19 \text{ мм.}$$

Можно решить и обратную задачу.

2. Для барабана диаметром 16,9 мм взята пружина толщиной 0,22 мм. Диаметр валика 5,4 мм. Сколько оборотов барабану дает такая пружина?

Дано: $D = 16,9$ мм, $d = 5,4$ мм, $e = 0,22$ мм, $n = ?$

Решение. Определяем отношение $\frac{d}{D}$, получаем:

$$\frac{d}{D} = \frac{5,4}{16,9} = 0,319.$$

Определяем отношение $\frac{e}{D}$; получаем:

$$\frac{e}{D} = \frac{0,22}{16,9} = 0,013.$$

Смотрим точку пересечения горизонтальной линии, соответствующую 0,319, и вертикальной линии, соответствующую 0,013.

Находим, что эта точка расположена между кривыми линиями, соответствующими 6 и 5,5 практическим оборотам, при чем гораздо ближе к 6 оборотам. Можно поэтому (определяя на глаз) считать, что эта точка соответствует 5,8 оборотам. Таким образом, эта пружина при полном ее заводе обеспечит данному барабану 5,8 оборотов.

12. РАБОТА ПРУЖИНЫ В БАРАБАНЕ. ОСТАНОВЫ

Как было указано, движущая сила пружины зависит от числа оборотов, на которое пружина заведена. Поэтому величина этой силы все время изменяется, увеличиваясь по мере увеличения числа оборотов. Но изменение величины этой силы практически происходит не всегда равномерно, т. е. не всегда пропорционально оборотам.

Если показать графическую зависимость силы пружины от числа ее оборотов с учетом влияния трения, то мы получим примерно кривую, представленную на рис. 186.

На горизонтальной оси отложены числа оборотов заводного валика, а на вертикальной линии моменты пружины — движущая энергия.

Кривая $OA'B'C$ соответствует заводу пружины, а линия $СВАО$ — спуску пружины при ходе часов.

На первых оборотах пружины кривая круто поднимается от точки O до точки A' , что показывает резкое увеличение силы.

На последующих (средних) витках пружины кривая идет постепенно вверх, показывая этим самым, что на участке от A' до B' увеличение силы идет пропорционально оборотам.

На последних оборотах кривая опять показывает резкое увеличение силы пружины на участке $B'C$.

Раскручивание пружины отражается резкими кривыми $СВ$ и $АО$, когда пружина работает на крайних витках и более плавной линией $ВА$ — при работе пружины на средних витках.

Таким образом, на начальных и конечных оборотах происходит резкое изменение силы, а на средних — более равномерное.

Причина этого заключается в том, что не все витки пружины одновременно и одинаково участвуют в ее работе.

В начале завода часов, когда пружина находится в спущенном состоянии, а все витки ее расположены у стенок барабана, заводная пружина будет создавать силу лишь за счет части витков, оторвавшихся от сплошной массы пружины и накрученных на заводной валик. Остальные витки пружины в работе

не участвуют. Действующая длина пружины в этот момент укорочена и, согласно формуле (6), момент пружины увеличится.

Затем, после нескольких оборотов заводного валика, все витки пружины отойдут от стенок барабана и постепенно приблизятся к валику, заполняя весь барабан и не касаясь друг друга. В этот момент сила пружины будет возрастать сравнительно равномерно.

При последующих оборотах заводного валика витки пружины соберутся у валика, прилегая друг к другу и создавая большое трение между витками. Действующая длина пружины

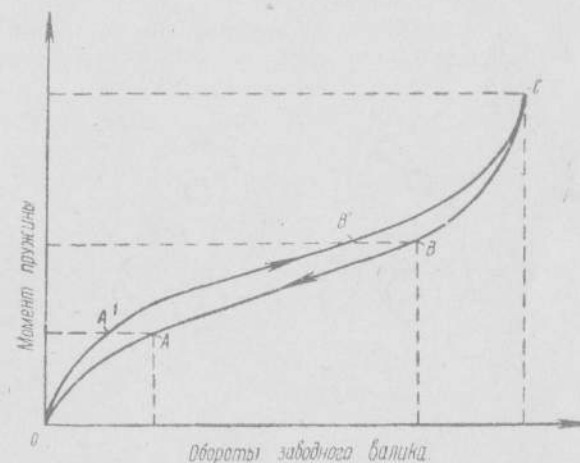


Рис. 186. График зависимости момента пружины от числа оборотов заводного валика.

опять уменьшится, а это вновь вызовет резкое увеличение силы.

Для достижения более плавного изменения силы и уменьшения потерь на трение, необходимо следить за тем, чтобы между витками пружины всегда находилось немного смазки, а поверхность пружины была чистой, полированная.

Если мы желаем уменьшить влияние резкого изменения силы на точность хода часов, пружину не следует заставлять работать на всех витках.

Обычно пружину рассчитывают в часах с суточным заводом на 32—36 часов, а заводить часы рекомендуют через каждые 24 часа. Этим самым не используются начальные обороты пружины. Лучше было бы пружину не заводить до конца и не давать ей полностью распускаться.

В точных часах с пружинным заводом ограничение работы пружины на средних ее витках достигается применением специальных приспособлений, называемых **остановами** (штеллунгами).

Существуют различные виды остановов, из которых мы рассмотрим наиболее распространенный — „мальтийский крест“, изображенный на рис. 19.

Он состоит из шайбы с пальцем, сидящей на квадрате заводного валика, и звездочки с пятью выступами, прикрепленной к крышке барабана. Четыре выступа имеют выемку для прохода окружности шайбы, а пятый выступ — упорный — имеет выпуклую поверхность.

Положение 1 показывает тот момент, когда шайба не может вращаться по стрелке, так как упорный выступ звездочки

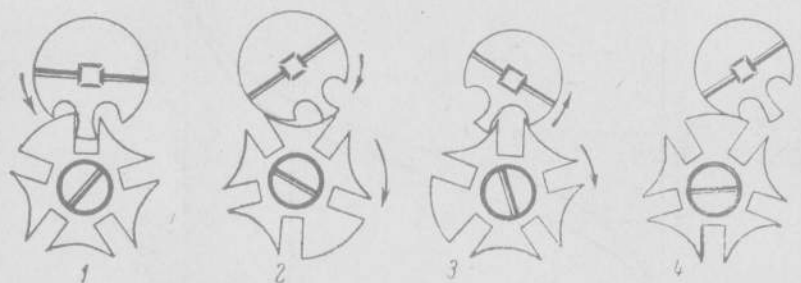


Рис. 19. Мальтийский крест.

касается пальца шайбы. Она может лишь вращаться в обратную сторону. При этом после одного ее оборота палец попадает в следующую канавку звездочки, а после четырех оборотов палец шайбы опять столкнется с упорным выступом звездочки, и дальнейшее вращение продолжаться не сможет. Таким образом, указанный „мальтийский крест“ дает валику и барабану четыре оборота.

Этот останов требует очень точного изготовления и установки.

Из четырех положений, указанных на рис. 19, первое показывает правильное соединение звездочки с пальцем шайбы; второе показывает короткий палец шайбы и несколько удаленную от нее звездочку; третье показывает слишком большие выемки у шайбы с пальцем; четвертое изображает короткий упорный выступ звездочки и узкий палец шайбы.

Известен ряд других неисправностей „мальтийского креста“, которые встречаются в практической работе часового мастера.

Шайбу и звездочку обычно изготавливают из стали и подвергают закалке и отпуску.

При пользовании „мальтийским крестом“, если пружина имеет, например, 6 полезных оборотов, заводят пружину на первый оборот и ставят звездочку в такое положение, чтобы упорный выступ ее попал в выемку шайбы и не дал бы возможности работать барабану на этом витке пружины, как говорят, „запирают первый виток пружины“. Затем заводят пружину на последующие средние обороты, количество которых определяется звездочкой (на нашем рисунке их четыре). Последний виток пружины останется неиспользованным. Если у пружины, например, будет восемь полезных оборотов, а для хода часов достаточно пяти, то запирают при установке „мальтийского креста“ $1\frac{1}{2}$ оборота и ставят „мальтийский крест“ с 6 выступами.

Остановами более упрощенного типа пользуются также для пружины боя будильников. В этом случае он ограничивает разворот пружины и обеспечивает такие габариты развернутой пружины, при которых витки ее не задевали бы детали механизма хода часов и не тормозили бы его работу.

В заключение следует указать, что в наиболее точных и дорогих часах с пружинным заводом встречается специальное приспособление, называемое улиткой. С помощью улитки момент силы пружины становится постоянным на все время работы пружины.

КОЛЕСНАЯ СИСТЕМА

13. ПРИНЦИПЫ ПЕРЕДАЧИ ДВИЖЕНИЯ

Для передачи движущей силы в часовом механизме и преобразования скорости вращения некоторых его деталей применяются зубчатые колеса.

Прежде чем перейти к изучению работы и расчету колесной системы часового механизма, рассмотрим основные принципы передачи движения.

Представим себе две плоские гладкие шайбы, вращающиеся на своих осях (рис. 20).

Если привести шайбы D и d в соприкосновение друг с другом с достаточным трением, то при вращении одной из них вторая шайба получит также вращательное движение.

Такой вид передачи движения носит название фрикционной передачи.

Скорость вращения соприкасающихся шайб будет зависеть от их диаметров. Так, например, если диаметр одной из шайб будет в 3 раза меньше диаметра другой шайбы, то скорость

вращения этой меньшей шайбы будет в 3 раза больше скорости другой, т. е. за один оборот большой шайбы малая шайба сделает три оборота.

Шайба, передающая движение, называется ведущей, а шайба, воспринимающая от нее движение, называется ведомой.

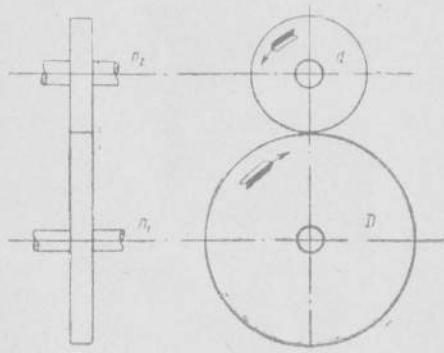


Рис. 20. Фрикционная передача.

Если обозначить n_1 —число оборотов ведущей шайбы, n_2 —число оборотов ведомой шайбы, D —диаметр ведущей шайбы, d —диаметр ведомой шайбы, то отношение числа оборотов ведущей шайбы n_1 к числу оборотов ведомой шайбы n_2 носит название передаточного числа. В часовом механизме нам удобнее обращаться с отношением числа оборотов ведомой шайбы n_2 к ведущей n_1 . Такое отношение мы будем называть передаточным отношением и обозначать его через i .

Таким образом, мы можем написать:

$$i = \frac{n_2}{n_1} \dots \dots \dots (11)$$

Но так как числа оборотов шайб зависят от их диаметров и находятся в обратной зависимости от них, то можно написать:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D}{d} \dots \dots \dots (12)$$

Пример 10. Диаметр шайбы ведущей оси равен 48 мм, а диаметр ведомой шайбы—8 мм. Требуется определить передаточное отношение данной пары, а также число оборотов ведомой оси, если ведущая ось делает 1 оборот.

Дано: $D=48$ мм, $n_1=1$ обороту; $d=8$ мм.

Решение 1. Передаточное отношение i определится по формуле (12)

$$i = \frac{D}{d} \text{ или } i = \frac{48}{8} = 6.$$

2. Число оборотов ведомой оси определится по формуле (11)

$$i = \frac{n_2}{n_1}$$

При $i=6$, $n_1=1$ получаем:

$$6 = \frac{n_2}{1} \text{ или } n_2 = 6 \text{ оборотам.}$$

Практически, при фрикционной передаче движения от одной оси на другую, имеет место проскальзывание, а отсюда неравномерная передача вращения и непостоянство передаточного отношения.

В часовых механизмах применяют более совершенный вид передачи движения—зубчатую передачу.

Зубчатая пара колес изображена на рис. 21 и представляет собой шайбы с выступами (зубьями) и впадинами.

Как видно из рис. 21, зубья одного колеса входят во впа-

дины другого колеса, приходя в зацепление по начальным (средним) окружностям и передавая, таким образом, вращение с одной оси на другую.

Основные принципы передачи движения зубчатыми колесами такие же, как и при фрикционной передаче.

Если обозначить z_1 — число зубьев ведущего колеса, z_2 — число зубьев ведомого колеса, i — передаточное отношение данной пары зубчатых колес, то

$$i = \frac{z_1}{z_2} \dots \dots \dots (13)$$

Выражая передаточное отношение через диаметры и числа оборотов зубчатых колес на основании формул (12) и (13), можно написать общую зависимость:

$$i = \frac{D}{d} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{n_2}{n_1} \dots (14)$$

Если принять для приведенной пары зубчатых колес цифровые данные рассмотренного нами примера, то при числе зубьев одного колеса $z_1 = 36$, другое колесо должно иметь, согласно формуле (13), $z_2 = 6$ зубьям.

В схеме передачи движения парой зубчатых колес, приведенной нами на рис. 21, ведущим является

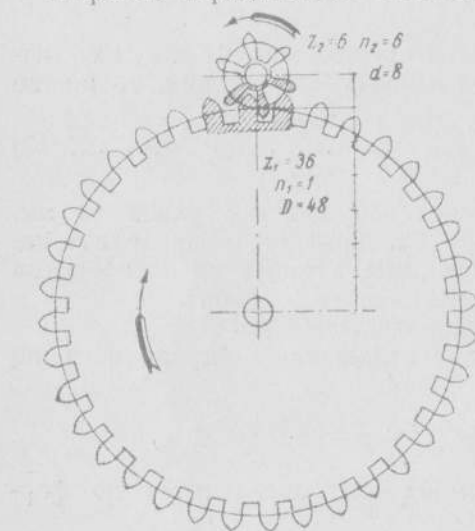


Рис. 21. Зубчатая передача.

является колесо с 36 зубьями, а ведомым — колесо, имеющее 6 зубьев.

Передаточное отношение i в данном случае больше единицы. Следовательно, мы будем иметь увеличение скоростей вращения.

Это всегда имеет место в колесной передаче ангренажа часового механизма, где ведущими являются колеса, а ведомыми — трибы.

В стрелочном механизме часов мы имеем обратное явление: ведущими являются трибы, а ведомыми — колеса.

В этом случае передаточное отношение меньше единицы, и скорость вращения колес замедленная.

Пример II. Ведомое колесо вращается в 10 раз быстрее

ведущего. Сколько зубьев должно иметь ведомое колесо, если ведущее колесо имеет 80 зубьев?

Дано: $i = 10$; $z_1 = 80$ зубьям, $z_2 = ?$

Решение. Из формулы (13) имеем $i = \frac{z_1}{z_2}$, откуда

$$z_2 = \frac{z_1}{i} \text{ или } z_2 = \frac{80}{10} = 8 \text{ зубьям.}$$

Пример 12. Рассчитать число зубьев ведомого колеса, которое должно вращаться в 12 раз медленнее ведущего, имеющего 7 зубьев.

Дано: $i = \frac{1}{12}$; $z_1 = 7$ зубьям; $z_2 = ?$

Решение. $i = \frac{z_1}{z_2}$. Подставим значения — $\frac{1}{12} = \frac{7}{z_2}$; откуда

$$z_2 = 12 \times 7 = 84 \text{ зубьям.}$$

Пример 13. Ведомый триб, имеющий 9 зубьев, должен сделать 60 оборотов в то время, когда ведущее колесо сделает 12 оборотов. Сколько зубьев должно иметь колесо?

Дано: $z_2 = 9$ зубьям; $n_2 = 60$ оборотам; $n_1 = 12$ оборотам; $z_1 = ?$

Решение. Из формулы (14) имеем $i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{n_2}{n_1}$. Подста-

вим значения — $\frac{z_1}{9} = \frac{60}{12} = 5$,

откуда

$$z_1 = 9 \times 5 = 45 \text{ зубьям.}$$

По соображениям плавности зацепления, уменьшения трения и износа зубьев, величину передаточного отношения между парой колес в общем машиностроении не берут больше 6 и меньше $\frac{1}{6}$.

В часовых механизмах, где зубьям придают специальный часовой профиль, т. е. применяют так называемое часовое зацепление, величину передаточного отношения для каждой пары колес доводят до 15 или $\frac{1}{15}$, а число зубьев у триба берут начиная от 6.

Число зубьев у колес бывает до 120, в редких случаях доходит до 150 и выше.

Как правило, в хороших часах применяют трибы с числами зубьев от 9 и выше, так как трибы с 6, 7 и 8 зубьями не дают хорошего зацепления.

Однако в часовых механизмах приходится осуществлять передачу, далеко превышающую передаточное отношение, равное 15. Между отдельными осями приходится принимать передаточное отношение, равное 60, 600 и т. д. Тогда пользуются несколькими парами колес — системой зубчатых колес.

Рассмотрим, как рассчитывается передаточное отношение системы колес.

На рис. 22 изображена система двух пар зубчатых колес; 1-я пара — колесо *A*, триб *a*, 2-я пара — колесо *B*, триб *b*; при чем колесо *B* и триб *a* сидят на одной и той же оси 2.

Нетрудно видеть, что если, например, ось 2 будет вращаться в 5 раз быстрее оси 1, а ось 3 — в 5 раз быстрее оси 2, то ось 3 будет вращаться быстрее оси 1 в $5 \times 5 = 25$ раз.

Иначе говоря, общее передаточное отношение всей системы колес (обозначенное через *i*) будет равно произведению передаточных отношений каждой пары колес, входящих в эту систему.

$$i = i_1 \cdot i_2 \dots \dots \dots (15)$$

Если колесо *A* будет иметь число зубьев z_1 , триб *a* — число зубьев z_2 , колесо *B* — число зубьев z_3 , триб *b* — число зубьев z_4 , то

$$i_1 = \frac{z_1}{z_2}, \quad i_2 = \frac{z_3}{z_4}, \quad \text{а} \quad i = i_1 \cdot i_2 = \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4} \dots \dots (16)$$

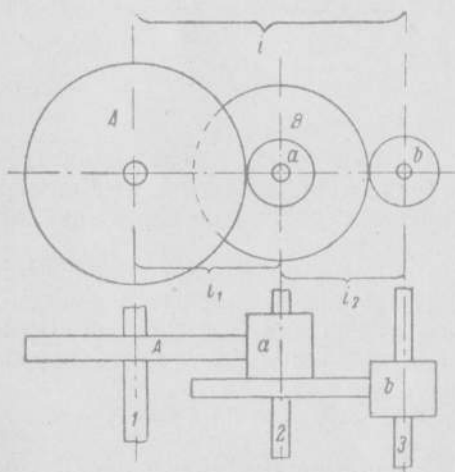


Рис. 22. Система зубчатых колес.

Общее передаточное отношение системы колес равно произведению из чисел зубьев всех ведущих колес, деленному на произведение из чисел зубьев всех ведомых колес.

Пример 14. Ведущие колеса имеют 90 и 72 зуба, а ведомые трибы 10 и 9 зубьев. Определить общее передаточное отношение системы.

Дано: $z_1 = 90$ зубьям; $z_3 = 72$ зубьям; $z_2 = 10$ зубьям; $z_4 = 9$ зубьям; $i = ?$

Решение. По формуле (16) имеем $i = \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4}$.

Подставляя значения, получаем:

$$i = \frac{90 \cdot 72}{10 \cdot 9} = 72.$$

Пример 15. Передаточное отношение системы, равное 96, осуществляется двумя парами колес. Трибы имеют по 9 зубьев, а одно из колес — 72 зуба. Определить число зубьев другого колеса.

Дано: $i = 96$; $z_1 = 72$ зубьям; $z_2 = 9$ зубьям; $z_4 = 9$ зубьям; $z_3 = ?$

Решение. Подставляя значения в формулу (16) $i = \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4}$, имеем: $96 = \frac{72 \cdot z_3}{9 \cdot 9}$, откуда

$$z_3 = \frac{96 \cdot 9 \cdot 9}{72} = 108 \text{ зубьев.}$$

Пример 16. Рассчитать передачу с общим передаточным отношением 56.

Дано: $i = 56$; $z_1 = ?$; $z_2 = ?$; $z_3 = ?$; $z_4 = ?$

Решение. Данную передачу можно осуществить минимум двумя парами колес. Разобьем общее передаточное отношение на два передаточных отношения i_1 и i_2 согласно формуле (15), при чем в часовом механизме рекомендуется, чтобы величины i_1 и i_2 не отличались резко друг от друга.

Передаточное отношение 56 можно разбить на 7 и 8; 14 и 4; 3,5 и 16 и т. д.

Наилучшие для зацепления будут 7 и 8, т. е.

$$i_1 = 7, \quad i_2 = 8.$$

Подберем теперь числа зубьев колес, которые могут обеспечить эти две передачи. Задаются обычно числами зубьев трибов, так как их количество более ограничено — от 6 до 20.

Для первой передачи $i_1 = 7$ можно взять $z_2 = 6$ или 8 зубьям, тогда z_1 должно быть равно 42 или 56 зубьям. И действительно:

$$\text{если } i_1 = \frac{z_1}{z_2}, \text{ т. е. } 7 = \frac{z_1}{6}, \text{ то } z_1 = 7 \times 6 = 42 \text{ зубьям;}$$

$$\text{если } 7 = \frac{z_1}{8}, \text{ то } z_1 = 7 \times 8 = 56 \text{ зубьям.}$$

Для второй передачи $i_2 = 8$, z_4 можно также взять равным 8 или 10 зубьям, тогда z_3 будет равно 64 или 80 зубьям. И действительно:

$$\text{если } i_2 = \frac{z_3}{z_4}, \text{ т. е. } 8 = \frac{z_3}{8}, \text{ то } z_3 = 8 \times 8 = 64 \text{ зубьям;}$$

$$\text{если } 8 = \frac{z_3}{10}, \text{ то } z_3 = 8 \times 10 = 80 \text{ зубьям.}$$

Получаем следующие возможные варианты чисел зубьев для данной системы колес:

I вариант

$z_1 = 42$ зубьям, $z_3 = 64$ зубьям,
 $z_2 = 6$ зубьям, $z_4 = 8$ зубьям,

$$i = \frac{42 \cdot 64}{6 \cdot 8} = 56.$$

II вариант

$z_1 = 56$ зубьям, $z_3 = 80$ зубьям,
 $z_2 = 8$ зубьям, $z_4 = 10$ зубьям,

$$i = \frac{56 \cdot 80}{8 \cdot 10} = 56.$$

С таким же успехом можно предложить большее число вариантов.

Для передачи движения от двигателя к колесам часового механизма и получения при этом необходимых чисел оборотов, применяют различные колесные системы.

Рассмотрим передаточные отношения, встречающиеся в колесной системе часовых механизмов, и сделаем на основании их расчеты чисел зубьев всех колес механизма.

14. РАСЧЕТ ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ КОЛЕС

Для облегчения расчета колесной системы часов, разобьем все колеса механизма на четыре группы. Для каждой группы определим величины передаточных отношений и на основании их произведем расчет чисел зубьев:

I группа — от барабана до центрального триба включительно;

II группа — от центрального колеса до секундного триба включительно;

III группа — от секундного колеса до ходового триба включительно;

IV группа — колеса стрелочного механизма.

Схема колесного механизма, с разбивкой на группы, изображена на рис. 23.

Попутно отметим, что в часах с пружинным заводом под барабаном подразумевают также и барабанное колесо, так как оно изготовляется за одно целое с барабаном. В карманных и наручных часах барабанным колесом именуют большое заводное колесо ремонтара, сидящее на квадрате вала барабана.

Расчет I группы колес

В I группу входят следующие колеса и трибы: барабанное колесо 1, триб добавочного колеса 2, добавочное колесо 3 и триб центрального колеса 4.

При этом следует иметь в виду, что добавочный триб с колесом имеется не во всех часах, а лишь в тех, которые должны иметь большую продолжительность хода, например в часах с 8-дневным или 2-недельным заводом, и т. д. В неко-

торых механизмах имеется несколько пар добавочных колес с трибами, например в часах с годовым заводом. Мы выбрали схему колесного механизма с одной парой добавочного колеса и триба.

Так как центральное колесо во всех часах несет на своей

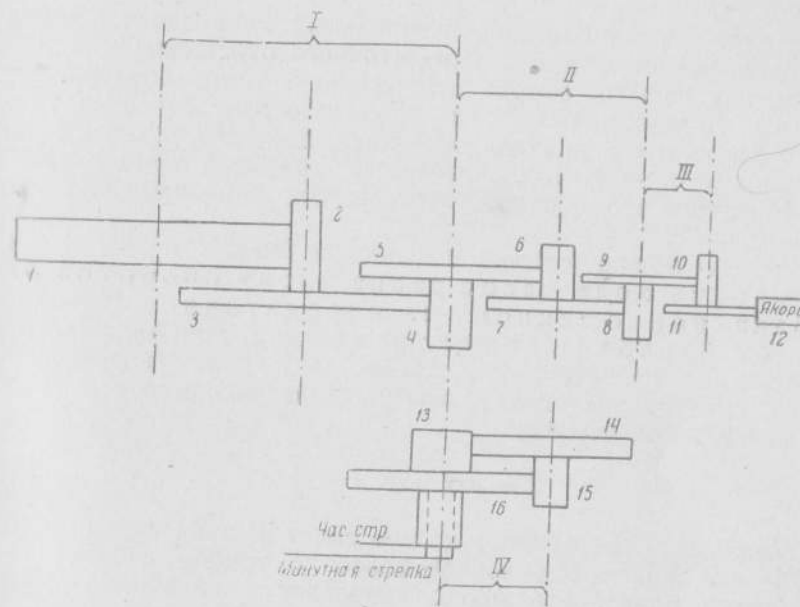


Рис. 23. Схема колесного механизма часов.

оси минутную стрелку, то оно всегда должно делать один оборот за I час.

Поэтому передаточное отношение I группы колес не влияет на числа оборотов других колес и трибов, а определяется в зависимости от продолжительности хода, необходимой для данного часового механизма.

Встречаются следующие продолжительности хода часов:

- 1) для часов с суточным заводом обычно 30—36 часов;
- 2) для часов с недельным (8-дневным) заводом 192 часа;
- 3) для часов с 2-недельным заводом (15—16 дней) 360—384 часа;
- 4) для часов с месячным заводом 32—36 дней.

Для выбора передаточного отношения I группы колес необходимо подсчитать число оборотов, которое делает барабан при данной пружине (или гиревом заводе), и, задаваясь продолжительностью хода часов, определить передаточное отношение.

Обозначим:

T — продолжительность хода часов,
 n — число оборотов барабана, или число полезных витков пружины,
 i — передаточное отношение от барабана до оси центрального колеса.

За один оборот барабана центральный триб сделает число оборотов, равное величине передаточного отношения i .

Так как каждый оборот центрального триба совершается за 1 час, то можно сказать, что за один оборот барабана часы будут иметь продолжительность хода, равную i часам. Следовательно, за n оборотов барабана центральный триб сделает $n \cdot i$ оборотов, что соответствует полной продолжительности хода часов T .

Отсюда можно сделать следующий вывод: продолжительность хода часов равна числу оборотов барабана, помноженному на передаточное отношение от барабана до центрального триба, или, для определения передаточного отношения 1 группы колес механизма, следует продолжительность хода часов разделить на число оборотов барабана.

$$T = n \cdot i \text{ или } i = \frac{T}{n} \dots \dots \dots (17)$$

Пример 17. Барабанное колесо имеет 84 зуба, центральный триб — 12 зубьев. Добавочное колесо с трибом отсутствует. Требуется определить продолжительность хода часов, если барабан делает за время полного завода 5 оборотов.

Дано: $z_1 = 84$ зубьям; $z_2 = 12$ зубьям; $n = 5$ оборотам; $T = ?$

Решение. 1. Определим передаточное отношение по формуле (13)

$$i = \frac{z_1}{z_2} \text{ или } i = \frac{84}{12} = 7.$$

2. Продолжительность хода часов определится по формуле (17)

$$T = n \cdot i.$$

Подставляя числовые значения, получаем:

$$T = 5 \times 7 = 35 \text{ часам.}$$

Пример 18. Требуется определить число зубьев центрального триба, если барабан имеет 80 зубьев и делает 6 оборотов, а продолжительность хода часов должна быть не ниже 36 часов.

Дано: $z_1 = 80$ зубьям; $n = 6$ оборотам; $T = 36$ часам; $z_2 = ?$

Решение. 1. Определим передаточное отношение i по формуле (17)

$$i = \frac{T}{n}.$$

Подставляя числовые значения, получаем:

$$i = \frac{36}{6} = 6.$$

2. Определим число зубьев z_2

$$i = \frac{z_1}{z_2} \text{ или } 6 = \frac{80}{z_2}, \text{ откуда } z_2 = \frac{80}{6} = 13,3;$$

округляя это число, возьмем $z_2 = 13$ зубьям, что даст продолжительность хода несколько большую 36 часов.

Таким образом, производят расчет 1 группы колес. Приведем пример расчета, соответствующий схеме колесного механизма, изображенной на рис. 23.

Пример 19. У часов с 2-недельным заводом барабан имеет 64 зуба, добавочный триб — 12 зубьев, добавочное колесо — 80 зубьев, центральный триб — 10 зубьев. Требуется определить: 1) какое число оборотов нужно дать барабану для обеспечения необходимой продолжительности хода и 2) подобрать пружину для данного барабана, если его диаметр равен 28 мм.

Дано: $z_1 = 84$ зубьям; $z_2 = 12$ зубьям; $z_3 = 80$ зубьям; $z_4 = 10$ зубьям; $T = 15$ суткам = 360 часам; $D = 28$ мм, $n = ?$

Решение. 1. Определяем передаточное отношение по формуле (16)

$$i = \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4} \text{ или } i = \frac{84 \cdot 80}{12 \cdot 10} = 56.$$

2. Определяем число оборотов барабана из формулы (17)

$$T = n \cdot i \text{ или } 360 = n \cdot 56, \text{ откуда } n = \frac{360}{56} \approx 6,5 \text{ оборотам;}$$

3. Подберем толщину заводной пружины.

По табл. 1 находим, что при $n = 6,5$ оборотам, толщина пружины $e = 0,0112 D$ или $e = 0,0112 \times 28 = 0,31$ мм.

Пример 20. В карманных часах московских часовых заводов барабан имеет 88 зубьев, центральный триб — 13 зубьев. Внутренний диаметр барабана под пружину — около 17 мм. Требуется определить толщину пружины для этого механизма, которая обеспечила бы продолжительность хода в 36 часов.

Дано: $z_1 = 88$ зубьям; $z_2 = 13$ зубьям; $T = 36$ часам; $D = 17$ мм; $n = ?$; $e = ?$

Решение. 1. Определяем передаточное отношение.

$$i = \frac{z_1}{z_2} \text{ или } i = \frac{88}{13} = 6,8.$$

2. Определяем число оборотов барабана по формуле (17)

$$T = n \cdot i \text{ или } 36 = n \cdot 6,8, \text{ откуда } n = \frac{36}{6,8} = 5,3 \text{ оборота.}$$

Округлив, возьмем $5\frac{1}{2}$ оборотов.

3. Определяем толщину пружины.

По табл. 1 находим, что для $5\frac{1}{2}$ оборотов коэффициент равен 0,0131, т. е. толщина пружины $e = 0,0131 \cdot D$ или $e = 0,0131 \times 17 = 0,224$ мм.

Практически толщина пружины в этих часах действительно берется в пределах от 0,22 до 0,23 мм.

Расчет II группы колес

Согласно приведенной схеме, во II группу входят следующие колеса и трибы: центральное колесо 5, промежуточный триб 6, промежуточное колесо 7, секундный триб 8.

При наличии секундной стрелки, надеваемой на ось секундного триба, последняя, очевидно, должна делать 60 оборотов за время одного оборота центрального колеса, ось которого несет минутную стрелку. Значит, передаточное отношение от центрального колеса к секундному трибу должно равняться 60.

Обозначая через

- z_1 — число зубьев центрального колеса,
- z_2 — " " промежуточного триба,
- z_3 — " " промежуточного колеса,
- z_4 — " " секундного триба,
- i — передаточное отношение II группы колес, получаем

$$i = \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4} = 60 \dots \dots \dots (18)$$

Производя расчеты чисел зубьев колес и трибов по формуле (18), следует иметь в виду:

1) в стенных часах, где секундное колесо обычно отсутствует, ось ходового триба иногда несет на себе секундную стрелку. Тогда это постоянное передаточное отношение 60 должно быть соблюдено между центральным колесом и ходовым трибом;

2) в часах, где нет секундной стрелки, это передаточное отношение не является обязательным. В этом случае рассчитывают II группу колес совместно с III группой, как одну систему, и определяют общее передаточное отношение.

Мы рассмотрим отдельно расчеты II и III групп колес.

Обычно в карманных или наручных часах с секундной стрелкой передаточное отношение 60 составляется из 8 и 7,5. Для передачи от центрального колеса до промежуточного триба берут передаточное отношение, равное 8, а для передачи от промежуточного колеса до секундного триба — 7,5.

Так, например, в карманных часах московских часовых заводов центральное колесо имеет 80 зубьев, промежуточный триб 10 зубьев, промежуточное колесо 75 зубьев и секундный триб 10 зубьев.

В наручных часах ЗИФ центральное колесо имеет 64 зуба, промежуточный триб 8 зубьев, промежуточное колесо 60 зубьев, секундный триб 8 зубьев.

Общее передаточное отношение 60 в будильниках 2-го часового завода осуществлено другими числами:

- центральное колесо имеет 54 зуба,
- промежуточный триб " 6 зубьев,
- промежуточное колесо " 40 зубьев,
- секундный триб " 6 зубьев.

Пример 21. Определить число зубьев секундного триба (в часах с секундной стрелкой), если центральное колесо имеет 72 зуба, промежуточный триб 9 зубьев, промежуточное колесо 60 зубьев.

Дано: $z_1 = 72$ зубьям; $z_2 = 9$ зубьям; $z_3 = 60$ зубьям; $z_4 = ?$; $i = 60$.

Решение. По формуле (18) передаточное отношение

$$i = \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4}$$

Подставляя числовые значения, получаем:

$$60 = \frac{72 \cdot 60}{9 \cdot z_4},$$

откуда число зубьев секундного триба

$$z_4 = \frac{72 \cdot 60}{9 \cdot 60} = 8 \text{ зубьям.}$$

Пример 22. Утеряно промежуточное колесо с трибом. Требуется определить числа их зубьев, если центральное колесо имеет 80 зубьев, а секундный триб 8 зубьев. Часы имеют секундную стрелку.

Дано: $z_1 = 80$ зубьям; $i = 60$; $z_2 = ?$; $z_4 = 8$ зубьям; $z_3 = ?$

По формуле (18)

$$i = \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4} \text{ или } 60 = \frac{80 \cdot z_3}{z_2 \cdot 8} = 10 \cdot \frac{z_3}{z_2},$$

откуда

$$\frac{z_3}{z_2} = 6.$$

Следовательно, промежуточное колесо должно иметь в 6 раз больше зубьев промежуточного триба.

В часовом механизме мы всегда имеем уменьшение чисел зубьев трибов и колес по направлению от барабана к ходо-

вому колесу. Поэтому, задаваясь числом зубьев промежуточного триба, мы должны взять его равным или большим числа зубьев секундного триба, который в нашем примере имеет 8 зубьев.

Если мы возьмем $z_2 = 8$, тогда $z_3 = 6 \cdot z_2 = 6 \cdot 8 = 48$ зубьям. Если же мы возьмем $z_2 = 10$, тогда $z_3 = 6 \cdot 10 = 60$ зубьям, что, пожалуй, будет лучше, так как наличие у промежуточного колеса 48 зубьев показывает резкое уменьшение числа его зубьев по сравнению с 80 зубьями центрального колеса.

Промежуточное колесо с числом зубьев 60 ближе к числу зубьев центрального колеса. Практически, в механизме эти числа зубьев необходимо увязать с размерами (толщинами) зубьев и диаметрами колес.

Итак, в нашем примере, где утеряно промежуточное колесо с трибом, мы нашли, что число зубьев колеса должно быть равно 60, а триб должен иметь 10 зубьев.

Перейдем к расчету III группы колес.

Расчет III группы колес

В третью группу колес входят: секундное колесо 9 и ходовой триб 10.

Определение передаточного отношения этой группы связано с числами колебания регулятора (маятника или баланса) и числами зубьев ходового колеса 11.

Обычно ходовое колесо у часов с балансом (карманных, наручных, будильников) имеет 15 зубьев. В стенных часах с маятником ходовое колесо имеет различные числа зубьев, достигающие до 45.

Числа колебаний регулятора встречаются также различные, в зависимости от типа часов (табл. 2).

Таблица 2

Числа колебаний регулятора для различных часов

Тип часов	Числа колебаний регулятора		
	в 1 час	в 1 минуту	в 1 секунду
Башенные часы	3500 до 1800	60 до 30	1 до $\frac{1}{2}$
Стенные часы с длинным секундным маятником	3600	60	1
Различные большие часы	14400 до 3600	240 до 60	4 до 1
Будильники	16200 до 12000	270 до 200	$4\frac{1}{2}$ до $3\frac{1}{5}$
Морские хронометры	14400	240	4
Английские карманные часы	16200	270	$4\frac{1}{2}$
Прочие карманные часы	18000	300	5
Наручные часы размером диаметра платинки от 22 мм и ниже	19800 до 18000	330 до 300	$5\frac{1}{2}$ до 5

В основу расчета III группы колес принимается следующее правило.

При повороте ходового колеса на один зуб регулятор делает 2 колебания. Таким образом, если ходовое колесо имеет $z_{ход}$ зубьев, то регулятор за 1 оборот ходового колеса сделает $2 \cdot z_{ход}$ колебаний.

Если регулятор делает за 1 час N колебаний, то ходовое колесо за 1 час сделает $\frac{N}{2 \cdot z_{ход}}$ чисел оборотов. А так

как за 1 час центральное колесо делает один оборот, то передаточное отношение от центрального колеса к ходовому трибу будет равно

$$I = \frac{N}{2 \cdot z_{ход}} \cdot \dots \dots \dots (19)$$

Если регулятор за 1 минуту делает N' колебаний, то ходовое колесо за 1 минуту сделает $\frac{N'}{2 \cdot z_{ход}}$ чисел оборотов.

А так как секундное колесо за 1 минуту делает один оборот, то эта величина является вместе с тем и передаточным отношением от секундного колеса к ходовому трибу, т. е. передаточное отношение для III группы колес

$$I = \frac{N'}{2 \cdot z_{ход}} \cdot \dots \dots \dots (20)$$

Поясним это примером.

В карманных часах баланс делает 18000 колебаний в 1 час, или 300 колебаний в 1 минуту. Ходовое колесо имеет 15 зубьев. Таким образом, ходовое колесо делает в 1 час

$$\frac{18000}{2 \cdot 15} = \frac{18000}{30} = 600 \text{ оборотов.}$$

Центральное колесо за 1 час делает один оборот, значит, передаточное отношение от центрального колеса к ходовому трибу в нашем примере будет равно 600.

$$I = 600.$$

В 1 минуту ходовое колесо делает $\frac{300}{2 \cdot 15} = 10$ оборотов, а секундное колесо делает один оборот. Значит, передаточное отношение от секундного колеса к ходовому трибу будет равно 10.

И действительно, во всех мелких часах, имеющих секундную стрелку, секундное колесо имеет число зубьев в 10 раз больше числа зубьев ходового триба.

Например, в карманных часах московских часовых заводов ходовой триб имеет 8 зубьев, а секундное колесо 80 зубьев.

В часах без секундной стрелки это передаточное отношение III группы колес обязательно равно 10, так же, как и передаточное отношение II группы колес не обязательно должно быть равно 60.

В таких часах расчет колес делают на основании общего передаточного отношения от центрального колеса к ходовому трибу, которое, как мы уже сказали, в часах с 18 000 колебаниями баланса в 1 час и ходовым колесом с 15 зубьями равно 600.

Попутно с этим, теперь мы можем вывести формулу для подсчета чисел колебаний регулятора любых часов.

Передаточное отношение от центрального колеса к ходовому трибу показывает число оборотов ходового колеса за 1 час.

Это передаточное отношение I равно произведению чисел зубьев всех колес, начиная от центрального колеса, деленному на произведение чисел зубьев всех трибов, начиная от промежуточного триба, т. е.

$$I = \frac{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5}{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6},$$

где z_1, z_3, z_5 — числа зубьев центрального, промежуточного и секундного колес,

z_2, z_4, z_6 — числа зубьев промежуточного, секундного и ходового трибов.

Определив число оборотов ходового колеса за 1 час и зная, что на каждый его зуб приходится 2 колебания, можем легко найти число колебаний регулятора в 1 час. Для этого надо число оборотов ходового колеса за один час умножить на удвоенное число его зубьев.

Обозначив число зубьев ходового колеса через $z_{\text{ход}}$, а число колебаний регулятора в 1 час через N , получим:

$$N = I \cdot 2 \cdot z_{\text{ход}}$$

или, подставляя выражение передаточного отношения I , получим:

$$N = \frac{2 \cdot z_1 \cdot z_3 \cdot z_5 \cdot z_{\text{ход}}}{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6} \dots \dots \dots (21)$$

Число колебаний регулятора в 1 час равно удвоенному произведению из чисел зубьев всех колес, начиная от центрального и включая ходовое колесо, деленному на произведение из чисел зубьев всех трибов, начиная от промежуточного триба и включая ходовой триб.

Произведем несколько подсчетов.

Пример 23. Определить число колебаний баланса в час для будильника 2-го часового завода, зная, что центральное колесо имеет 54 зуба, промежуточный триб — 6 зубьев, промежуточное колесо — 40 зубьев, секундный триб — 6 зубьев, секундное колесо — 40 зубьев, ходовой триб — 6 зубьев, ходовое колесо — 15 зубьев.

Дано: $z_1 = 54; z_2 = 6; z_3 = 40; z_4 = 6; z_5 = 40; z_6 = 6; z_{\text{ход}} = 15$ зубьев. $N = ?$

Решение. По формуле (21) находим:

$$N = \frac{2 \cdot z_1 \cdot z_3 \cdot z_5 \cdot z_{\text{ход}}}{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6} \text{ или } N = \frac{2 \cdot 54 \cdot 40 \cdot 40 \cdot 15}{6 \cdot 6 \cdot 6} = 12\,000 \text{ колебаний в час.}$$

Пример 24. У часов с маятником центральное колесо имеет 80 зубьев, промежуточный триб — 10 зубьев, промежуточное колесо — 75 зубьев, ходовой триб — 10 зубьев, ходовое колесо — 30 зубьев. Определить число колебаний маятника в один час, а также возможность применения в данных часах секундной стрелки.

Дано: $z_1 = 80; z_2 = 10; z_3 = 75; z_4 = 10; z_{\text{ход}} = 30$ зубьев; $N = ?$

Решение. 1. Определим число колебаний маятника в 1 час. Из формулы (21) имеем

$$N = \frac{2 \cdot z_1 \cdot z_3 \cdot z_{\text{ход}}}{z_2 \cdot z_4} \text{ или } N = \frac{2 \cdot 80 \cdot 75 \cdot 30}{10 \cdot 10} = 3600 \text{ колебаний в час.}$$

2. Передаточное отношение от центральной оси до оси ходового колеса определится:

$$i = \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4} \text{ или } i = \frac{80 \cdot 75}{10 \cdot 10} = 60.$$

Так как $i = 60$, то секундная стрелка может быть насажена на ось ходового колеса.

Пример 25. Требуется произвести полный расчет чисел зубьев колес механизма карманных часов с секундной стрелкой, у которого баланс делает 18 000 колебаний в 1 час. Продолжительность хода 36 часов, число оборотов барабана $\frac{1}{3}$. Ходовое колесо имеет 15 зубьев.

Дано: $N = 18\,000$ колебаниям в час; $n = 4\frac{1}{2}$ оборотам; $T = 36$ часам.

Надо определить числа зубьев всех колес и трибов.

Решение. 1. Определим передаточное отношение между барабаном и центральным трибом — I группа колес — по формуле (17)

$$i = \frac{T}{n} = \frac{36}{4,5} = 8.$$

Эту передачу мы можем осуществить колесом и трибом с числами зубьев 96 и 12, т. е. z_1 —число зубьев барабана равно 96, а число зубьев центрального триба $z_2 = 12$, так как

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{96}{12} = 8.$$

2. Определим числа зубьев колес II группы.

Передаточное отношение II группы колес 60 мы разобьем на два числа 8 и 7,5

Передаточное отношение 8 (между центральным колесом и промежуточным трибом) мы осуществим колесами с 80 зубьями и 10 зубьями, т. е. число зубьев центрального колеса $z_3 = 80$, а число зубьев промежуточного триба $z_4 = 10$, так как

$$i = \frac{z_3}{z_4} = \frac{80}{10} = 8.$$

Передаточное отношение 7,5 (между промежуточным колесом и секундным трибом) мы осуществим колесами с 75 зубьями и 10 зубьями, т. е. число зубьев промежуточного колеса $z_5 = 75$, а число зубьев секундного триба $z_6 = 10$, так как

$$i = \frac{z_5}{z_6} = \frac{75}{10} = 7,5.$$

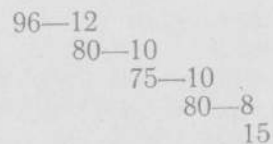
3. Определим число зубьев III группы колес.

При наличии секундной стрелки это передаточное отношение будет равно 10.

Осуществим эту передачу числами зубьев 80 и 8, т. е. секундное колесо возьмем с 80 зубьями, а ходовой триб с 8 зубьями: $z_7 = 80$ зубьям, $z_8 = 8$ зубьям, так как

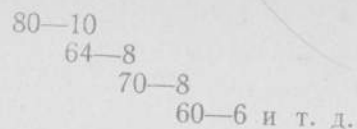
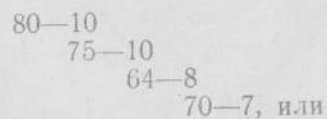
$$i = \frac{z_7}{z_8} = \frac{80}{8} = 10.$$

Таким образом, общий расчет чисел зубьев колес и трибов можно выразить схемой:



Этот пример можно решить и подбором других чисел зубьев.

Например:



Ниже нами приведена табл. 3, охватывающая расчет всех трех групп колес.

Числа зубьев колес и трибов ангренажа Таблица 3

Барабан	Числа зубьев колес			Числа зубьев трибов			
	Цен-тральное	Проме-жуточное	Секунд-ное	Цен-тральный	Проме-жуточ-ный	Секунд-ный	Ходовой
64	64	60	60	12	8	8	6
64	64	60	60	10	8	8	8
64	64	60	70	10	8	8	7
66	60	56	60	9	8	7	6
72	64	60	60	12	8	8	6
75	64	60	60	10	8	8	6
75	80	75	70	10	10	10	7
76	64	60	60	10	8	8	6
78	80	60	60	12	10	8	6
78	80	75	80	12	10	10	8
80	64	60	60	10	8	8	6
80	64	60	60	12	8	8	6
80	80	60	60	10	10	8	6
80	80	75	70	10	10	10	7
80	80	75	80	12	10	10	8
80	80	75	80	12	10	10	10
84	64	60	60	12	8	8	6
84	80	60	60	12	10	8	6
84	80	75	80	14	10	10	8
88	80	75	80	13	10	10	8
90	80	75	70	12	10	10	7
90	80	75	80	12	10	10	8
90	96	90	80	12	12	12	8
96	80	75	80	12	10	10	8
105	80	75	70	12	10	10	7
112	96	90	80	14	12	12	8
	90	80	80	14	12	10	10

Табл. 3 составлена, главным образом, для мелких часов с числом зубьев ходового колеса, равным 15, и балансом, совершающим 5 колебаний в секунду.

Расчет IV группы колес

IV группа колес представляет стрелочный механизм, куда входят минутник 13, вексельное колесо 14, вексельный триб 15 и часовое колесо 16 (рис. 23).

Так как часовое колесо, несущее часовую стрелку, должно вращаться в 12 раз медленнее минутника, на оси которого

Решение. Составим схему:

$$\frac{13-26}{z_4-8} \cdot \frac{1}{2} = \frac{1}{6}$$

откуда часовое колесо имеет $z_4 = 8 \times 6 = 48$ зубьям.

Пример 28. Требуется определить число зубьев часового колеса, если минутник имеет 12 зубьев, вексельное колесо 32 зуба, вексельный триб 10 зубьев.

Дано: $z_1 = 12$ зубьям; $z_2 = 32$ зубьям; $z_3 = 10$ зубьям; $z_4 = ?$
Решение. Попробуем решить эту задачу с помощью схемы:

$$\frac{12-32}{z_4-10}$$

Как видно, здесь отсутствуют рассмотренные нами передаточные отношения. Поэтому решать этот пример надо при помощи общей формулы:

$$i = \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4} \quad \text{или} \quad \frac{1}{12} = \frac{12 \cdot 10}{32 \cdot z_4}$$

откуда

$$z_4 = \frac{12 \cdot 12 \cdot 10}{32} = 45 \text{ зубьям.}$$

Можно привести несколько таких примеров расчета чисел зубьев стрелочного механизма, которые не поддаются простому расчету по схеме с общепринятыми передаточными отношениями:

$$\frac{10-25}{48-10} \quad \text{или} \quad \frac{14-32}{63-12}$$

Ниже помещена табл. 4, в которой приведены числа зубьев колес и трибов стрелочного механизма при различных передаточных отношениях, для наиболее распространенных случаев:

$$i = \frac{1}{3} \times \frac{1}{4} \quad \text{или} \quad i = \frac{1}{4} \times \frac{1}{3},$$

$$i = \frac{1}{2} \times \frac{1}{6} \quad \text{или} \quad i = \frac{1}{6} \times \frac{1}{2},$$

$$i = \frac{1}{1} \times \frac{1}{12},$$

а также и для особых случаев, когда общее передаточное отношение $\frac{1}{12}$ разбито так, что для его определения необходимо пользоваться формулой (22).

Таблица 4

Числа зубьев колес и трибов стрелочного механизма

При передаточном отношении								При передаточном отношении			
$i = \frac{1}{3} \cdot \frac{1}{4} \quad \text{или} \quad i = \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{3}$								$i = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{6} \quad \text{или} \quad i = \frac{1}{6} \cdot \frac{1}{2}$			
Минутный триб	Вексельное колесо	Вексельный триб	Часовое колесо	Минутный триб	Вексельное колесо	Вексельный триб	Часовое колесо	Минутный триб	Вексельное колесо	Вексельный триб	Часовое колесо
8	24	6	24	12	36	10	40	8	20	10	48
8	24	7	28	12	36	12	48	10	20	8	48
8	24	8	32	12	45	15	48	11	22	6	36
8	24	10	40	12	48	12	36	12	24	7	42
8	32	8	24	12	48	14	42	12	24	10	60
8	32	10	40	12	48	15	45	13	26	8	48
8	40	10	24	12	48	16	48	14	28	8	48
9	24	6	27	12	56	14	36	14	28	10	60
9	24	8	36	14	32	8	42	15	30	8	48
9	27	6	24	14	36	12	56	15	30	12	72
9	27	7	28	14	40	10	42	16	32	10	60
9	27	8	32	14	42	10	40	18	36	8	48
9	27	10	40	14	42	12	48	20	40	10	60
9	36	8	24	14	42	14	56	24	48	10	60
9	36	10	30	14	56	12	36	30	60	12	72
10	24	6	30	14	56	18	54	При передаточном отношении $i = \frac{1}{1} \cdot \frac{1}{12}$			
10	24	8	40	15	40	10	45	30	30	6	72
10	28	7	30	15	45	12	48	32	32	8	96
10	30	6	24	15	45	14	56	36	36	7	84
10	30	7	28	16	40	10	48	40	40	6	72
10	30	8	32	16	48	12	48	44	44	6	72
10	30	9	36	16	48	14	56	Особые случаи			
10	30	10	40	16	48	16	64	10	25	10	48
10	30	12	48	18	48	12	54	12	27	6	32
10	36	12	40	18	54	10	56	12	32	10	45
10	40	10	30	18	54	14	60	12	54	15	40
10	40	12	36	18	54	15	60	14	32	12	63
10	40	14	42	18	54	16	64	14	35	10	48
10	40	15	45	18	72	22	66	15	40	12	54
12	24	6	36	20	60	14	56	15	54	15	50
12	30	10	48	20	60	16	64	24	36	7	56
12	32	8	36	20	60	18	72	40	64	12	90
12	36	8	32	24	32	8	72	44	66	12	96

По табл. 4 могут быть легко определены числа зубьев утерянных колес и трибов.

Все расчеты чисел зубьев недостающих колес и трибов мы производили, исходя исключительно из величины передаточных отношений, установленных в часах для каждой группы колес. При отсутствии нескольких колес, мы производили подбор неизвестных чисел зубьев и получали несколько решений. Однако, когда в часовом механизме отсутствуют несколько колес, а колеса или трибы, которые должны находиться с ними в зацеплении, имеются налицо, то при нахождении неизвестных чисел зубьев практически мы можем иметь только одно решение. Последнее должно исходить из увязки размеров колес, имеющих в механизме, с размерами недостающих колес, полученными при выбранных нами числах зубьев.

В противном случае мы не сможем обеспечить правильное зацепление подобранных нами колес с имеющимися в механизме колесами.

Этот вопрос мы рассмотрим ниже при полном расчете часового зацепления.

Перейдем к рассмотрению элементов зубчатых колес и соотношению размеров их.

15. ЭЛЕМЕНТЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ОСНОВНЫЕ СООТНОШЕНИЯ РАЗМЕРОВ

На рис. 24 изображена пара зубчатых колес, находящихся в зацеплении. Центр ведущего колеса, имеющего 24 зуба, находится в точке O_1 , центр ведомого колеса (триба), имеющего 6 зубьев, находится в точке O_2 .

Линия AB , соединяющая центры сцепляющихся колес, является линией центров, а расстояние $O_1 O_2$ называется расстоянием между центрами зацепления.

Так как начальные окружности касаются друг друга, то расстояние между центрами зацепления должно быть равным сумме радиусов этих окружностей или полусумме их диаметров.

Обозначив начальные диаметры сцепляющихся колес через D_0 и d_0 , а расстояние между центрами через E , можно написать:

$$E = \frac{D_0}{2} + \frac{d_0}{2} \text{ или } E = \frac{D_0 + d_0}{2} \dots \dots \dots (23)$$

Пример 29. Начальные диаметры колес, находящихся в зацеплении, равны 60 и 40. Требуется определить расстояние между центрами зацепления.

Дано: $D_0 = 60$ мм; $d_0 = 40$ мм; $E = ?$

Решение. По формуле (23) $E = \frac{D_0 + d_0}{2}$. Подставляя числовые значения, находим:

$$E = \frac{60 + 40}{2} = \frac{100}{2} = 50 \text{ мм.}$$

Зуб колеса состоит из головки K и ножки F .
Головка и ножка составляют высоту зуба H .
Точка C называется вершиною зуба, а линия ml , ограничи-

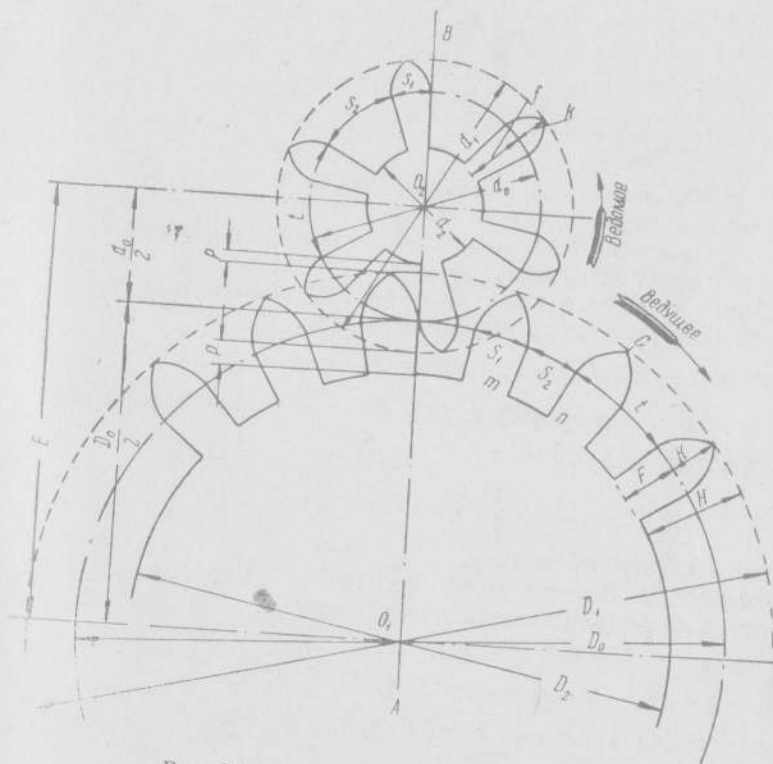


Рис. 24. Элементы зубчатой пары колес.

вающая глубину впадины зубьев, называется дном впадин.
Окружность, проходящая через вершины зубьев, называется окружностью выступов или внешней (наружной) окружностью, а ее диаметр — наружным диаметром колеса D_1 .
Окружность, проходящая по линиям впадин и ограничивающая ножки зубьев, называется окружностью впадин, или внут-

ренной окружностью, а ее диаметр — внутренним диаметром колеса D_2 .

Расстояние между осями двух смежных зубьев или между их соответствующими сторонами, измеренное по начальной окружности, называется **шагом** — t .

Шаг состоит из толщины зуба S_1 и ширины впадины S_2 . На рис. 24 элементы зубьев ведомого колеса имеют такие же обозначения, как и у ведущего, только — малыми буквами.

Очевидно, что если колесо имеет число зубьев, равное z , начальный диаметр — D_0 и шаг t , то длина начальной окружности этого колеса будет равна шагу, умноженному на число зубьев, или

$$\pi D_0 = tz,$$

откуда

$$t = \frac{\pi D_0}{z} \dots \dots, \text{ а } D_0 = \frac{tz}{\pi} \dots \dots \dots (24)$$

Таким образом, зная величину шага и число зубьев, мы всегда можем определить начальный диаметр колес или, зная начальный диаметр колеса и число зубьев его, мы имеем возможность определить шаг.

Пример 30. Колесо имеет 24 зуба. Начальный диаметр колеса равен 16 мм. Требуется определить шаг.

Дано: $z = 24$; $D_0 = 16$ мм; $t = ?$

Решение. По формуле (24) $t = \frac{\pi D_0}{z}$. Подставляя числовые значения, получаем:

$$t = \frac{3,14 \cdot 16}{24} = 2,092 \text{ мм.}$$

Решим обратную задачу.

Пример 31. Колесо имеет 6 зубьев. Шаг равен 2,092 мм. Требуется определить начальный диаметр.

Дано: $z = 6$; $t = 2,092$ мм.

Решение. По формуле (24) $D_0 = \frac{tz}{\pi}$.

Подставляя числовые значения, получаем:

$$D_0 = \frac{2,092 \cdot 6}{3,14} = 3,998 \text{ мм}$$

или, округляя,

$$D_0 = 4 \text{ мм.}$$

Из приведенных формул и примеров видно, что начальный диаметр колеса определяется в зависимости от шага, числа зубьев и величины π . Вследствие этого размер его получается числом несоизмеримым, и, для того чтобы он был

соизмеримым числом, необходимо величину шага выражать в долях числа π (число зубьев z всегда целое). С этой целью при расчете зубчатых колес задаются не шагом, а величиной $\frac{t}{\pi}$, которая называется **модулем зубчатого колеса**.

Модуль обычно берут округленным числом и измеряют в миллиметрах. Например, 0,21 мм, 0,22 мм и т. д. Тогда, введя в формулу (24) вместо выражения $\frac{t}{\pi}$ модуль M , получаем:

$$D_0 = Mz \text{ и } M = \frac{D_0}{z} \dots \dots \dots (25)$$

Поясним примером удобство применения модуля при определении размеров зубчатого колеса.

Пример 32. Для колеса, имеющего 24 зуба, принят модуль равный 0,5 мм. Требуется определить начальный диаметр колеса. По формуле (25) имеем:

$$D_0 = Mz$$

или, подставляя числовые данные, получаем

$$D_0 = 0,5 \times 24 = 12 \text{ мм.}$$

Решим этот же пример при условии, что для расчета размера колеса задаются шагом. Предположим, величина шага равна такому же числу, как и модуль — 0,5 мм.

Тогда по формуле (24)

$$D_0 = \frac{t \cdot z}{\pi}.$$

Подставляя в нее числовые значения, получаем:

$$D_0 = \frac{0,5 \cdot 24}{3,14} = 3,8216 \text{ мм.}$$

Из приведенного примера видно, что, при наличии округленных величин модуля и шага, размер диаметра колеса, рассчитанного на основе заданного модуля, получается целым округленным числом, а размер, высчитанный на основе заданного шага, даже если шаг взят числом округленным, получается числом несоизмеримым, имеющим при делении остаток.

Определим теперь зависимость между модулем и расстоянием между центрами зацепления E .

По формуле (23) мы имеем

$$E = \frac{D_0 + d_0}{2},$$

где D_0 — начальный диаметр колеса, а d_0 — начальный диаметр триба.

Если обозначить через z_1 — число зубьев колеса, через z_2 — число зубьев триба, то:

$$D_0 = Mz_1, \text{ а } d_0 = Mz_2.$$

Заменяя в формуле (23) D_0 и d_0 их значениями, выраженными через M , получаем:

$$E = \frac{Mz_1 + Mz_2}{2} \quad \text{или} \quad E = M \frac{z_1 + z_2}{2} \quad \dots \quad (26)$$

Расстояние между центрами двух сцепляющихся колес равно произведению модуля на полусумму чисел зубьев этих колес. Из этой формулы можно найти значение модуля, которое будет равно:

$$M = \frac{2E}{z_1 + z_2} \quad \dots \quad (27)$$

Последняя формула (27) дает возможность найти величину модуля, зная числа зубьев сцепляющихся колес и расстояние между центрами их зацепления.

Пример 33. Расстояние между центрами сцепляющихся колес равно 11,5 мм;

число зубьев колеса — 80; число зубьев триба — 12.

Требуется определить модуль.

Дано: $z_1 = 80$ зубьям; $z_2 = 12$ зубьям; $E = 11,5$ мм; $M = ?$

Решение. Модуль находим по формуле (27) $M = \frac{2E}{z_1 + z_2}$

Подставляя числовые величины, находим:

$$M = \frac{2 \cdot 11,5}{80 + 12} = \frac{23}{92} = 0,25 \text{ мм.}$$

Основные требования, предъявляемые к зубчатой передаче в часовых механизмах, сводятся:

1) к равномерности вращения и плавности зацепления, т. е. к постоянству отношения угловых скоростей (постоянству передаточного отношения), находящихся в сцеплении колес;

2) к уменьшению потерь на всякого рода трения.

Для максимального выполнения этих требований, во-первых, зубьям сцепляющихся колес придают строго определенную форму, строя профили их по специальным кривым; во-вторых, добиваясь качения их друг по другу, устраняют возможность скольжения зубьев сцепляемых колес, так как трение при качении меньше трения при скольжении; в-третьих, принимают меры для уменьшения трения в опорах (цапфах) осей сцепляемых колес и, наконец, стремятся к наиболее точному выполнению расчетных размеров всех элементов зубчатого зацепления.

16. ПРОФИЛИ ЗАЦЕПЛЕНИЙ

Формы зубьев, удовлетворяющие вышеуказанным требованиям, строятся по циклоидальным кривым, или эвольвенте.

Кривая, описанная точкой некоторой окружности (вспомогательной), которая катится без скольжения по другой (основной или начальной) окружности, снаружи нее, называется эпициклоидой или, если внутри нее, — гипоциклоидой. Если вспомогательная окружность будет катиться по прямой линии, то кривая, описанная точкой этой окружности, будет называться циклоидой.

Кривая, описанная точкой какой-нибудь прямой линии, которая перекатывается без скольжения по основной окружности, называется эвольвентой или разверткой этой основной окружности.

До последнего времени в часовых механизмах применялось исключительно циклоидальное зацепление. В настоящее время,

в связи с применением коррегированных эвольвентных профилей, ряд колес часового механизма, как, например, колеса ремонтурного механизма, стрелочного механизма, начали изготовлять с эвольвентным профилем (рис. 25). Однако циклоидальный профиль до сих пор еще применяют в основных колесах часового механизма — колесах ангренажа, от качества зацепления которых зависит правильный ход. Это объясняется тем, что он пригоден для зацепления, у которого одно из колес имеет малое число зубьев (от 6 и выше), а передаточное отношение также очень мало (доходит до $1/15$).

Кроме того, во всех ранее выпущенных часовых механизмах встречается только циклоидальное зацепление. Поэтому рассмотрим более подробно его работу и практические расчеты, необходимые для часовщика.

У зубьев колес часового механизма, имеющих циклоидальный профиль, головка зуба образована эпициклоидой, а ножка — гипоциклоидой. В применении к часовым механизмам циклоидальное зацепление имеет ряд особенностей, которые привели к созданию специфичного циклоидального зацепления, называемого циклоидальным часовым зацеплением.

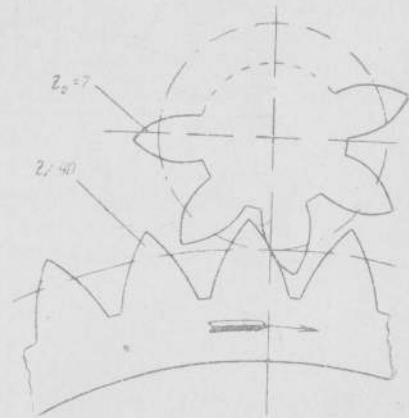


Рис. 25. Зубья с эвольвентным профилем.

Одной из характерных особенностей этого зацепления является ограничение ножки зуба прямыми линиями, направленными к центру колеса. Это является результатом того, что при построении часового зацепления диаметр вспомогательной окружности берется в 2 раза меньше диаметра основной окружности. В этом случае гипоциклоида, образующая ножку зуба, превращается в прямую линию.

Кроме того, в часах с циклоидальным зацеплением зубья колес и трибов имеют острую вершину.

На рис. 26 изображено нормальное часовое зацепление колеса, имеющего 60 зубьев, ведущего триба с 6 зубьями.

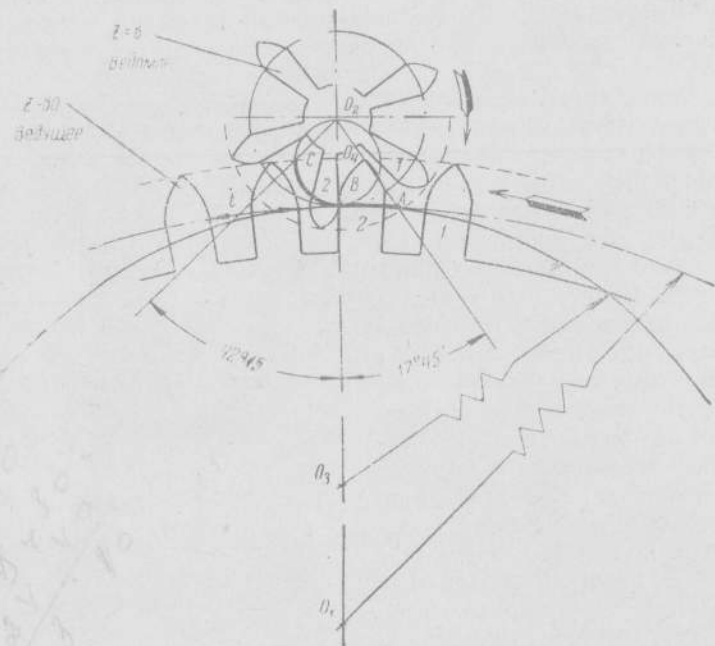


Рис. 26. Работа зубчатой пары.

Ножки зубьев образованы прямыми линиями, направленными радиально. Головки зубьев образованы эпициклоидами, вспомогательные окружности которых проведены из центров O_3 и O_4 . Диаметры этих окружностей соответственно равны половине начальных диаметров триба и колеса.

Как видно из рис. 26, вспомогательные окружности пересекаются с внешними окружностями колеса и триба в точках A и C .

В точке A начинается зацепление ножки зуба 1 колеса с головкой зуба 1 триба. Это соприкосновение обоих зубьев идет по дуге AB до точки B , расположенной на линии центров, после чего вступают в зацепление головка зуба колеса и ножка зуба триба (положение 2—2). Соприкосновение головки зуба колеса и ножки зуба идет по дуге BC до точки C , где кончается зацепление зуба 1 колеса и зуба 1 триба.

Дуга ABC , представляющая собою путь, который проходит точка соприкосновения двух зубьев от момента входа их в зацепление до момента выхода из него, называется дугой зацепления. Отношение дуги зацепления к шагу называется продолжительностью зацепления. Очевидно, что для обеспечения плавного зацепления требуется, чтобы дуга зацепления была больше шага. В этом случае всегда будет такое положение, при котором к моменту выхода из зацепления одной пары зубьев другая пара зубьев колеса и триба уже войдет в зацепление. Если этого не произойдет, то зацепление будет скачкообразным. Таким образом, для того чтобы зацепление было непрерывным, продолжительность зацепления должна быть больше единицы.

Увеличения дуги зацепления, а значит, и продолжительности зацепления, казалось бы можно достигнуть увеличением наружных диаметров колеса и триба, т. е. увеличением высот головок зубьев. Однако это не всегда допустимо, так как здесь мы сталкиваемся с вредными явлениями трения.

Как видно из рис. 26, зацепление между приведенной парой колеса и триба начинается за $17^{\circ}45'$ до линии центров и кончается после $42^{\circ}15'$ за линией центров, считая по углу поворота триба вокруг его центра O_2 .

В начале зацепления до линии центров, когда работает острая головка зуба триба с прямой боковой стороной ножки зуба колеса, трение зубьев будет наиболее вредным, так как зубья колеса и триба движутся навстречу и как бы въедаются друг в друга. В этом случае имеет место входящее трение, вызывающее сильный износ зубьев.

После линии центров, когда работает головка зуба колеса и ножка зуба триба, имеет место менее вредное выходящее трение. Поэтому для устранения входящего трения, уменьшают высоту головки зуба триба, немного округляя ее и не делая такой острой, как это требует теоретическая циклоидальная форма. Правда, при этом часть дуги зацепления до линии центров уменьшается, а значит, уменьшается и продолжительность зацепления, но с этим приходится либо мириться, либо, если она сильно уменьшается, то увеличивают ее за счет повышения головки зуба колеса, доводя последнюю иногда до высоты, получаемой при правильном теоретическом построении зуба.

Исследования зубчатых передач циклоидального часового зацепления показали, что при зацеплении колес с трибами, имеющими 6 зубьев, на угол зацепления до линии центров падает около 30% всего угла зацепления, при трибах с 7 зубьями — около 22%, при трибах с 8 зубьями — около 16%, при трибах с 10 зубьями — около 3 $\frac{1}{2}$ % и при трибах от 12 зубьев и выше зацепление начинается после линии центров, и весь угол зацепления сосредоточен после линии центров.

Отсюда можно сделать вывод, что уменьшение высоты головки зуба триба для устранения входящего трения крайне неблагоприятно отражается на продолжительности зацепления при трибах, имеющих малое число зубьев — от 6 до 8. Практически оно перестает влиять на продолжительность зацепления для трибов, имеющих число зубьев 10 и выше, так как у этих трибов все зацепление сосредоточено после линии центров.

Из приведенного теоретического исследования можно сделать следующие практические выводы, имеющие важное значение:

1. Для часов хорошего качества следует применять трибы, имеющие как можно большее число зубьев, так как при зацеплении колес с трибами, имеющими от 6 до 8 зубьев, действует входящее трение, вызывающее износ зубьев и увеличение потерь на трение в зубчатой паре. Уменьшение высоты головок зубьев у трибов с малым числом зубьев не рекомендуется, так как это приводит к сильному уменьшению продолжительности зацепления и нарушению плавности.

2. До линии центров в зацеплении участвует ножка зуба ведущего колеса и головка зуба ведомого триба. После линии центров в зацепление приходят головка зуба колеса и ножка зуба триба.

Таким образом, наиболее важным для зацепления, особенно при наличии трибов с числом зубьев от 10 и выше, является головка зуба ведущего колеса и ножка зуба ведомого триба. Формы головки зуба ведомого триба и ножки зуба ведущего колеса не имеют такого большого значения для часового зацепления. Вот почему практически формы и размер головок зубьев трибов делают стандартными, ниже теоретической, а головку зуба колеса делают острой, высокой, приближая ее как можно ближе к теоретической форме.

3. При необходимости увеличения продолжительности зацепления следует производить ее за счет повышения головки зуба ведущего колеса. Практически это можно осуществить только в ограниченных пределах, так как увеличение высоты головки зуба колеса вызывает соответствующее удлинение ножки зуба триба. Это приводит к уменьшению толщины зуба триба у его основания и к уменьшению прочности всего

триба. Кроме того, большое увеличение высоты головки зуба колеса делает зуб очень тонким и острым у вершины, что усложняет изготовление колеса и делает его менее стойким в эксплуатации и более чувствительным ко всякого рода ошибкам в зацеплении.

4. При наличии зацепления, когда триб будет ведущим, а колесо ведомым, следует высоту головки зуба триба брать больше, а головку зуба колеса укороченной, полуострой. Кроме того, в этом случае необходимо, чтобы триб имел возможно большее число зубьев.

5. Для правильной работы циклоидального зацепления требуется точное выполнение расстояния между центрами зубчатой пары колес, находящейся в зацеплении. Несоблюдение правильного расстояния между центрами приводит к нарушению плавности зацепления, увеличению трения и износу зубьев, а иногда и к заеданию. Это влияние изменения расстояния между центрами на качество зацепления является одним из основных недостатков циклоидального зацепления.

Вторым существенным недостатком циклоидального зацепления является отсутствие сменности колес, так как профили зубьев строятся на основе постоянного соотношения между радиусами вспомогательных и начальных окружностей, и форма зубьев одного колеса зависит от числа зубьев сцепляемого с ним другого колеса (триба).

Кроме того, в связи с малыми размерами изготавливаемых для часовых механизмов колес и трибов, крайне затруднительным является точное выполнение теоретически запроектированных профилей и всех размеров колес и трибов.

Поэтому, во-первых, теоретический профиль обычно заменяется приближенным к нему профилем, являющимся частью дуги круга, который практически легче осуществить и, во-вторых, за счет уменьшения толщины зуба триба обеспечивают постоянный боковой зазор между зубьями колеса и триба. Эта замена практическим профилем привела к некоторой стандартизации колес, и особенно трибов, и позволила в известной мере комбинировать различные трибы и колеса между собою.

Рассмотрим практически применяемые формы зубьев и размеры колес и трибов.

Триб

Толщина зуба триба s_1 берется в зависимости от числа его зубьев.

Для трибов до 10 зубьев толщина равна $\frac{1}{3}$ шага:

$$s_1 = \frac{1}{3} t.$$

Для трибов от 10 зубьев и выше толщина равна $\frac{2}{5}$ шага:

$$s_1 = \frac{2}{5} t.$$

На рис. 27 показаны 3 формы зубьев триба. Ножка триба, как уже ранее указывалось, образована двумя прямыми линиями, направленными к центру оси вращения, а головка может иметь:

а) полукруглую форму *A*, образованную дугой окружности, описанную радиусом, равным половине толщины зуба:

$$r = \frac{1}{2} s_1;$$

б) полуострую форму *B*, образованную двумя пересекающимися дугами окружности, описанной радиусом, равным $\frac{2}{3}$ толщины зуба:

$$r = \frac{2}{3} s_1;$$

в) острую форму *C*, образованную так же, как и форма *B*, только радиусом, равным толщине зуба:

$$r = s_1.$$

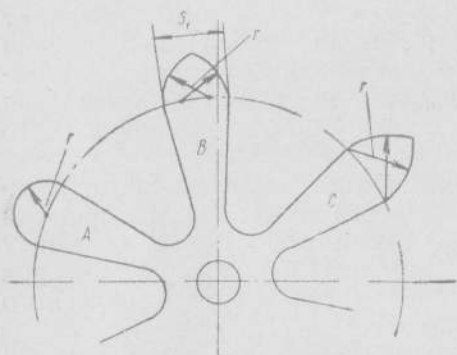


Рис. 27. Формы зубьев триба.

Форма *A* в настоящее время почти не применяется.

Форма *B* имеет наибольшее и преимущественное применение.

Форма *C* применяется для ведущих трибов, а также в часовых механизмах высокого качества. Иногда она применяется для триба с 6-ю зубьями, для увеличения продолжительности зацепления.

В связи с тем, что расчет размеров всех элементов зубчатой пары производится на основании модуля зацепления, выразим основные данные для определения размеров триба через величину модуля *M*:

Толщина зуба для трибов с $z = 6$ до 10;

$$s_1 = \frac{1}{3} t = 1,05 M.$$

Толщина зуба для триба с $z = 10$ и выше:

$$s_1 = \frac{2}{5} t = 1,26 M.$$

Начальный диаметр триба:

$$d_0 = Mz.$$

Наружный диаметр триба с зубьями всех трех форм можно определить пользуясь табл. 5

Таблица 5

Таблица для вычисления наружных диаметров трибов

Форма зубьев	Числа зубьев трибов							
	6	7	8	9	10	12	14	16
Полукруглая <i>A</i>	7,04	8,04	9,04	10,04	11,25	13,25	15,25	17,25
Полуострая <i>B</i>	7,34	8,34	9,34	10,34	11,61	13,61	15,61	17,61
Острая <i>C</i>	7,71	8,72	9,74	10,75	12,09	14,10	16,11	18,12

Приведем примеры пользования табл. 5.

Пример 34. Определить наружный диаметр триба, имеющего 8 зубьев, если модуль его равен 0,25. Форма зубьев полуострая *B*.

Дано: $z = 8$; $M = 0,25$ мм; форма *B*; $d_1 = ?$

По табл. 5 находим для формы *B* и 8 зубьев коэффициент 9,34. Для определения наружного диаметра триба необходимо модуль умножить на данный коэффициент

$$d_1 = M \cdot 9,34 \text{ или } d_1 = 0,25 \times 9,34 = 2,34 \text{ мм.}$$

Пользуясь табл. 5, можно, измерив наружный диаметр триба, определить его модуль.

Пример 35. Наружный диаметр триба, имеющего 12 зубьев и острый профиль *C*, равен 4,23 мм. Требуется определить модуль.

Дано: $z = 12$; $d_1 = 4,23$ мм; профиль *C*; $M = ?$

По табл. 5 находим для формы *C* и 12 зубьев коэффициент 14,10. Для определения модуля необходимо наружный диаметр триба разделить на этот коэффициент

$$M = \frac{d_1}{14,10} \text{ или } M = \frac{4,23}{14,10} = 0,3 \text{ мм.}$$

Внутренний диаметр триба зависит от высоты ножки его зуба *f*. Эта высота определяется высотой головки зуба сцепляемого с ним колеса *K* и радиальным зазором *p* (рис. 24). Радиальный зазор дается между вершиною головки зуба колеса и дном впадины триба, измеряется по линии центров и берется на ряде заводов равным для триба 0,4 *M*.

Колесо

Толщина зуба колеса при зацеплении его с трибом берется равной ширине впадины — половине шага:

$$S_1 = S_2 = \frac{1}{2} t.$$

Помня, что толщина зуба трибов берется от $\frac{1}{3} t$ до $\frac{2}{5} t$, мы видим, что боковой зазор между зубьями колеса и триба будет равен от $\frac{1}{6} t$ до $\frac{1}{10} t$.

При зацеплении одного колеса с другим толщина зубьев у обоих колес берется равной 0,45 шага:

$$S_1 = 0,45 t, \text{ тогда } S_2 = 0,55 t.$$

Выражая толщину зубьев колеса через модуль, получаем: $S_1 = 0,5 t = 1,57 M$ для колеса, сцепляющегося с трибом, и $S_1 = 0,45 t = 1,41 M$ для колеса, сцепляющегося с колесом.

Ножка зуба колеса ограничивается прямыми линиями, направленными к центру колеса. Головка зуба колеса, как мы уже ранее указывали, строится в зависимости от числа зубьев триба, сцепляющегося с данным колесом. Поэтому высота головки зуба колеса и профиль его не стандартизованы в такой степени как триб.

Как было указано выше, нормальный теоретический циклоидальный профиль для головки зуба почти не применяется. В связи с этим производят уменьшение теоретической высоты зуба и заменяют циклоидальную кривую дугой окружности, которая должна как можно ближе приближаться к теоретической кривой.

Для этого: 1) либо производят построение зацепления и к полученной на чертеже теоретической кривой подбирают дугу окружности, наиболее совпадающей своими точками с построенным теоретическим профилем (так поступают при расчете колес для часов высокого качества); 2) либо пользуются различными имеющимися таблицами, по которым определяют высоту головки зуба, наружный диаметр колеса и радиус окружности, заменяющей теоретическую эпициклоиду (рис. 28, зуб 3); 3) можно также применить стандартную форму зуба, построенную, как указано на рис. 28, зуб 1. Эту форму применяют для стальных часов, будильников и в мелких часах ниже среднего качества, если колесо является ведущим. Радиус окружности дуги, которой ограничивают головку зуба колеса, берут равным толщине зуба S_1 , т. е. $1,57 M$. Высота головки

зуба K получается при этом равной $1,35 M$, а наружный диаметр колеса D_1 вычисляется по формуле

$$D_1 = M (z + 2,7), \dots \dots \dots (28)$$

где z — число зубьев данного колеса; 4) в часовых механизмах, выпущенных до войны часовыми заводами Германии, особенно в стенных часах хорошего качества, высота головки зуба колеса бралась равной $\frac{1}{2}$ шага или $1,57 M$; таким образом, наружный диаметр колес этих механизмов определяется

$$D_1 = M (z + 3,14); \dots \dots \dots (29)$$

5) для ведомых колес, у которых высота головки зуба не играет существенной роли, часто применяют, особенно в крупных часах, полукруглую форму зуба 2, указанную на рис. 28. Она

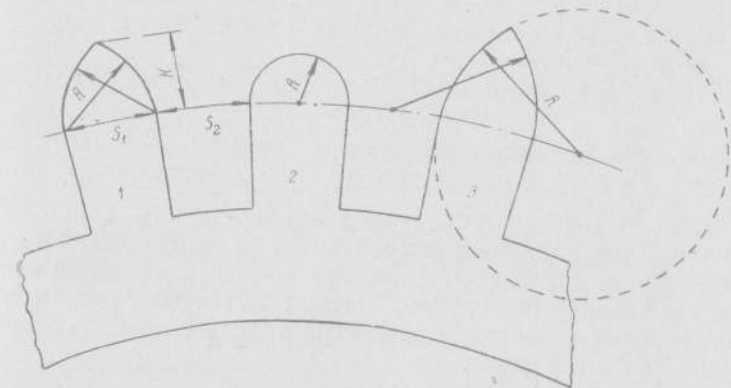


Рис. 28. Формы зубьев колес.

строится таким же образом, как и полукруглая форма A зуба триба, только радиус окружности берется равным половине толщины зуба, т. е. $\frac{1}{4}$ шага или $0,78 M$; в таком случае наружный диаметр такого колеса определится:

$$D_1 = M (z + 1,57) \dots \dots \dots (30)$$

Практически эту форму зуба для облегчения изготовления несколько заостряют, чтобы вершина его не была полукруглой.

В табл. 6 приведены данные швейцарской фирмы „Карпано“ о высоте головок зубьев колес, весьма приближающихся к теоретическим размерам. При умножении табличного коэффициента T на модуль M получаем высоту головки зуба K в мм:

$$K = T \cdot M.$$

Таблица 6

Таблица для определения наружного диаметра колеса по Карнано

Числа зубьев трибов	6	7	8	9	10	12	14	16
Значение коэффициента T	1,39	1,47	1,54	1,60	1,68	1,78	1,88	1,95

Для определения наружного диаметра колеса можно воспользоваться формулой $D_1 = M(z + 2T)$.

Пример 36. Определить наружный диаметр колеса, имеющего 70 зубьев и находящегося в зацеплении с трибом, имеющим 7 зубьев, если модуль равен 0,3 мм.

Дано: z колеса = 70; z триба = 7; $M = 0,3$; $D_1 = ?$

Решение. 1. Найдем табличный коэффициент для триба с 7 зубьями $T = 1,47$.

2. Найдем наружный диаметр колеса по формуле

$$D_1 = M(z + 2T).$$

Подставляя числовые значения, получаем:

$$D_1 = 0,3(70 + 2 \times 1,47) = 0,3 \times 72,94 = 21,88 \text{ мм.}$$

Таблица Р. Берту, приведенная в швейцарском справочнике для часовщиков, дает коэффициенты T для определения высоты головки зуба и наружного диаметра колеса, при пониженной высоте, по сравнению с теоретической высотой, головки зуба.

Определение наружного диаметра колеса с помощью табл. 7 производится по формуле

$$D_1 = M(Z + T),$$

где Z — число зубьев колеса,

T — табличный коэффициент,

M — модуль колеса.

Радиус окружности дуги R , заменяющей теоретическую циклоидальную кривую головки зуба, определяется по формуле

$$R = M \cdot 0,74 T.$$

Центр этой окружности расположен на начальной окружности колеса, как показано на рис. 28, зуб 3.

Пример 37. Определить наружный диаметр колеса, имеющего 75 зубьев и находящегося в зацеплении с трибом, имеющим 10 зубьев, если модуль зацепления равен 0,4 мм.

Дано: Z колеса = 75; Z триба = 10; $M = 0,4$;

$$D_1 = ?$$

Таблица 7

Таблица для определения наружного диаметра колеса по Р. Берту

Числа зубьев колеса	Числа зубьев триба									
	6	7	8	9	10	12	14	16	18	20
20	2,53	2,65	2,76	2,86	2,95	3,10	3,20	3,27	3,32	3,38
21	2,54	2,66	2,77	2,87	2,96	3,11	3,22	3,30	3,35	3,40
22	2,55	2,67	2,78	2,88	2,97	3,12	3,24	3,32	3,37	3,42
23	2,56	2,68	2,79	2,89	2,98	3,13	3,26	3,33	3,39	3,44
24	2,56	2,68	2,79	2,90	2,99	3,14	3,27	3,35	3,41	3,46
25	2,57	2,69	2,80	2,91	3,00	3,15	3,29	3,37	3,43	3,48
26	2,57	2,69	2,81	2,92	3,01	3,16	3,30	3,39	3,45	3,50
27	2,57	2,70	2,81	2,92	3,02	3,17	3,31	3,41	3,47	3,51
28	2,57	2,71	2,82	2,93	3,03	3,18	3,32	3,43	3,48	3,53
29	2,58	2,71	2,82	2,93	3,03	3,19	3,33	3,44	3,50	3,55
30	2,58	2,71	2,83	2,94	3,04	3,20	3,34	3,45	3,51	3,56
31	2,58	2,72	2,83	2,94	3,05	3,21	3,36	3,47	3,52	3,58
32	2,59	2,72	2,84	2,95	3,06	3,22	3,37	3,48	3,54	3,60
33	2,59	2,72	2,84	2,95	3,06	3,23	3,38	3,49	3,56	3,61
34	2,59	2,72	2,84	2,95	3,07	3,24	3,39	3,50	3,57	3,63
35	2,60	2,73	2,85	2,96	3,07	3,25	3,40	3,51	3,59	3,64
36	2,60	2,73	2,85	2,96	3,08	3,26	3,41	3,52	3,60	3,66
37	2,60	2,73	2,85	2,96	3,08	3,27	3,42	3,54	3,62	3,67
38	2,60	2,74	2,86	2,97	3,09	3,28	3,43	3,55	3,63	3,68
39	2,60	2,74	2,86	2,97	3,09	3,28	3,44	3,56	3,64	3,69
40	2,60	2,74	2,86	2,98	3,10	3,29	3,45	3,57	3,65	3,71
41—42	2,61	2,74	2,87	2,98	3,10	3,30	3,46	3,59	3,67	3,72
43—44	2,61	2,74	2,87	2,99	3,11	3,31	3,47	3,60	3,68	3,74
45—43	2,61	2,74	2,88	3,00	3,12	3,32	3,48	3,61	3,69	3,76
47—48	2,62	2,75	2,88	3,00	3,12	3,33	3,49	3,62	3,70	3,78
49—50	2,62	2,75	2,89	3,01	3,12	3,33	3,50	3,63	3,72	3,80
51—52	2,62	2,75	2,89	3,01	3,12	3,34	3,51	3,64	3,73	3,81
53—54	2,62	2,75	2,89	3,01	3,13	3,35	3,52	3,65	3,74	3,82
55—56	2,62	2,76	2,90	3,02	3,13	3,35	3,52	3,66	3,75	3,83
57—58	2,63	2,76	2,90	3,02	3,14	3,36	3,53	3,67	3,76	3,84
59—60	2,63	2,76	2,90	3,02	3,14	3,36	3,54	3,68	3,77	3,85
61—62	2,63	2,77	2,91	3,03	3,15	3,37	3,55	3,69	3,77	3,86
63—64	2,63	2,77	2,91	3,03	3,15	3,37	3,55	3,69	3,78	3,87
65—66	2,63	2,77	2,91	3,04	3,16	3,38	3,56	3,69	3,79	3,88
67—68	2,63	2,77	2,92	3,04	3,16	3,38	3,56	3,70	3,79	3,88
69—70	2,63	2,77	2,92	3,05	3,17	3,39	3,57	3,70	3,80	3,89
71—72	2,64	2,78	2,92	3,05	3,17	3,39	3,57	3,71	3,81	3,89
73—74	2,64	2,78	2,93	3,06	3,18	3,40	3,58	3,71	3,82	3,90
75—76	2,64	2,78	2,93	3,06	3,18	3,40	3,58	3,72	3,82	3,90
77—78	2,64	2,78	2,93	3,06	3,19	3,41	3,59	3,72	3,83	3,91
79—80	2,64	2,79	2,93	3,07	3,19	3,41	3,59	3,73	3,84	3,92
81—82	2,64	2,79	2,93	3,07	3,20	3,42	3,60	3,73	3,84	3,93
83—84	2,64	2,79	2,93	3,07	3,20	3,42	3,60	3,74	3,85	3,93
85—86	2,65	2,79	2,93	3,07	3,20	3,43	3,61	3,74	3,85	3,94
87—88	2,65	2,79	2,93	3,08	3,21	3,43	3,61	3,75	3,86	3,95
89—90	2,65	2,80	2,94	3,08	3,21	3,44	3,62	3,76	3,87	3,95
91—92	2,65	2,80	2,94	3,08	3,21	3,44	3,62	3,76	3,88	3,96
93—94	2,65	2,80	2,94	3,09	3,22	3,45	3,63	3,77	3,88	3,97
95—96	2,65	2,80	2,94	3,09	3,22	3,45	3,63	3,77	3,89	3,97
97—98	2,65	2,80	2,94	3,09	3,22	3,45	3,64	3,78	3,89	3,98
99—100	2,66	2,81	2,95	3,10	3,23	3,46	3,64	3,78	3,89	3,99
101—105	2,66	2,81	2,95	3,10	3,23	3,46	3,65	3,79	3,90	4,00
106—110	2,66	2,81	2,96	3,11	3,24	3,47	3,66	3,80	3,92	4,02
111—115	2,67	2,82	2,96	3,11	3,24	3,48	3,67	3,81	3,93	4,04
116—120	2,67	2,82	2,97	3,12	3,25	3,49	3,68	3,82	3,94	4,05

Решение. 1. По табл. 7 находим коэффициент T . Для колеса с 75 зубьями и триба с 10 зубьями он будет равен 3,18:

$$T = 3,18.$$

2. Определим наружный диаметр колеса по формуле

$$D_1 = M(Z + T).$$

Подставляя в нее числовые значения, получаем:

$$D_1 = 0,4(75 + 3,18) = 0,4 \times 78,18 = 31,27 \text{ мм.}$$

3. Определим радиус окружности, заменяющей циклоидальную кривую по формуле

$$R = M \cdot 0,74 T.$$

Подставляя в формулу числовые значения, будем иметь:

$$R = 0,4 \times 0,74 \times 3,18 = 9,41 \text{ мм.}$$

Попутно укажем, что приведенная нами табл. 7 положена в основу нормы швейцарской часовой промышленности на циклоидальные ведущие колеса, изготавливаемые для часовых механизмов.

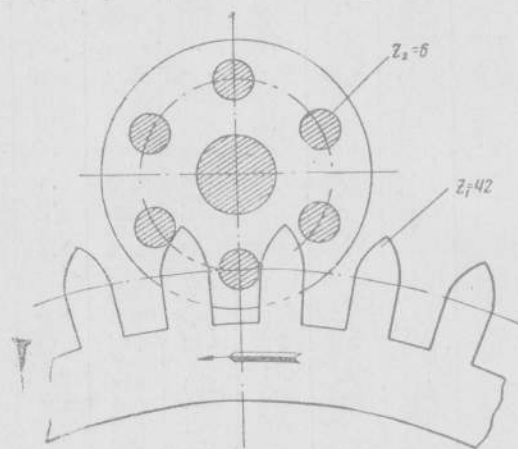


Рис. 29. Цевочное зацепление.

Диаметр цевок берется равным толщине зуба триба s_1 от $1,05 M$ до $1,26 M$. Размер и профиль зубьев колеса можно брать стандартного типа с высотой головки, равной $1,35 M$ или $1,57 M$.

В цевочном зацеплении продолжительность зацепления очень мала и, при наличии триба с малым числом зубьев, имеет место падение колеса, т. е. отсутствие плавности зацепления. Поэтому рекомендуется применять цевочные трибы с большим числом зубьев.

Цевочное зацепление

Большое распространение в низкосортных крупных часах и будильниках имеет так называемое цевочное зацепление, изображенное на рис. 29.

В этом зацеплении зубья трибов заменены стальными цилиндрическими штифтами — цевками.

Цевочные зацепления очень просты в изготовлении, допускают ошибки в расстоянии между центрами, мало чувствительны к скоплению пыли и т. д. и поэтому широко применяются в грубых механизмах.

В заключение следует сказать, что приведенные в данной главе расчеты чисел зубьев колес часового механизма и элементов зубчатых колес позволяют произвести полный расчет зубчатых передач любого механизма и подобрать, в случае необходимости, недостающие колеса или трибы.

17. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ ЧАСОВОГО МЕХАНИЗМА

Рассмотрим последовательно полный расчет всей колесной системы часового механизма карманных и стальных часов.

Для этого приведем решение нескольких практических задач.

Карманные часы

В карманных часах с балансом, имеющим 18 000 колебаний в час, отсутствуют все колеса и трибы. Расстояния между центрами, измеренные по имеющейся платине, оказались следующими:

барабан — центральный триб E_1 — 11,2 мм,

центрального колеса — промежуточный триб E_2 — 7,4 мм,

промежуточного колеса — секундный триб E_3 — 5,1 мм,

секундного колеса — ходовой триб E_4 — 4,85 мм,

расстояние между колесами стрелочного механизма E_5 — 6,0 мм.

Требуется произвести расчет полного набора колес и трибов для данного механизма с определением их размеров. Продолжительность хода данных часов должна быть 32—36 час., при условии, что пружина в барабане будет иметь не менее $4\frac{1}{2}$ полезных оборотов.

1. **Определение чисел зубьев колес и трибов.** Так как в данном механизме не имеется ни одного оставшегося в нем старого колеса или триба, то мы можем подбирать любые числа зубьев колес и трибов, лишь бы они обеспечили нормальную работу механизма.

Однако зададимся некоторыми условиями, ограничивающими нас при выборе необходимых чисел зубьев: а) механизм имеет секундную стрелку; б) числа зубьев трибов не должны быть более 12, а для последнего ходового триба — менее 8.

Решение задачи. 1. Определим числа зубьев 1 группы колес: барабан — Z_1 , центральный триб — Z_2 .

По условию продолжительность хода часов должна быть в среднем 34 часа, а число оборотов барабана — 4,5.

По формуле (17), для обеспечения данной продолжительности хода часов, передаточное отношение между барабаном и центральным трибом должно быть

$$i = \frac{T}{n}$$

или в нашем примере

$$i = \frac{34}{4,5} = 7,5.$$

Учитывая, что трибы в нашем механизме не должны иметь более 12 зубьев, а центральный триб обычно имеет число зубьев большее, чем любой последующий триб механизма, или равное ему, остановимся на выборе для него 12 зубьев, т. е.

$Z_2 = 12$. Тогда при передаточном отношении 7,5 число зубьев барабана определится:

$$i = \frac{Z_1}{Z_2}, 7,5 = \frac{Z_1}{12}, \text{ откуда } Z_1 = 7,5 \times 12 = 90 \text{ зубьям.}$$

2. Определим числа зубьев II группы колес: центральное колесо — Z_3 , промежуточный триб — Z_4 , промежуточное колесо — Z_5 , секундный триб — Z_6 .

При наличии секундной стрелки передаточное отношение этой группы колес равно 60, т. е. в нашей задаче:

$$i = \frac{Z_3 Z_5}{Z_4 Z_6} = 60.$$

Осуществим это передаточное отношение наиболее часто применяющимися передаточными отношениями для этой группы колес: 8 и 7,5. Числа зубьев промежуточного и секундного трибов Z_3, Z_5 возьмем равными 10. Тогда, очевидно, числа зубьев центрального и промежуточного колес можно определить следующим путем:

Передаточное отношение между центральным колесом и промежуточным трибом нами принято равным 8

$$i = \frac{Z_3}{Z_4} = 8 \text{ при } Z_4 = 10 \text{ получим:}$$

$$8 = \frac{Z_3}{10} \text{ или } Z_3 = 80 \text{ зубьям.}$$

Передаточное отношение между промежуточным колесом и секундным трибом нами принято равным 7,5

$$i = \frac{Z_5}{Z_6} = 7,5, \text{ при } Z_6 = 10 \text{ получим:}$$

$$7,5 = \frac{Z_5}{10} \text{ или } Z_5 = 75 \text{ зубьям.}$$

3. Определим числа зубьев III группы колес: секундное колесо — Z_7 , ходовой триб — Z_8 .

Передаточное отношение для этой группы при наличии секундной стрелки и 18 000 колебаний баланса в час равно 10, т. е. в нашем случае

$$i = \frac{Z_7}{Z_8} = 10.$$

При выборе числа зубьев ходового триба следует исходить из того, чтобы число его зубьев не было более числа зубьев секундного триба, а для хорошего качества часов — не менее 8. В нашем примере его можно взять равным 9 или 8. При выборе его равным 9, секундное колесо, очевидно, будет иметь 90 зубьев, что является по сравнению с числом зубьев предыдущего промежуточного колеса — 75 — слишком большим. Кроме того, как мы увидим дальше, это повлечет за собой очень мелкие размеры диаметров ходового триба и слишком тонкие зубья его. Поэтому возьмем для ходового триба 8 зубьев — $Z_8 = 8$. Тогда Z_7 определится:

$$i = \frac{Z_7}{Z_8} = 10 \text{ или } 10 = \frac{Z_7}{8},$$

откуда

$$Z_7 = 80 \text{ зубьям.}$$

4. Для колес стрелочного механизма примем часто применяющиеся передаточные отношения $\frac{1}{3}$ и $\frac{1}{4}$.

Учитывая заданное условие — принимать числа зубьев трибов не более 12, выберем для минутника $Z_9 = 12$ зубьям, а для вексельного триба $Z_{11} = 10$ зубьям.

Тогда, применяя любой вид расчета по горизонтали или вертикали, мы можем найти число зубьев вексельного колеса Z_{10} и часового колеса Z_{12} .

Произведем расчет по горизонтали

$$\frac{\frac{1}{3}}{12 - Z_{10}} = \frac{\frac{1}{4}}{Z_{12} - 10}$$

В таком случае для верхней пары будем иметь:

$$\frac{1}{3} = \frac{12}{Z_{10}},$$

откуда число зубьев вексельного колеса

$$Z_{10} = 3 \times 12 = 36 \text{ зубьям.}$$

Для другой пары, соответственно, имеем:

$$\frac{1}{4} = \frac{10}{Z_{12}}$$

откуда число зубьев часового колеса

$$Z_{12} = 4 \times 10 = 40 \text{ зубьям.}$$

Таким образом, числа зубьев всех колес и трибов ангренажа и стрелочного механизма нами определены.

Составим теперь табл. 8 чисел зубьев всех колес, трибов и расстояний между их центрами.

Таблица 8

Числа зубьев колес, трибов и расстояний между их центрами

Наименование колеса и триба	Число зубьев		Расстояние между центрами, в мм	
	Z_i			
Ангренаж				
Барaban	Z_1	90	E_1	11,2
Центральный триб	Z_2	12		
Центральное колесо	Z_3	80	E_2	7,4
Промежуточный триб	Z_4	10		
Промежуточное колесо	Z_5	75	E_3	5,1
Секундный триб	Z_6	10		
Секундное колесо	Z_7	80	E_4	4,85
Ходовой триб	Z_8	8		
Стрелочный механизм				
Минутник	Z_9	12	E_5	6,0
Вексельное колесо	Z_{10}	36		
Вексельный триб	Z_{11}	10	E_5	6,0
Часовое колесо	Z_{12}	40		

Имея приведенные нами ранее таблицы полного набора колес ангренажа и стрелочного механизма, можно выбрать по ним серию наборов чисел зубьев, удовлетворяющих условиям нашей задачи. В частности, полученные нами числа зубьев колес и трибов имеются также в табл. 3 и 4.

II. Определение размеров колес и трибов. Для выбора профиля зубчатых колес и определения их размеров требуется знание качества механизма, для которого предназначаются колеса. В нашей задаче мы имеем механизм карманных часов хорошего качества, поэтому профиль зубьев колес должен быть близок к теоретическому, а форма зубьев трибов — полустрой или острой. Этот вывод будем иметь в виду при расчете размеров колес и трибов.

1. Определение размеров барабана и центрального триба.

Данные для расчета у нас имеются следующие: число зубьев барабана $Z_1 = 90$, число зубьев центрального триба $Z_2 = 12$.

Расстояние между центрами $E_1 = 11,2$ мм. Определим по формуле (27) модуль:

$$M = \frac{2E_1}{Z_1 + Z_2}$$

Подставляя числовые значения, получаем:

$$M = \frac{2 \times 11,2}{90 + 12} = \frac{22,4}{102} = 0,2196 \text{ мм.}$$

Эту величину модуля нужно округлить до сотых миллиметра и взять равной 0,22, так как обычно модуль для часовых механизмов берется округленным до 0,01 мм или иногда до 0,005 мм.

В данном случае, если мы возьмем модуль равным 0,22, то истинное расстояние между центрами должно быть по формуле (27) равным

$$E_1 = M \frac{Z_1 + Z_2}{2}, \text{ или } E_1 = 0,22 \frac{90 + 12}{2} = 0,22 \times 51 = 11,22 \text{ мм,}$$

что является более правильным, так как данное по условию расстояние измерено с точностью до 0,1 мм. Корректируя его по высчитанному и принятому нами модулю $M = 0,22$ мм, мы получаем значение $E_1 = 11,22$ мм.

Такую корректировку величины расстояния между центрами следует всегда производить после определения величины модуля и округления его значения, когда производится подбор недостающих колес.

Определим теперь наружные диаметры триба d_1 и колеса D_1 . Для триба примем полуструю форму зуба B .

Тогда, пользуясь табл. 5, находим для триба с 12 зубьями $d_1 = 13,61 \times M$, или $d_1 = 13,61 \times 0,22 = 2,99$ мм.

Начальный диаметр его

$$d_0 = M Z_2, \text{ или } d_0 = 0,22 \times 12 = 2,64 \text{ мм.}$$

Толщина зуба

$$s_1 = 1,26 M, \text{ или } s_1 = 1,26 \times 0,22 = 0,28 \text{ мм.}$$

Высота головки зуба триба будет равна

$$k = \frac{d_1 - d_0}{2}, \text{ или } k = \frac{2,99 - 2,64}{2} = \frac{0,35}{2} = 0,175 \text{ мм.}$$

Высоту ножки f и внутренний диаметр триба найдем после определения высоты головки сцепляемого с ним зуба барабана.

Размеры для колеса определим по табл. 7, которая дает размеры зубьев несколько ниже теоретических, но вполне пригодные для часов хорошего качества.

По табл. 7 имеем: для колеса с числом зубьев, равным 90 и для триба — 12 зубьев табличный коэффициент $T = 3,44$.

Тогда наружный диаметр колеса D_1 определится:

$$D_1 = M(Z_1 + T), \text{ или } D_1 = 0,22(90 + 3,44) = 20,56 \text{ мм,}$$

а радиус дуги круга головки зуба будет равен

$$R = M \cdot 0,74 T, \text{ или } R = 0,22 \times 0,74 \times 3,44 = 0,56 \text{ мм.}$$

Начальный диаметр $D_0 = M Z_1$ или $D_0 = 0,22 \times 90 = 19,80$ мм.

Толщина зуба колеса

$$S_1 = 1,57 M, \text{ или } S_1 = 1,57 \times 0,22 = 0,345 \text{ мм.}$$

Этой же величине равна и ширина впадины. Высота головки зуба колеса K будет равна

$$K = \frac{D_1 - D_0}{2}, \text{ или } K = \frac{20,56 - 19,80}{2} = \frac{0,76}{2} = 0,38 \text{ мм.}$$

Теперь можем определить высоты ножек зубьев колеса и триба и их внутренние диаметры.

Высота ножки зуба триба f равна высоте головки зуба колеса K плюс радиальный зазор $0,4 M$.

$$f = K + 0,4 M, \text{ или } f = 0,38 + 0,4 \times 0,22 = 0,47 \text{ мм.}$$

Тогда внутренний диаметр триба d_2 можно определить как разницу между начальным диаметром и двойной высотой ножки, т. е.

$$d_2 = d_0 - 2f, \text{ или } d_2 = 2,64 - 2 \times 0,47 = 1,70 \text{ мм.}$$

Таким же путем определим высоту ножки колеса, зная, что радиальный зазор в колесе равен $0,8 M$, а высота головки зуба триба $k = 0,175$ мм.

$$F = k + 0,8 M, \text{ или } F = 0,175 + 0,8 \times 0,22 = 0,35 \text{ мм.}$$

Внутренний диаметр колеса D_2 определится

$$D_2 = D_0 - 2F, \text{ или } D_2 = 19,80 - 2 \times 0,35 = 19,10 \text{ мм.}$$

В качестве наглядного примера на рис. 30 приведено зацепление найденной пары колеса и триба.

2. Рассчитаем размеры центрального колеса и промежуточного триба в таком же порядке, как и в предыдущем расчете.

Данные для расчета:

$$E_2 = 7,4 \text{ мм; } Z_3 = 80 \text{ зубьям; } Z_4 = 10 \text{ зубьям.}$$

Определим модуль:

$$M = \frac{2E_2}{Z_3 + Z_4}, \text{ или } M = \frac{2 \times 7,4}{80 + 10} = \frac{14,8}{90} = 0,165 \text{ мм.}$$

Корректируя по найденному модулю расстояние между центрами E_2 , находим:

$$E_2 = 0,165 \cdot \frac{80 + 10}{2} = 7,42 \text{ мм.}$$

Определим размеры триба с полуострым профилем B , пользуясь табл. 5:

наружный диаметр

$$d_1 = 11,61 \cdot M, \text{ или } d_1 = 11,61 \times 0,165 = 1,92 \text{ мм;}$$

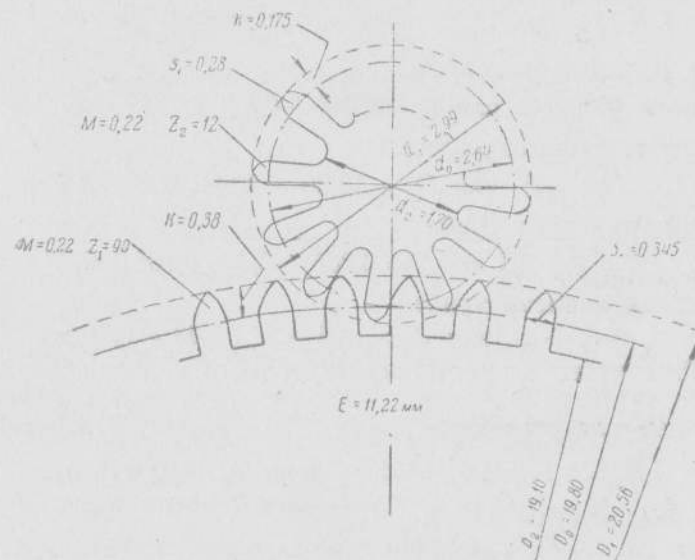


Рис. 30. Нормальное зацепление колеса с трибом.

начальный диаметр

$$d_0 = M \cdot Z_4, \text{ или } d_0 = 0,165 \times 10 = 1,65 \text{ мм;}$$

толщина зуба

$$s_1 = 1,26 \cdot M, \text{ или } s_1 = 1,26 \times 0,165 = 0,21 \text{ мм;}$$

высота головки зуба

$$k = \frac{d_1 - d_0}{2}, \text{ или } k = \frac{1,92 - 1,65}{2} = 0,135 \text{ мм.}$$

Определим размеры колеса: по таблице 7 находим табличный коэффициент для колеса, имеющего 80 зубьев, и триба, имеющего 10 зубьев.

$$T = 3,19.$$

Тогда наружный диаметр:

$$D_1 = M (Z_3 + T), \text{ или } D_1 = 0,165 (80 + 3,19) = 13,73 \text{ мм};$$

начальный диаметр

$$D_0 = M \cdot Z_3, \text{ или } D_0 = 0,165 \times 80 = 13,20 \text{ мм};$$

толщина зуба

$$S_1 = 1,57 M, \text{ или } S_1 = 1,57 \times 0,165 = 0,26 \text{ мм};$$

высота головки зуба

$$K = \frac{D_1 - D_0}{2}, \text{ или } K = \frac{13,73 - 13,20}{2} = 0,265 \text{ мм};$$

высота ножки зуба колеса

$$F = k + 0,8 M, \text{ или } F = 0,135 + 0,8 \times 0,165 = 0,27 \text{ мм};$$

внутренний диаметр колеса

$$D_2 = D_0 - 2F, \text{ или } D_2 = 13,20 - 2 \times 0,27 = 12,66 \text{ мм};$$

высота ножки зуба триба

$$f = K + 0,4 M, \text{ или } f = 0,265 + 0,4 \times 0,165 = 0,33 \text{ мм};$$

внутренний диаметр триба

$$d_2 = d_0 - 2f, \text{ или } d_2 = 1,65 - 2 \times 0,33 = 0,99 \text{ мм}.$$

3. Рассчитаем размеры промежуточного колеса и секундного триба:

Данные для расчета:

$$E_3 = 5,1 \text{ мм}; Z_5 = 75 \text{ зубьям}; Z_6 = 10 \text{ зубьям}.$$

Определим модуль:

$$M = \frac{2E_3}{Z_5 + Z_6}, \text{ или } M = \frac{2 \times 5,1}{75 + 10} = 0,12 \text{ мм}.$$

Определим размеры триба с полуострым профилем B , пользуясь табл. 5:

наружный диаметр

$$d_1 = 11,61 \times M, \text{ или } d_1 = 11,61 \times 0,12 = 1,39 \text{ мм};$$

начальный диаметр

$$d_0 = M Z_6, \text{ или } d_0 = 0,12 \times 10 = 1,20 \text{ мм};$$

толщина зуба

$$s_1 = 1,26 M, \text{ или } s_1 = 1,26 \times 0,12 = 0,15 \text{ мм};$$

высота головки зуба

$$k = \frac{d_1 - d_0}{2}, \text{ или } k = \frac{1,39 - 1,20}{2} = 0,095 \text{ мм}.$$

Определим размеры колеса: по табл. 7 находим коэффициент для колеса, имеющего 75 зубьев и триба — 10 зубьев. Он будет равен $T = 3,18$.

Тогда наружный диаметр

$$D_1 = M (Z_5 + T), \text{ или } D_1 = 0,12 (75 + 3,18) = 9,38 \text{ мм};$$

начальный диаметр

$$D_0 = M Z_5, \text{ или } D_0 = 0,12 \times 75 = 9,0 \text{ мм};$$

толщина зуба

$$S_1 = 1,57 M, \text{ или } S_1 = 1,57 \times 0,12 = 0,19 \text{ мм};$$

высота головки зуба

$$K = \frac{D_1 - D_0}{2}, \text{ или } K = \frac{9,38 - 9,0}{2} = 0,19 \text{ мм};$$

высота ножки зуба колеса

$$F = k + 0,8 M, \text{ или } F = 0,095 + 0,8 \times 0,12 = 0,19 \text{ мм};$$

внутренний диаметр колеса

$$D_2 = D_0 - 2F, \text{ или } D_2 = 9,0 - 2 \times 0,19 = 8,62 \text{ мм};$$

высота ножки зуба триба

$$f = K + 0,4 M, \text{ или } f = 0,19 + 0,4 \times 0,12 = 0,24 \text{ мм};$$

внутренний диаметр триба

$$d_2 = d_0 - 2f, \text{ или } d_2 = 1,20 - 2 \times 0,24 = 0,72 \text{ мм}.$$

4. Рассчитаем размеры секундного колеса и ходового триба. Данные для расчета:

$$E_4 = 4,85 \text{ мм}, Z_7 = 80 \text{ зубьям}, Z_8 = 8 \text{ зубьям}.$$

Определим модуль:

$$M = \frac{2E_4}{Z_7 + Z_8}, \text{ или } M = \frac{2 \times 4,85}{80 + 8} = 0,11 \text{ мм}.$$

Так как величину модуля мы округлили до 0,01, произведем корректировку по найденному модулю расстояния между центрами E_4

$$E_4 = M \frac{Z_7 + Z_8}{2}, \text{ или } E_4 = 0,11 \frac{80 + 8}{2} = 4,84 \text{ мм}.$$

Определим размеры триба с полуострым профилем B , пользуясь табл. 5:

наружный диаметр

$$d_1 = 9,34 \times M, \text{ или } d_1 = 9,34 \times 0,11 = 1,03 \text{ мм};$$

начальный диаметр

$$d_0 = M Z_8, \text{ или } d_0 = 0,11 \times 8 = 0,88 \text{ мм};$$

толщина зуба

$$s_1 = 1,05 M, \text{ или } s_1 = 1,05 \times 0,11 = 0,115 \text{ мм};$$

высота головки зуба

$$k = \frac{d_1 - d_0}{2}, \text{ или } k = \frac{1,03 - 0,88}{2} = 0,075 \text{ мм}.$$

Определим размеры колеса: по табл. 7 находим коэффициент для колеса, имеющего 80 зубьев, и для триба с 8 зубьями. Он будет равен $T = 2,93$.

Тогда наружный диаметр

$$D_1 = M (Z_7 + T), \text{ или } D_1 = 0,11 (80 + 2,43) = 9,12 \text{ мм};$$

начальный диаметр

$$D_0 = M Z_7, \text{ или } D_0 = 0,11 \times 80 = 8,80 \text{ мм};$$

толщина зуба

$$S_1 = 1,57 M, \text{ или } S_1 = 1,57 \times 0,11 = 0,17 \text{ мм};$$

высота головки зуба

$$K = \frac{D_1 - D_0}{2}, \text{ или } K = \frac{9,12 - 8,80}{2} = 0,16 \text{ мм};$$

высота ножки зуба колеса

$$F = K + 0,8 M, \text{ или } F = 0,075 + 0,8 \times 0,11 = 0,16 \text{ мм};$$

внутренний диаметр колеса

$$D_2 = D_0 - 2F, \text{ или } D_2 = 8,80 - 2 \times 0,16 = 8,48 \text{ мм};$$

высота ножки зуба триба

$$f = K + 0,4 M, \text{ или } f = 0,16 + 0,4 \times 0,11 = 0,20 \text{ мм};$$

внутренний диаметр триба

$$d_2 = d_0 - 2f, \text{ или } d_2 = 0,88 - 2 \times 0,20 = 0,48 \text{ мм}.$$

Размеры ходового колеса не рассматриваем, так как оно является деталью хода и размеры его определяются при построении и расчете хода.

5. Рассчитаем теперь размеры колес стрелочного механизма: минутника и вксельного колеса.

Данные для расчета:

$$E_5 = 6,0 \text{ мм}, Z_9 = 12 \text{ зубьям}, Z_{10} = 36 \text{ зубьям}.$$

Определим модуль:

$$M = \frac{2E_5}{Z_9 + Z_{10}}, \text{ или } M = \frac{2 \times 6,0}{12 + 36} = \frac{12}{48} = 0,25 \text{ мм}.$$

Определим размеры триба, принимая форму зубьев его

как для ведущего триба, острую C . Тогда по табл. 5 имеем наружный диаметр

$$d_1 = 14,10 \cdot M, \text{ или } d_1 = 14,10 \times 0,25 = 3,525 \text{ мм};$$

начальный диаметр

$$d_0 = M Z_9, \text{ или } d_0 = 0,25 \times 12 = 3,0 \text{ мм};$$

толщина зуба

$$s_1 = 1,26 M, \text{ или } s_1 = 1,26 \times 0,25 = 0,315 \text{ мм};$$

высота головки зуба

$$k = \frac{d_1 - d_0}{2}, \text{ или } k = \frac{3,525 - 3,0}{2} = 0,26 \text{ мм}.$$

Определим размеры колеса. Имея в виду, что вксельное колесо является ведомым и головка зуба его для зацепления не играет существенного значения, нет надобности брать ее высокой. Можно в данном случае остановиться на стандартной форме зуба колеса при высоте головки $1,35 M$. Тогда: наружный диаметр

$$D_1 = M (Z_{10} + 2,7), \text{ или } D_1 = 0,25 (36 + 2,7) = 9,69 \text{ мм};$$

начальный диаметр

$$D_0 = M Z_{10}, \text{ или } D_0 = 0,25 \times 36 = 9,0 \text{ мм};$$

толщина зуба

$$S_1 = 1,57 M, \text{ или } S_1 = 1,57 \times 0,25 = 0,39 \text{ мм};$$

высота головки зуба

$$K = \frac{D_1 - D_0}{2}, \text{ или } K = \frac{9,69 - 9,0}{2} = 0,345 \text{ мм};$$

высота ножки зуба колеса

$$F = k + 0,8 M, \text{ или } F = 0,26 + 0,8 \times 0,25 = 0,46 \text{ мм};$$

внутренний диаметр колеса

$$D_2 = D_0 - 2F, \text{ или } D_2 = 9,0 - 2 \times 0,46 = 8,08 \text{ мм};$$

высота ножки зуба триба

$$f = K + 0,4 M, \text{ или } f = 0,345 + 0,4 \times 0,25 = 0,445 \text{ мм};$$

внутренний диаметр триба

$$d_2 = d_0 - 2f, \text{ или } d_2 = 3,0 - 2 \times 0,445 = 2,11 \text{ мм}.$$

6. Рассчитаем размеры последней пары колес — вксельного триба и часового колеса.

Данные для расчета:

$$E_5 = 6,0 \text{ мм}; Z_{11} = 10 \text{ зубьев}; Z_{12} = 40 \text{ зубьев}.$$

Определим модуль:

$$M = \frac{2E_b}{Z_{11} + Z_{12}} \text{ или } M = \frac{2 \times 6,0}{10 + 40} = 0,24 \text{ мм.}$$

Как мы видим, эта величина модуля для вксельного триба и часового колеса отличается от величины модуля для минутника и вксельного колеса, несмотря на то, что расстояние между центрами зацепления обеих зубчатых пар одинаково. Это объясняется тем, что суммы зубьев у этих пар колес разные,— в нашем случае 48 и 50. Модуль для всех четырех колес и трибов стрелочного механизма будет одним и тем же тогда, когда суммы чисел зубьев каждой сцепляющейся пары будут равны между собой.

Например: при числах зубьев 15—45 и 12—48 суммы равны 60.

Определим теперь размеры вксельного триба, принимая форму его зубьев, как для ведущего триба—острую *C*.

Тогда по табл. 5 имеем:
наружный диаметр

$$d_1 = 12,09 \times M, \text{ или } d_1 = 12,09 \times 0,24 = 2,90 \text{ мм;}$$

начальный диаметр

$$d_0 = MZ_{11}, \text{ или } d_0 = 0,24 \times 10 = 2,40 \text{ мм;}$$

толщина зуба

$$s_1 = 1,26M, \text{ или } s_1 = 1,26 \times 0,24 = 0,31 \text{ мм;}$$

высота головки зуба

$$k = \frac{d_1 - d_0}{2}, \text{ или } k = \frac{2,90 - 2,40}{2} = 0,25 \text{ мм.}$$

Определим размеры часового колеса.

Как и для вксельного колеса, форму зубьев можно было бы взять стандартной при высоте головки $1,35M$. Но для часового колеса в мелких часах форму зубьев берут еще ниже—полукруглую, чтобы высоту ножки зуба вксельного триба делать как можно меньше. Это обстоятельство объясняется тем, что вксельный триб для посадки его на штифт платины, являющийся осью его вращения, обычно в середине просверливается. Так как этот триб почти всегда латунный (исключение делают для трибов наручных часов, где он стальной), то при высокой ножке его зуба толщина стенки между дном впадины и просверленным отверстием получается очень маленькой и непрочной.

Тогда при полукруглой форме головки зуба часового колеса его размеры будут следующими:
наружный диаметр

$$D_1 = M(Z_{12} + 1,57), \text{ или } D_1 = 0,24(40 + 1,57) = 9,98 \text{ мм;}$$

начальный диаметр

$$D_0 = MZ_{12}, \text{ или } D_0 = 0,24 \times 40 = 9,60 \text{ мм;}$$

толщина зуба

$$S_1 = 1,57M, \text{ или } S_1 = 1,57 \times 0,24 = 0,38 \text{ мм;}$$

высота головки зуба

$$K = \frac{D_1 - D_0}{2}, \text{ или } K = \frac{9,98 - 9,60}{2} = 0,19 \text{ мм;}$$

высота ножки зуба колеса

$$F = k + 0,8M, \text{ или } F = 0,25 + 0,8 \times 0,24 = 0,44 \text{ мм;}$$

внутренний диаметр колеса

$$D_2 = D_0 - 2F, \text{ или } D_2 = 9,60 - 2 \times 0,44 = 8,72 \text{ мм;}$$

высота ножки зуба триба

$$f = K + 0,4M, \text{ или } f = 0,19 + 0,4 \times 0,24 = 0,29 \text{ мм;}$$

внутренний диаметр триба

$$d_2 = d_0 - 2f, \text{ или } d_2 = 2,40 - 2 \times 0,29 = 1,82 \text{ мм.}$$

7. Сведем в окончательную таблицу размеры рассчитанных зубчатых передач для заданного нам механизма карманных часов (табл. 9).

Все размеры: расстояний между центрами, модулей, диаметров и зубьев даны в миллиметрах.

Стенные часы

В стенных часах—точном регуляторе с длинным секундным минутником, делающим 3600 колебаний в час,—потерины промежуточное колесо с трибом.

Определить числа их зубьев и размеры, если оставшиеся в часах колеса и трибы имеют следующие данные: барабанное

Таблица 9

Сводная таблица размеров рассчитанных зубчатых передач

Наименование колеса и триба	Число зубьев Z	Расстояние между центрами, в мм E	Модуль M	Диаметры			Зубья		
				наружный D_1, d_1	начальный D_0, d_0	внутренний D_2, d_2	толщина S_1, s_1	высота го- ловки K_1, k_1	высота ножки F, f
Ангренаж									
Барaban . . .	Z_1 90			20,56	19,80	19,10	0,345	0,38	0,35
Центральный триб	Z_2 12	E_1 11,22	0,22	2,99	2,64	1,70	0,28	0,175	0,47
Центральное колесо . . .									
Промежуточ- ный триб . .	Z_3 80	E_2 7,42	0,165	13,73	13,20	12,66	0,26	0,265	0,27
Промежуточ- ное колесо . . .									
Секундный триб	Z_4 10			1,92	1,65	0,99	0,21	0,135	0,33
Промежуточ- ное колесо . . .									
Секундный триб	Z_5 75	E_3 5,1	0,12	9,38	9,0	8,62	0,19	0,19	0,19
Секундное ко- лесо									
Ходовой триб	Z_6 10			1,32	1,20	0,72	0,15	0,095	0,24
Секундное ко- лесо									
Ходовой триб	Z_7 80	E_4 4,84	0,11	9,12	8,80	8,48	0,17	0,16	0,16
Стрелоч- ный механизм									
Минутник . . .	Z_9 12			9,69	9,0	8,08	0,39	0,345	0,46
Вексельное колесо . . .	Z_{10} 36			0,25	3,525	3,0	2,11	0,315	0,26
Рексельный триб									
Часовое колесо	Z_{11} 10	E_5 6,0		9,58	9,60	8,72	0,38	0,19	0,44
	Z_{12} 40			0,24	2,50	2,40	1,82	0,31	0,25

колесо Z_1 —180 зубьев, средний триб Z_2 —12 зубьев, среднее колесо Z_3 —96 зубьев, ходовой триб Z_6 —12 зубьев, ходовое колесо Z_7 —30 зубьев.

Расстояние между центрами среднего колеса и промежуточного триба $E_2=32,4$ мм, а между промежуточным колесом и ходовым трибом $E_3=30,6$ мм. Наружный диаметр среднего колеса $D_1=59,48$ мм. Наружный диаметр ходового триба $d_1=8,16$ мм.

I. Определение чисел зубьев недостающей пары колеса и триба. По формуле (21) числа колебаний регулятора в час найдем передаточное отношение недостающей пары колеса и триба

$$N = \frac{Z_5 Z_6 2Z_{\text{ход}}}{Z_4 \cdot Z_6} \text{ или } 3600 = \frac{96 \cdot Z_5 \cdot 2 \cdot 30}{Z_4 \cdot 12},$$

откуда после вычисления получим: $\frac{Z_5}{Z_4} = 7,5$.

Таким образом, отношение числа зубьев Z_5 искомого промежуточного колеса к числу зубьев Z_4 искомого промежуточного триба должно быть 7,5. Это передаточное отношение может быть осуществлено различными числами зубьев. Но если присмотреться к имеющимся в данном механизме трибам, то мы увидим, что средний триб имеет 12 зубьев, а последний—ходовой—также 12. Очевидно, находящийся между ними промежуточный триб не должен иметь число зубьев больше первого и меньше второго.

В данном случае он также будет иметь 12 зубьев— $Z_4=12$ зубьев.

Тогда при передаточном отношении 7,5 число зубьев промежуточного колеса Z_5 будет равно:

$$Z_5 = 7,5 \cdot Z_4, \text{ или } Z_5 = 7,5 \times 12 = 90 \text{ зубьев.}$$

Проверим правильность выбранных чисел зубьев по числу колебаний регулятора:

$$3600 = \frac{96 \cdot 90 \cdot 60}{12 \cdot 12}.$$

Проверка подтверждает правильность нашего выбора.

II. Определение размеров недостающих колес. 1. Рассчитаем размеры промежуточного триба, сцепляющегося с центральным (средним) колесом.

Данные для расчета:

$$E_2 = 32,4 \text{ мм; } Z_3 = 96; Z_4 = 12.$$

Определим модуль:

$$M = \frac{2E_2}{Z_3 + Z_4} \text{ или } M = \frac{2 \times 32,4}{96 + 12} = 0,6 \text{ мм.}$$

Определим размеры триба с полуострым профилем B , пользуясь табл. 5:

$$d_1 = 13,61 \times M, \text{ или } d_1 = 13,61 \times 0,6 = 8,17 \text{ мм;}$$

начальный диаметр

$$d_0 = MZ_4, \text{ или } d_0 = 0,6 \times 12 = 7,2 \text{ мм};$$

толщина зуба,

$$s_1 = 1,26 M, \text{ или } s_1 = 1,26 \times 0,6 = 0,76 \text{ мм};$$

высота головки зуба

$$k = \frac{d_1 - d_0}{2}, \text{ или } k = \frac{8,17 - 7,2}{2} = 0,485 \text{ мм}.$$

Для определения внутреннего диаметра триба необходимо знать высоту головки зуба K сцепляющегося с ним среднего колеса. Это можно определить, зная наружный диаметр колеса D_1 и модуль M .

D_1 по условию дано равным 59,48 мм, M равен 0,6 мм.

Определим начальный диаметр колеса D_0 :

$$D_0 = MZ_8; D_0 = 0,6 \times 96 = 57,6 \text{ мм}.$$

Тогда высота головки зуба будет

$$K = \frac{D_1 - D_0}{2}, \text{ или } K = \frac{59,48 - 57,6}{2} = 0,94 \text{ мм}.$$

Как видно по данному размеру, высота головки зуба колеса здесь взята равной его толщине, т. е. $1,57 M$.

И действительно, $1,57 \times 0,6 = 0,94$ мм.

Высота ножки зуба триба

$$f = K + 0,4M, \text{ или } f = 0,94 + 0,4 \times 0,6 = 1,18 \text{ мм}.$$

Внутренний диаметр триба

$$d_2 = d_0 - 2f, \text{ или } d_2 = 7,2 - 2 \times 1,18 = 4,84 \text{ мм}.$$

2. Рассчитаем размеры промежуточного колеса, сцепляющегося с ходовым трибом.

Данные для расчета:

$$E_3 = 30,6 \text{ мм}; Z_5 = 90 \text{ зубьев}; Z_6 = 12 \text{ зубьев}.$$

Определим модуль:

$$M = \frac{2 \cdot E_3}{Z_5 + Z_6}, \text{ или } M = \frac{2 \times 30,6}{90 + 12} = 0,6 \text{ мм}.$$

Следует отметить, что в крупных часовых механизмах очень часто для всех колес ангренажа устанавливается одно значение модуля. Числа зубьев трибов также берутся оди-

наковыми, как, например, в нашем механизме — 12 зубьев. Это сильно сокращает количество режущего инструмента и позволяет одной фрезой нарезать все трибы, а другой — все колеса.

Определим размеры промежуточного колеса.

Для данного механизма, судя по профилям и размерам имеющихся колес, высота зубьев колес взята равной толщине зубьев, т. е. $1,57M$. Тогда наружный диаметр промежуточного колеса определится по формуле:

$$D_1 = M(Z_5 + 3,14), \text{ или } D_1 = 0,6 (90 + 3,14) = 55,88 \text{ мм}.$$

Начальный диаметр

$$D_0 = MZ_8, \text{ или } D_0 = 0,6 \times 90 = 54,0 \text{ мм};$$

толщина зуба

$$S_1 = 1,57M, \text{ или } S_1 = 1,57 \times 0,6 = 0,94 \text{ мм};$$

высота головки зуба

$$K = \frac{D_1 - D_0}{2}, \text{ или } K = \frac{55,88 - 54,0}{2} = 0,94 \text{ мм}.$$

Для определения внутреннего диаметра колеса D_2 и высоты ножки его зуба F необходимо определить высоту головки зуба ходового триба, находящегося в зацеплении с промежуточным колесом.

По условию известно, что наружный диаметр ходового триба $d_1 = 8,16$ мм.

Начальный диаметр его

$$d_0 = MZ_6, \text{ или } d_0 = 0,6 \times 12 = 7,2 \text{ мм}.$$

Тогда высота головки зуба триба

$$k = \frac{d_1 - d_0}{2}, \text{ или } k = \frac{8,16 - 7,2}{2} = 0,48 \text{ мм};$$

высота ножки зуба колеса

$$F = k + 0,8M, \text{ или } F = 0,48 + 0,8 \times 0,6 = 0,96 \text{ мм},$$

и внутренний диаметр колеса

$$D_2 = D_0 - 2F, \text{ или } D_2 = 54,0 - 2 \times 0,96 = 52,08 \text{ мм}.$$

3. Составим сводную таблицу чисел зубьев всех колес нашего часового механизма и размеров, подобранных нами вместо потерянных промежуточного триба и промежуточного колеса (табл. 10). Размеры даны в миллиметрах.

Таблица 10

Сводная таблица чисел зубьев колес и трибов с найденными расчетными размерами их

Наименование колеса и триба	Число зубьев		Расстояние между центра- ми, в мм E	модуль M	Диаметры			Зубья			
	Z_1	Z_2			наружный $D_1 d_1$	начальный $D_0 d_0$	внутренний $D_2 d_2$	толщина $S_1 s_1$	высота головки $K k$	высота ножки F	
Барабанное	Z_1	180			Размеры не замерялись						
Средний триб	Z_2	12			Размеры не замерялись						
Среднее колесо	Z_3	56	E_2	32,4	0,6	59,48	57,6	—	0,94	0,94	—
Промежуточный триб	Z_4	12				8,17	7,2	4,84	0,76	0,485	1,18
Промежуточное ко- лесо	Z_5	90	E_3	30,6	0,6	55,88	54,0	52,08	0,94	0,94	0,96
Ходовой триб	Z_6	12				8,16	7,2	—	—	0,48	—

Опущенные в некоторых графах таблицы размеры относятся к колесам и трибам, которые оставались в механизме, и поэтому в определении этих размеров не было никакой необходимости.

ГЛАВА V

МАЯТНИК

18. МАЯТНИК — РЕГУЛЯТОР ЧАСОВОГО МЕХАНИЗМА

Маятник является той основной частью часового механизма, которая создает непрерывно действующие колебания, необходимые для прибора, измеряющего время — маятниковых часов. Различают два вида маятников: математический и физический.

Под математическим маятником (рис. 31) подразумевают невесомый и нерастяжимый стержень l , к одному концу которого подвешен груз S , сосредоточенный в одной тяжелой материальной точке. Другой конец стержня подвешен к неподвижной точке a , вокруг которой он производит свои качания (колебания), отклоняясь на угол β . Длиною такого воображаемого маятника будет расстояние от точки a до точки S .

Под одним колебанием маятника понимают переход маятника из одного крайнего положения 1 в другое крайнее положение 2 или от положения 2 до положения 3, как указано на рис. 31-А стрелками.

Находясь в положении покоя, маятник занимает вертикальное положение 1, как показано на рис. 31-В.

Выведенный из положения равновесия, он начнет колебаться. Вначале он дойдет до положения 2, затем под влиянием силы тяжести вернется в положение 1, но не остановится, а под влиянием накопленной при падении движущей силы маятник будет продолжать свой путь и поднимается влево до положения 3.

Дойдя до положения 3, он под влиянием силы тяжести вынужден будет вернуться в положение 1, а затем опять по инерции поднимется вправо до положения 2 и т. д.

Одно колебание маятник совершает, проходя путь указанный в положении В, стрелками: 1—2—1 или 1—3—4, или 2—3.

Эти колебания маятник совершал бы бесконечно долго,

если бы различные внешние препятствия, как, например, сопротивление воздуха, трение и другие причины не тормозили его движения и не останавливали его.

Угол φ , на который маятник отклоняется от положения равновесия до своего крайнего положения, называется амплитудой.

Промежуток времени T , в течение которого маятник проходит положения 1—2—3—4, или совершает два колебания, называется периодом колебания маятника и выражается в секундах.

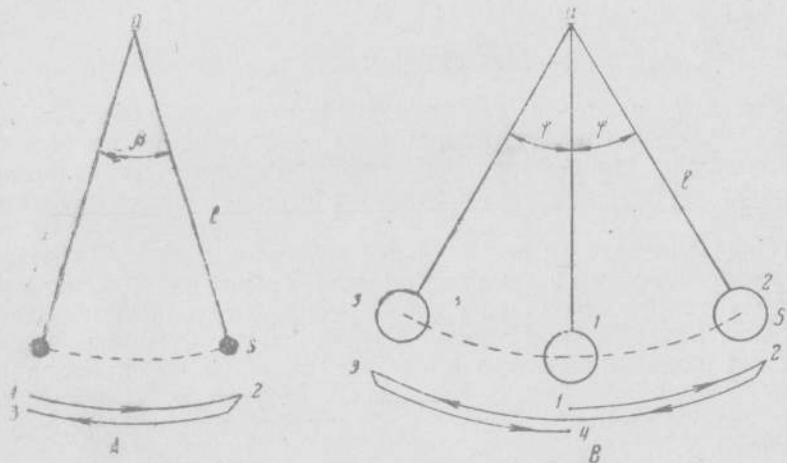


Рис. 31. Математический маятник.

Основным свойством маятника, которое позволило применить его в часах как регулятор, является постоянство продолжительности каждого его колебания и отсутствие зависимости ее от амплитуды. Это положение практически является достаточно точным при малых амплитудах — до $1\frac{1}{2}^\circ$ и становится менее точным при амплитудах от $1\frac{1}{2}^\circ$ и выше.

Такие колебания маятника, при которых период T не зависит от амплитуды φ , носят название изохронных.

Изохронное свойство маятника является весьма важным для часового регулятора.

В часовых механизмах применяется физический маятник, изображенный на рис. 32.

Стержень физического маятника сделан из весомого и подвергающегося растяжению и другим деформациям материала, а груз представляет собой линзу (чечевицу или цилиндр), имеющую значительный объем. Чем больше физический маят-

ник приближается к математическому, тем он более совершенен. Для этой цели маятники часов должны иметь возможно более легкий, но жесткий (не подвергающийся деформациям) стержень и возможно более тяжелую и небольшого объема линзу.

Маятник колеблется вокруг точки подвеса a . Линза имеет центр O , при чем центр тяжести маятника S — точка его равновесия — будет находиться выше центра линзы. Между центром линзы и центром тяжести всего маятника находится точка C — центр качания.

Таким образом, физический маятник может совершать свои колебания и вокруг центра качания C . Это положение использовано, например, в метрономе.

В дальнейшем, под длину физического маятника мы будем подразумевать расстояние от точки подвеса a до центра качания C , которое называется приведенной длиной маятника l . Она равна длине математического маятника, у которого период колебания такой же, как и у данного физического.

Законы колебаний маятника показывают, что продолжительность колебания зависит от приведенной длины маятника и географической широты места земного шара, где эти колебания совершаются.

Период колебания маятника в своем окончательном выводе определяется формулой:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{l}{g}} \dots \dots \dots (31)$$

где: T — время в секундах, в течение которого маятник совершит два колебания,

π — постоянное число — 3,14...

l — приведенная длина маятника, в мм,

g — ускорение силы тяжести — ускорение свободно падающего тела, зависящее от места земного шара.

Для средних широт $g = 981$ см/сек.²

Из формулы периода колебания видно, что изменение длины маятника l вызывает изменение периода колебания — T .

Сравнивая два маятника, имеющих длины l_1 и l_2 , с периодами колебаний T_1 и T_2 , мы можем написать:

$$T_1 = 2\pi \sqrt{\frac{l_1}{g}}, \text{ а } T_2 = 2\pi \sqrt{\frac{l_2}{g}};$$

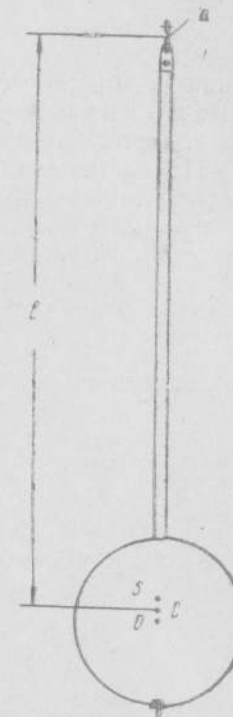


Рис. 32. Физический маятник.

возведя в квадрат обе части каждого из этих выражений и разделив первое на второе, получаем:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{l_1}{l_2}, \dots \dots \dots (a)$$

отсюда можно сделать вывод, что длины маятников прямо пропорциональны квадратам их периодов колебаний.

Из изложенного также можно заключить, что чем больше период колебаний — время 2-х колебаний маятника, тем меньше колебаний сделает маятник в течение определенного отрезка времени. Или, иначе говоря, числа колебаний маятников N обратно пропорциональны периодам T , т. е.

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{T_1}{T_2} \dots \dots \dots (б)$$

Возведя в квадрат, имеем

$$\frac{N_2^2}{N_1^2} = \frac{T_1^2}{T_2^2}$$

Подставляя из формулы (а) выражение зависимости периодов от длин маятников, получаем:

$$\frac{N^2}{N_1^2} = \frac{l_1}{l_2} \dots \dots \dots (в)$$

где: N_1 — число колебаний маятника, имеющего длину l_1 и период колебания T_1 ;

N_2 — число колебаний маятника с длиной l_2 и периодом T_2 .

Из формулы (в) видно, что длины двух маятников обратно пропорциональны квадратам чисел их колебаний. Это значит, что при увеличении длины маятника, например в 2 раза, число его колебаний уменьшится в 4 раза.

Пользуясь этим отношением, мы будем определять длину неизвестного маятника, сравнивая ее для этой цели с известной нам длиной секундного маятника.

Под секундным маятником подразумевают такой маятник, у которого продолжительность одного колебания равна 1 секунде. Следовательно, период колебания секундного маятника, очевидно, будет равен 2 секундам, а число колебаний в час — 3600.

Длина секундного маятника, высчитанная по формуле периода колебания, будет равна 994 мм.

Для определения неизвестной длины маятника l , дела-

ющего в час N колебаний, воспользуемся формулой (в), где один из маятников будет секундный, с длиной $l_1 = 994$ мм и числом колебаний в час $N_1 = 3600$.

Тогда эта формула примет такой вид:

$$\frac{N^2}{N_1^2} = \frac{l_1}{l} \text{ или } \frac{N^2}{3600^2} = \frac{994}{l}$$

откуда неизвестная длина маятника

$$l = \frac{994 \cdot 3600^2}{N^2} \dots \dots \dots (32)$$

Пример 38. Определить длину маятника, делающего 7200 колебаний в 1 час.

Решение. Пользуясь формулой (32) $l = \frac{994 \cdot 3600^2}{N^2}$, подставляем вместо N числовое значение его — 7200, получаем:

$$l = \frac{994 \cdot 3600 \cdot 3600}{7200 \cdot 7200}$$

После соответствующего сокращения и вычисления получим искомую длину маятника $l = 248,5$ мм.

Пример 39. Определить длину маятника для часов-ходиков, у которых цепное (барабанное) колесо имеет 72 зуба, промежуточный триб — 6 зубьев, промежуточное колесо — 60 зубьев, ходовой триб — 6 зубьев, ходовое колесо 35 зубьев.

Решение. 1. Число колебаний маятника в 1 час определим по формуле $N = \frac{2Z_1 Z_3 Z_{\text{ход.}}}{Z_2 Z_4}$

$$N = \frac{2 \cdot 72 \cdot 60 \cdot 35}{6 \cdot 6} = 8400 \text{ колебаний в час.}$$

2. Длину маятника определим по формуле (32)

$$l = \frac{994 \cdot 3600^2}{N^2} = \frac{994 \cdot 3600 \cdot 3600}{8400 \cdot 8400} = 182,5 \text{ мм.}$$

Пример 40. Определить длину маятника для стенных часов (типа французских), у которых центральное колесо имеет 84 зуба, промежуточный триб — 7 зубьев, промежуточное колесо — 70 зубьев, ходовой триб — 7 зубьев, ходовое колесо — 39 зубьев.

Решение. 1. Число колебаний маятника в 1 час определим по формуле

$$N = \frac{2 \cdot 84 \cdot 70 \cdot 39}{7 \cdot 7} = 9360 \text{ колебаний в час.}$$

2. Длину маятника определим по формуле (32)

$$l = \frac{994 \cdot 3600 \cdot 3600}{9360 \cdot 9360} = 147 \text{ мм.}$$

Из примеров 38, 39 и 40 видно, что, рассчитывая числа колебаний маятников в зависимости от чисел зубьев колес антренажа, можно определить длину маятника для данных часов.

В табл. 11 приведены наиболее часто встречающиеся длины маятников при $g=981$ см/сек.² и числа колебаний маятников, соответствующих приведенным длинам.

Таблица 11

Длины маятников

Число колебаний маятника в один час N	Длина маятника в мм l	Изменение длины маятника при изменении суточного хода на 1 минуту	Число колебаний маятника в один час N	Длина маятника в мм l	Изменение длины маятника при изменении суточного хода на 1 минуту
3600	994	1,35	9000	159,0	0,22
4000	805,0	1,09	9400	145,9	0,20
4500	636,1	0,86	10000	128,8	0,18
4800	559,1	0,76	10600	114,6	0,16
5000	515,2	0,70	11800	92,5	0,13
5400	441,7	0,60	12300	85,1	0,12
6000	357,8	0,48	12500	82,4	0,11
6500	304,9	0,41	12900	77,4	0,11
7000	262,9	0,36	13000	76,2	0,10
7200	248,5	0,34	13400	71,7	0,10
7500	229,0	0,31	14000	65,7	0,09
8200	191,6	0,26	14400	62,1	0,09
8600	174,0	0,24	15000	57,3	0,08

Обычно маятники изготавливают таким образом, что линзу можно перемещать по стержню и тем самым изменять действующую длину маятника. Для этого на конце стержня имеется нарезка и регулировочная гайка, с помощью которой производят передвижение линзы.

Табл. 11 дает возможность определить величину, на которую нужно изменить длину маятника, если часы отстают или уходят вперед на 1 минуту в сутки.

Как уже было указано, все наши рассуждения верны при малых амплитудах (до $1\frac{1}{2}^\circ$).

Если период колебания физического маятника определять более точно, то мы увидим, что его период будет зависеть от величины амплитуды колебания, т. е. колебания физического маятника не изохронны.

Поправка, которую следует при этом внести, зависит от величины амплитуды, при чем она выразится в секундах.

Однако, мы имеем целый ряд способов для получения изохронизма физического маятника, один из которых будет рассмотрен нами ниже.

19. КОМПЕНСАЦИОННЫЕ МАЯТНИКИ

Известно, что под влиянием температурных колебаний длина маятника изменяется, что оказывает серьезное влияние на постоянство хода часов.

При повышении температуры длина маятника и его период увеличиваются, число колебаний в 1 час уменьшается и часы отстают. С понижением температуры длина маятника уменьшается и часы спешат.

Для уменьшения влияния температуры на постоянство хода часов применяют несколько способов:

1. Подбирают для стержня маятника материал с наименьшим коэффициентом линейного расширения — α .

В табл. 12 приведены значения α для различных материалов.

Таблица 12

Таблица коэффициентов линейного расширения для различных материалов

Материал	Коэффициент линейного расширения в мм.
Эбонит	0,077
Цинк	0,030
Алюминий	0,024
Латунь	0,019
Бронза	0,018
Медь	0,017
Никель	0,0135
Сталь	0,012
Дерево	0,006
Инвар	0,001
Кварц	0,0004

Если метровый стержень принять за длину секундного маятника, то, как видно из табл. 12, при увеличении температуры на 10° он изменит свою длину, будучи стальным, на 0,12 мм, а будучи латунным, — на 0,19 мм, что даст отставание для первого на 5 сек., а для второго — на 8 сек. в сутки.

Увеличение длины секундного маятника на 1,35 мм дает отставание часам за сутки на 1 минуту.

Табл. 12 показывает, что изменение температуры сказывается меньше всего на таких материалах, как кварц, инвар, де-

¹ Коэффициентом линейного расширения называют увеличение в миллиметрах длины метрового стержня при нагревании его на 1°C .

рево, сталь и никель. Из кварца, ввиду его хрупкости и трудной обработки, маятники изготавливаются редко. Большое применение для стержней маятника получили сталь и дерево (ель, сосна).

В последнее время для маятников и других деталей часового механизма применяют специальные сплавы: инвар, элинвар, супер-инвар и ниварокс.

Инвар представляет собой специальный сплав никеля и железа; он имеет очень малый коэффициент линейного расширения, хорошо шлифуется и полируется, не ржавеет. Применяется для изготовления маятников и балансов.

Элинвар — никелевый сплав, обладающий свойством почти не изменять свои упругие свойства с изменением температуры. Применяется для изготовления спиралей балансов.

Супер-инвар и ниварокс до сего времени еще не получили должного применения.

2. Большое распространение получил второй способ — это применение маятников, которые исключают влияние температуры на ход часов. Такие маятники называются компенсированными или компенсационными.

Компенсация маятников на температуру может быть осуществлена следующими путями:

1. Компенсация за счет стержня маятника.
2. В компенсации участвуют стержень и линза маятника.
3. Применение компенсационной трубки.

Принцип компенсации маятников на температуру заключается в том, что путем соответствующего подбора материалов, имеющих различные коэффициенты линейного расширения,

действующие размеры маятника не изменяются, и период колебания маятника остается постоянным.

На рис. 33 представлен так называемый решетчатый маятник, изобретенный в 1726 г. Дж. Гаррисоном. Стержень этого маятника состоит из прутков, изготовленных из различных материалов.

Стержни a , d , d' , m — стальные, а стержни e , e' цинковые. Стальной стержень a прикреплен к планке c , свободно проходит через планку b и своим длинным концом подвешен

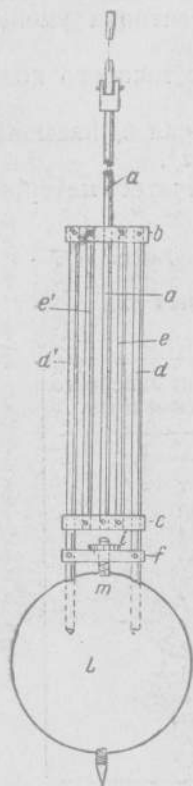


Рис. 33. Маятник Гаррисона.

к подвесу. Стержни d и d' прикреплены к планкам b и f , но свободно проходят через планку c и расширяются вниз.

Цинковые стержни e , e' прикреплены к планкам b и c и расширяются вверх.

Соотношение длин стержней подбирается таким, чтобы в результате этих расширений в противоположные стороны линза маятника осталась на одной и той же высоте.

Стержни d и d' входят своими концами в линзу L для того, чтобы линза не могла повернуться.

Стержень m проходит через линзу L , не участвующую в компенсации, и имеет регулировочную гайку l , которая упирается в планку f , и с помощью которой можно осуществить передвижение линзы.

Основной недостаток решетчатого маятника — искривление отдельных стержней и громоздкость штанги маятника.

Ртутный маятник Грагама, изобретенный в 1722 г., изображен на рис. 34.

Стержень этого маятника и рама линзы стальные. Последняя представляет собою два цилиндрических, обычно стеклянных или стальных, сосуда, наполненных ртутью. Стержень маятника, расширяясь книзу, опускает линзу. Одновременно ртуть, расширяясь в сосудах сверху, поднимает „центр тяжести“ линзы.

При соответствующем подборе размеров маятника и высоты уровня ртути в сосудах, центр качания маятника не должен изменить своего положения, и приведенная длина маятника остается неизменной.

Недостаток ртутного маятника заключается в том, что стальной стержень быстрее испытывает изменение температуры, чем ртутная линза.

Для некоторого исправления этого недостатка, вместо стеклянных сосудов для ртути применяют металлические.

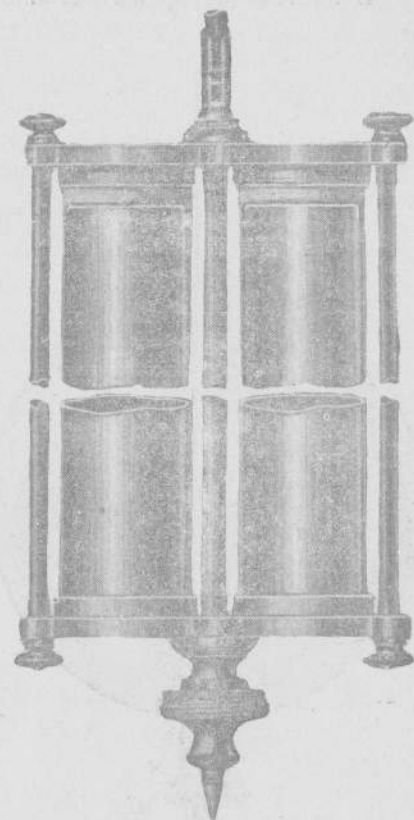


Рис. 34. Маятник Грагама.

В маятнике Грагама имеется также регулировочная гайка для подъема или опускания линзы.

Улучшенным ртутным маятником является маятник Рифлера. Стержень его — стальная трубка, частично наполненная ртутью, а линза — металлическая.

В настоящее время большое применение получил инварный маятник Рифлера, изображенный на рис. 35, предложенный в 1897 г.

Маятник состоит из инварного стержня S и линзы (чечевицы) L , отлитой из латуни или чугуна. Так как инвар все же имеет (хотя и маленький) коэффициент расширения, то на стержне маятника свободно надеты 2 компенсационные трубки: латунная — K и стальная — K_1 , упирающиеся в регулировочную гайку M с делениями и контргайку M_1 . Линза лежит своей плоскостью A на компенсационной трубке K_1 .

Длины компенсационных трубок подбирают к каждому маятнику таким образом, чтобы приведенная длина последнего не менялась при колебаниях температуры.

Регулирующими гайками линзу можно подымать или опускать. Поворот гайки на 1 деление изменяет ход часов за сутки на 0,4 сек.

Эти маятники дают точность хода часов до $\pm 0,005$ сек. в сутки.

Существуют еще и другие компенсационные маятники —

с эбонитовой компенсацией, маятник Сименса и Гальске, применяемый в первичных электрочасах, у которых стержень изготовлен из дерева, а линза состоит из двух чугунных цилиндров, и другие.

Мы разобрали одну причину, которая влияет на колебания маятника. На самом деле на точность хода маятниковых часов влияют также и плотность воздуха окружающей среды, изме-

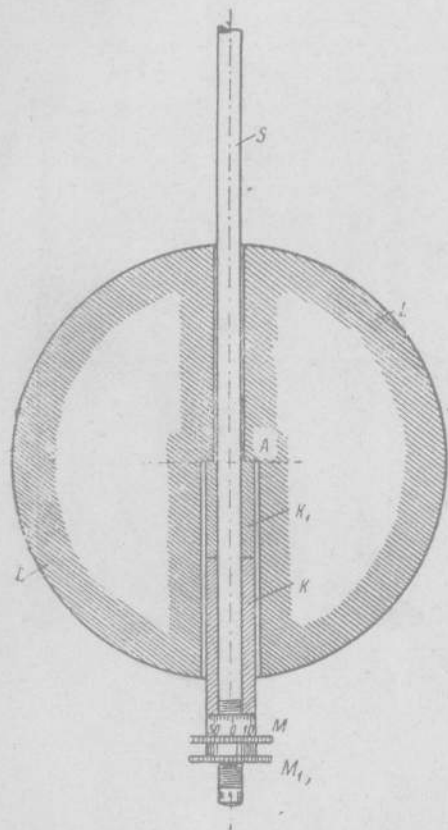


Рис. 35. Маятник Рифлера.

нение веса маятника, трение о воздух и т. д. Поэтому наиболее точные астрономические часы обычно изолируются от окружающей среды и помещаются под колпаком.

20. ПОДВЕСЫ МАЯТНИКА

Рассматривая колебания маятника, мы видели, что для получения изохронизма амплитуда не должна влиять на период колебания маятника. Однако физический маятник изохронен только при небольших амплитудах. Рассчитывать на то, что маятник будет делать небольшие размахи, не следует, так как такой маятник будет очень чувствителен и потребует специальных условий для работы. Но увеличение размаха маятника увеличит амплитуду и повлечет за собой изменение периода колебания маятника.

Так, например, увеличение амплитуды до 2° практически вызовет отставание часов за сутки примерно на 5 сек. Изменение амплитуды от 2° до 3° вызовет отставание за сутки, равное 8 сек.

Увеличение амплитуды до 10° может вызвать отставание часов до 3 мин. за сутки.

Ниже показаны величины отставания часов за сутки при различных амплитудах.

Таблица 13

Влияние амплитуды на период колебания маятника

Амплитуда в градусах	Отставание за сутки в сек.
1	1,65
1,5	3,71
2	6,60
2,5	10,32
3	14,80
4	26,35
5	41,15
6	59,18

Как видно из табл. 13, с увеличением амплитуды следует вводить поправку на ход часов.

Для увеличения изохронизма колебаний маятника в точных часах с длинным секундным маятником, амплитуду берут не выше $1\frac{1}{2}$ — 2° .

В часах с коротким маятником, делающим 4800 колебаний в час и больше, амплитуду приходится брать начиная от 8° и доводить ее иногда до 15° . Это делается у часов низкого

качества, которые при малых амплитудах маятника могут оставаться.

Для уменьшения влияния амплитуды на период колебания, т. е. для получения изохронизма колебаний маятника, при существующих у него амплитудах применяют специальный подвес маятника.

Рассмотрим способы подвеса маятника.

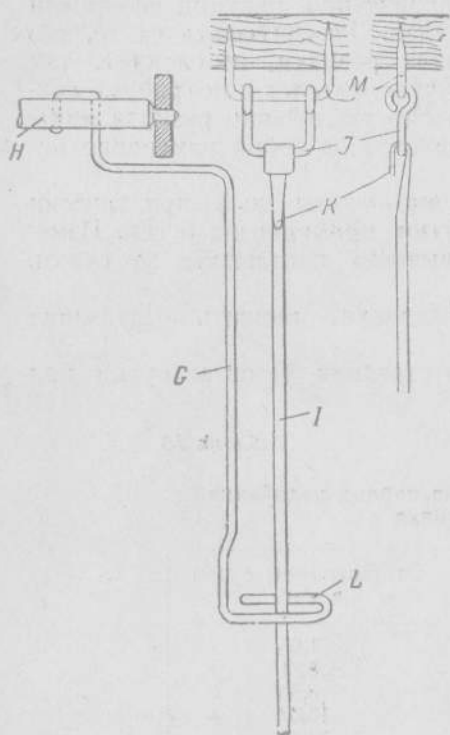


Рис. 36. Проволочный подвес маятника.

На рис. 36 показан простейший способ подвеса маятника на петле, применяемый в простых и дешевых часах-ходиках. На конце стержня маятника *I* имеется крючок *K*, который надевается на петлю *J*, в свою очередь укрепленную на петле *M*.

Связь маятника с узлом хода осуществляется через изогнутую вилку *G*, укрепленную одним своим концом на оси механизма часов *H*, являющейся осью, на которую насажена деталь, передающая маятнику импульс, а другим концом *L* охватывает, с небольшим зазором, стержень маятника.

Проволочный подвес маятника может быть применен для коротких и легких маятников и не способствует изохронизации колебаний последнего.

Очень широко применяют в часах подвес маятника на пружине, называемый пендельфер (рис. 37), представляющий собой одну или две стальные пружинки *a*, закрепленные между двумя пластинками *b* винтами или заклепками *c*. Через верхние и нижние пластинки проходят штифты *d*. Верхний штифт лежит на опорной части кронштейна, укрепленного в платах часов, а на нижний штифт надевается крючок маятника.

Подвес в виде пендельфера уменьшает до минимума трение в точке подвеса маятника.

Кроме того, пендельфер обладает двумя важными свойствами, которые способствуют изохронизму.

Во-первых, он сообщает маятнику дополнительный импульс, ускоряющий его качания при переходе из крайнего положения в положение равновесия.

Во-вторых, пружины, отклоняясь, постепенно укорачивают свою длину, измеренную по прямой между их пластинками, и тем самым укорачивают длину маятника, уменьшая при этом период колебания.

Таким образом, оба свойства пендельфера действуют на колебания маятника в сторону уменьшения его периода и дают опережение хода часов. Это опережение ликвидирует отставание, которое получается в часах из-за большой амплитуды и часы будут иметь более постоянный ход.

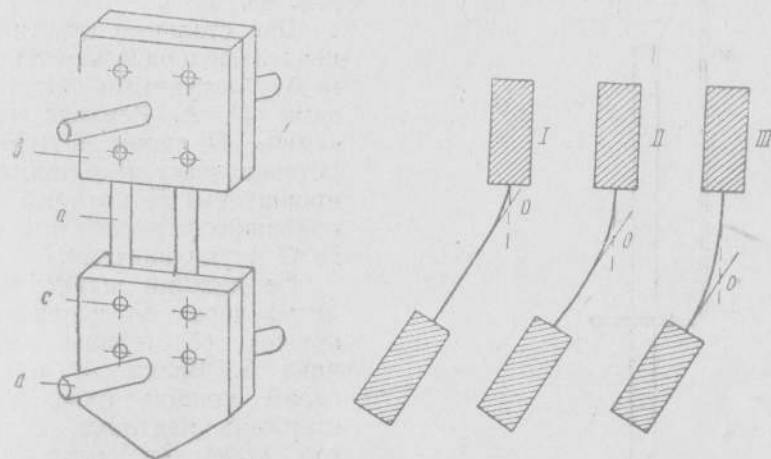


Рис. 37. Пендельфер.

При выборе размеров пендельфера надо исходить из следующих соображений: толщину пружинки не рекомендуется брать тоньше 0,1 мм и толще 0,3 мм. Подбор пружинки пендельфера должен быть таким, чтобы ось вращения маятника, точка изгиба пружинки пендельфера *O* лежала на расстоянии $\frac{1}{3}$ длины пружинки, считая от верхней пластинки.

На рис. 37 правильное изгибание пружинки показано в положении *II*.

Положение *I* показывает подбор слабого пендельфера, так как ось вращения *O* находится почти у края верхней пластинки.

Положение *III* показывает подбор сильного пендельфера.

Подбор правильного пендельфера к данному маятнику производится опытным путем, при этом, в случае необходи-

мости, толщину пружинок или, что гораздо лучше, ширину их надо изменить.

При креплении пендельфедера к кронштейну и подгонки толщины его пластинок, а также выбора штифта под крючок маятника нужно следить за тем, чтобы колебания маятника происходили в одной плоскости и стержень его висел строго перпендикулярно.

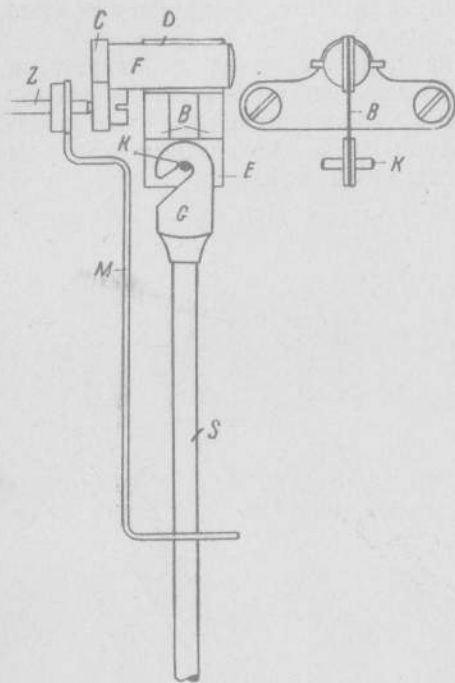


Рис. 38. Пружинный подвес маятника.

В хороших часах, при подвесе маятника на длинном пендельфедере, имеется приспособление для регулировки его.

Маятник, совершая свои колебательные движения, регулирует движение колесной системы часов посредством ула-

Подвес маятника на пендельфедере изображен на рис. 38.

Две стальные пружинки пендельфедера *B* закреплены между латунными пластинками *D*, *E*. Верхняя пластинка *D* своим штифтом устанавливается в прорезь кронштейна *F*, который неподвижно укреплен в стойке *C* двумя винтами.

На нижний штифт пендельфедера *K* надевается крючок *G* стержня маятника *S*. Вилка *M* одним своим концом охватывает стержень маятника, а другой конец ее соединен с осью якоря хода *Z*, который сообщает маятнику импульс.

ГЛАВА VI

ХОД ДЛЯ МАЯТНИКОВЫХ ЧАСОВ

Ходом называется узел, расположенный в часах между регулятором и колесной передачей.

Назначение его заключается в передаче регулятору-маятнику или балансу периодических импульсов для поддержания колебаний на постоянных по величине амплитудах.

Кроме того, помощью хода осуществляется связь колебательного движения регулятора с вращательным движением колесной передачи, чтобы осуществить регулировку скоростей вращения колес или чисел оборотов стрелок за определенный отрезок времени.

Эта регулировка происходит путем попеременного останова-торможения и пуска колес часового механизма в соответствии с колебаниями регулятора.

Существует много различных устройств ходов; мы остановимся лишь на конструкциях, имеющих наибольшее распространение.

Все ходы делятся на две основные группы:

1) ходы для маятниковых, переносных часов и 2) ходы для балансовых, переносных часов.

Кроме того, ходы делятся на несвободные и свободные.

В несвободных ходах регулятор в течение всего времени колебания находится в контакте с деталями хода. При этом получается трение зуба ходового колеса о деталь хода, связанную непосредственно с регулятором. Это трение отражается на амплитуде колебания и изохронизме регулятора.

Несвободные ходы, в свою очередь, разделяются на: ходы с трением на покое, у которых ходовое колесо совершает периодические повороты вперед, и ходы с отходом назад, у которых ходовое колесо совершает поворот вперед, потом небольшой поворот (отход) назад и затем опять движение вперед.

В свободных ходах регулятор приходит в соприкосновение

с ходом лишь на некоторое время для получения импульса и освобождения ходового колеса и колесной системы для очередного поворота их. Все остальное время регулятор колеблется свободно и самостоятельно.

К классу свободных ходов нужно отнести также ходы для электропервичных часов.

21. УСТРОЙСТВО И РАБОТА ХОДОВ

Наиболее старым ходом, появившимся в 1657 г. и применявшимся в последующие годы в часах с гиревым заводом и маятником, является шпindelный ход (рис. 39а).

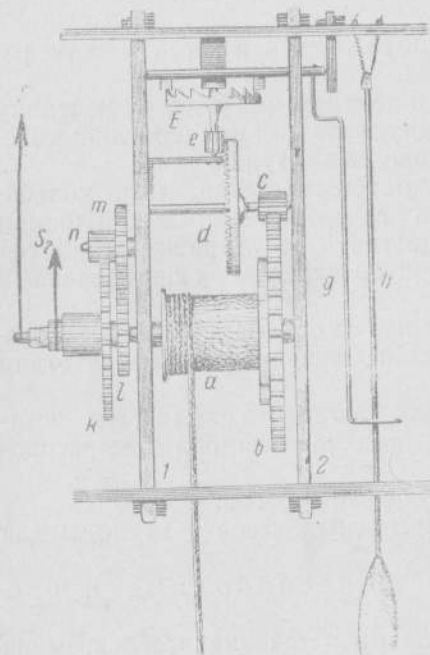


Рис. 39а. Часы с шпindelным ходом.

вначале отойдет немного назад, а затем повернется в сторону своего движения на один зуб и сообщит импульс маятнику.

Таким образом, у данного механизма ход несвободный — с отходом ходового колеса назад.

Наличие специальных зубчатых колес, непостоянство периода колебания регулятора и другие недостатки привели

Механизм часов заключен между двумя платинами 1, 2. Гиревой завод *a* с барабанным колесом *b* передает движение трибу *c*, сидящему на одной оси с коронным колесом *d*, находящимся в зацеплении с трибом ходового колеса *e*.

На оси барабанного колеса, над платиной 1, помещены: минутник *l*, часовое колесо *k*, минутная стрелка S_1 и часовая стрелка S_2 . Вексельное колесо *m* сидит на одной оси с трибом *n*.

Маятник *h* подвешен на нити и соединен с механизмом вилкой *g*. Колесный механизм соединен с маятником узлом-ход, основные части которого: ходовое колесо *E*, имеющее зубья специальной формы и палетты F_1, F_2 , расположенные друг к другу под углом (рис. 39б). При колебаниях маятника происходит поворот палетт, ходовое колесо

к необходимости создания других, более совершенных ходов. В настоящее время шпindelный ход не применяется и имеет для нас лишь некоторый исторический интерес.

Ход Грагама. Наиболее совершенным ходом, имеющим большое распространение по настоящее время, является ход Грагама, изобретенный в 1715 г. английским часовым мастером Георгом Грагамом.

Рассмотрим устройство и работу хода Грагама (рис. 40).

Ходовое колесо имеет зубья специальной формы и совершает свое вращение, как указано стрелкой. Якорь, имеющий

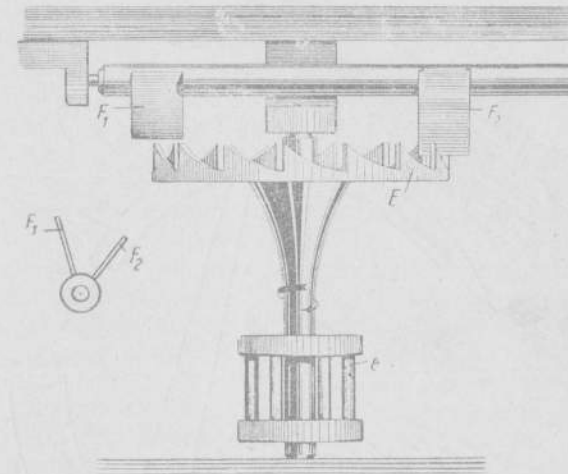


Рис. 39б. Шпindelный ход.

ось вращения *O*, связан с регулятором и имеет две палетты: входную и выходную. Палетты вставные, изготовлены из стали или камня; якорь обычно латунный. Если палетты сделаны из одного целого с якорем, то якорь делается стальным.

Палетты имеют поверхности покоев — *a*. У входной палетты она наружная, у выходной — внутренняя.

Плоскости палетт *b* называются плоскостями импульса.

На рис. 40 представлено положение, когда зуб 1 ходового колеса только что упал на входную палетту в точку *c*. Маятник будет продолжать свое колебание (на рисунке указано пунктиром) из положения I до положения II, проходя дугу дополнительного колебания. При этом, входная палетта с якорем опустится ниже, и зуб 1 ходового колеса попадет на поверхности покоя палетты из точки *c* в точку *d*. Поворот якоря на угол *AOB* носит название дополнительного угла.

Продолжая свои колебания, маятник начнет отклоняться влево и приподнимать палетту, которая своей поверхностью покоя будет скользить по зубу колеса и пройдет вначале дополнительный угол β , а затем угол покоя γ . При этом зуб колеса окажется на поверхности покоя палетты в точке e . В течение всего этого времени колесо находилось в покое, так как поверхность покоя палетты, которая скользила по зубу колеса, идет по окружности, центр которой совпадает с осью

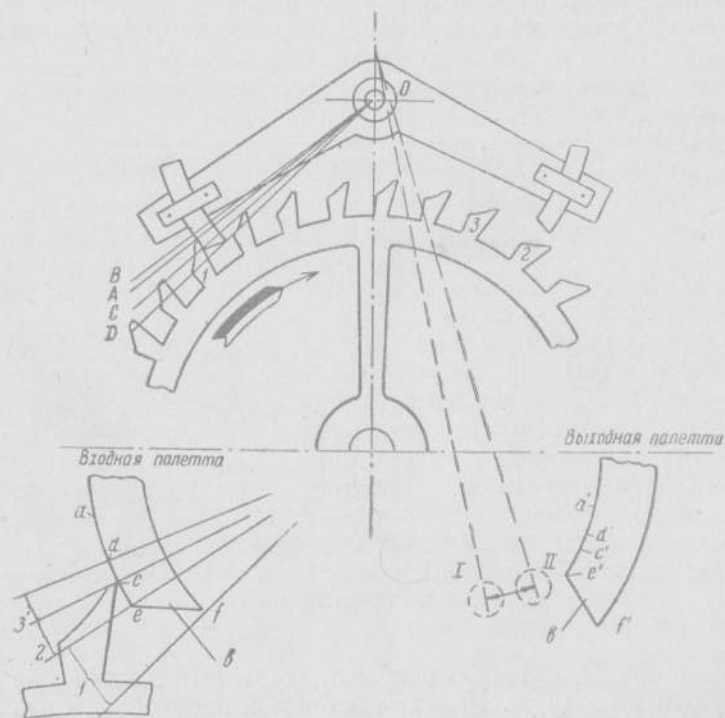


Рис. 40. Ход Грагама.

вращения якоря O . Таким образом, ходовое колесо не будет иметь отхода назад.

После того как зуб колеса попал в точку e , начинается импульс. Он соответствует переходу зуба из точки e в точку f и повороту якоря на угол COD , называемый углом импульса I , в течение которого якорь передает (через вилку) импульс маятнику. Маятник пройдет точку равновесия и отклонится дальше влево.

Когда зуб I в точке f покинет входную палетту, колесо, прежде чем упасть своим зубом β на покой выходной палетты

в точку c' , повернется на угол падения — угол свободного поворота ходового колеса.

Затем все повторится с той же последовательностью на выходной палетте, при колебаниях маятника вправо.

Из рассмотренного видно, что подъем якоря разделен на покой и на импульс. Отсутствует нежелательный отход назад ходового колеса, при котором имеются вредные и непо стоянные потери на трение.

Ход Грагама относится к несвободным ходам с трением на покое и применяется в наиболее точных часах с маятником.

Ход с крючковым якорем. Крючковый ход, предложенный английским часовщиком Клементом в 1675 г., является наиболее простым и применяется в настоящее время. Иначе этот ход называют ходом Клемента, или шварцвальдским ходом.

Устройство и работа хода видны на рис. 41.

Ходовое колесо имеет зубья своеобразной формы и поворачивается в сторону, указанную стрелкой. Якорь (скобка) выполнен вместе с палеттами (крючками) L, M и при помощи вилки связан с маятником.

Указанное на рисунке положение хода соответствует такому моменту его работы, когда зуб ходового колеса только что упал на входную палетту в точку a . Маятник в это время находится в положении I и начинает свое дополнительное колебание, переходя в положение II , увлекая за собой якорь, который повернется вокруг своего центра качания O на угол AOB . Зуб ходового колеса будет при этом скользить по палетте, преодолевая трение, и попадет в точку b , а ходовое колесо слегка повернется назад. Отход назад произойдет потому, что так называемая поверхность покоя палетты ограничена дугой, центр которой не совпадает с осью вращения якоря.

Когда маятник начнет свои колебания из положения II налево и извлекать при этом палетту из-под зуба, последний пройдет вначале поверхность ba , а затем поверхность импульса ac , помогая при этом якорю подниматься и как бы выталкивая его вверх. Этим самым маятнику сообщается импульс, который будет продолжаться до тех пор, пока зуб не спадет с входной палетты.

После этого колесо свободно и быстро повернется на небольшой угол, пока зуб его не упадет на выходную палетту в точку a' , и тогда весь процесс работы хода повторится вновь на выходной палетте.

Поверхность $c' a' b'$ у выходной палетты делается обычно плоской.

Угол, на который свободно повернется ходовое колесо после падения зуба с одной палетты и попадания другого зуба его на вторую палетту, называется углом падения

колеса. На чертеже этот угол β показан у выходной палетты. Делается он для того, чтобы не получилось заклинивания хода из-за неточностей в изготовлении колеса или якоря. Величина его зависит от качества часов и степени точности изготовления деталей. Желательно брать его как можно меньшим, так как при падении колеса энергия завода теряется бесполезно.

Угол 1 называется углом импульса, угол 2 — углом отхода назад.

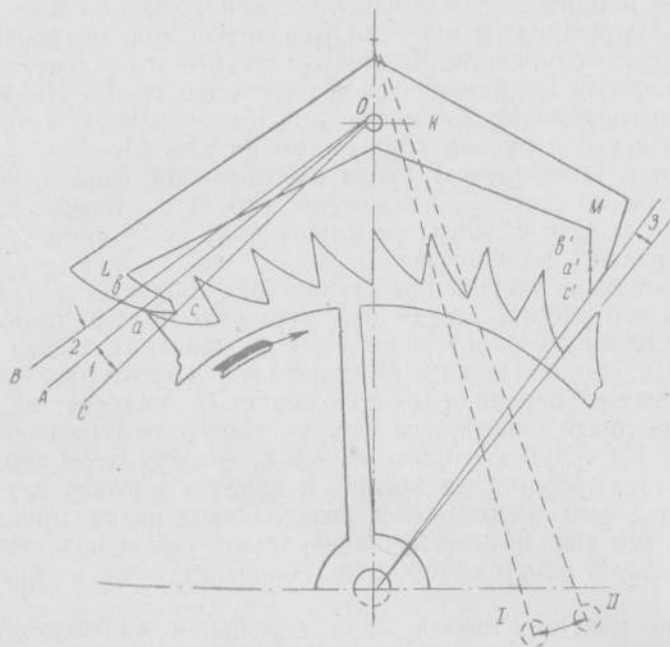


Рис. 41. Ход с крючковым якорем.

Таким образом, ход Клементы относится к несвободным ходам с отходом назад.

Этот ход является самым простым. Он не требует точной регулировки, легок в изготовлении и применяется для часов невысокого качества, с короткими маятниками, имеющими большую амплитуду (от 6 до 15°) колебания.

Однако он имеет крупный недостаток — вредные и непостоянные по своей величине потери на трение при отходе назад ходового колеса. В связи с этим, ход Клементы применяется в часах, обладающих небольшой точностью.

Рассмотренные нами ходы относятся, как было указано, к группе несвободных. Представителями свободных ходов для часов с маятником являются ходы Штрассера, Рифлера и другие, которые до сего времени еще не получили широкого распространения.

К несвободным ходам с отходом назад относится также самый распространенный шварцвальдский — крючковый — ход, применяющийся в некоторых стенных часах и ходиках.

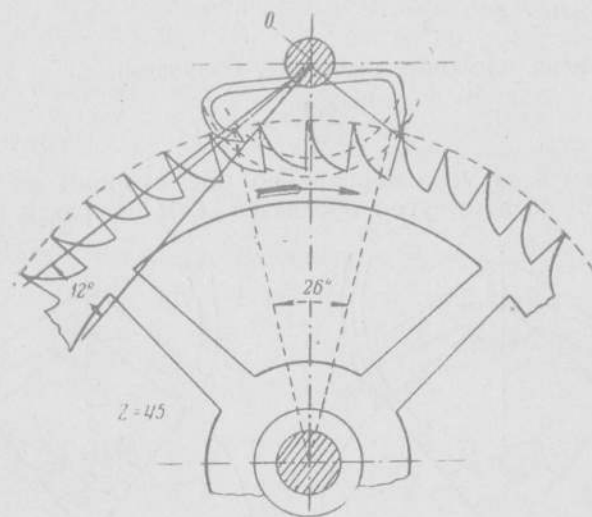


Рис. 42. Ход для часов „ходики“.

Как видно из рис. 42, якорь этого хода изогнут крючком и крепится ниже центра оси вращения O . Палеттами являются изогнутые концы якоря, при чем входная палетта загнута внутрь, а выходная разогнута.

Для более углубленного изучения изложенных нами ходов рассмотрим построение хода Грагама и шварцвальдского хода

22. ПОСТРОЕНИЕ ХОДОВ

Для построения ходов мы должны определить, какое количество зубьев (шагов) или какой угол ходового колеса обхватывает якорь.

Проведем окружность a ходового колеса из центра A и осевые линии (рис. 43).

Обозначим угол обхвата якоря через ε , количество зубьев ходового колеса через z , число зубьев (шагов), обхватываемых

якорем, через n . Тогда угол обхвата якоря может быть вычислен по формуле

$$\varepsilon = \frac{360 \cdot n}{z} \dots \dots \dots (33)$$

Пример 41. Ходовое колесо имеет 15 зубьев. Якорь обхватывает $2\frac{1}{2}$ шага. Определить угол обхвата якоря.

Дано: $z = 15$ зубьям; $n = 2\frac{1}{2}$ шагам.

Решение. $\varepsilon = \frac{360 \cdot n}{z}$.

Подставляя числовые значения, получаем:

$$\varepsilon = \frac{360 \cdot 2\frac{1}{2}}{15} = 60^\circ.$$

Отложим этот угол поровну по обе стороны от оси AB . На рис. 43 этот угол обозначен CAD и равен 60° .

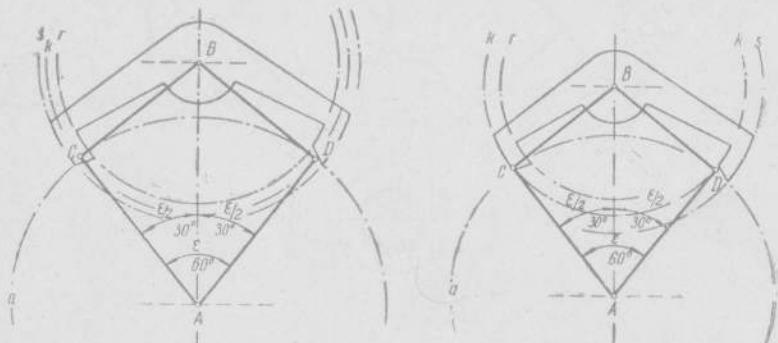


Рис. 43. Равноплечий и неравноплечий якоря.

Для нахождения центра качания якоря из точек пересечения сторон угла обхвата с окружностью зубьев ходового колеса C и D проводим касательные CB и BD , которые в пересечении с осью AB дадут точку B , являющуюся центром качания якоря.

Якорь должен обхватывать определенное число зубьев. При большом угле обхвата получается чрезмерно большое расстояние между центрами вращения ходового колеса и якоря, а это вызывает необходимость применения длинного якоря и создает большие поверхности покоя и импульса на палетках, что скажется на увеличении износа зубьев ходового колеса и ухудшит работу хода.

Однако слишком короткие якоря также следует избе-

гать, ибо они вызовут затруднения в изготовлении и установке хода, и создадут слишком малые размахи регулятора.

На практике принята следующая зависимость для определения числа обхватываемых зубьев:

$$n = \frac{z}{5} \pm \frac{1}{2}, \dots \dots \dots (34)$$

где z — число зубьев ходового колеса, т. е. берут $\frac{1}{5}$ от числа зубьев (шагов) ходового колеса и прибавляют или отнимают $\frac{1}{2}$ шага, так как, если одна палетка будет в контакте с зубом колеса, то другая должна быть во впадине — между зубьями.

Пример 42. Требуется определить угол обхвата для колеса, имеющего 30 зубьев.

1. Находим число обхватываемых зубьев по формуле

$$n = \frac{z}{5} \pm \frac{1}{2}$$

Подставляя числовые значения, получаем: $n = \frac{30}{5} \pm \frac{1}{2}$, т. е.

$$n = 6\frac{1}{2} \text{ зубьям или } n = 5\frac{1}{2} \text{ зубьям.}$$

Обычно у ходовых колес с 30 зубьями якорь обхватывает $6\frac{1}{2}$ зубьев.

2. Определим угол обхвата по формуле

$$\varepsilon = \frac{360 \cdot n}{z}$$

Подставляя числовые значения, получаем:

$$\varepsilon = \frac{360 \cdot 6\frac{1}{2}}{30} = 78^\circ.$$

Мы нашли центр качания якоря B , а теперь отложим толщину палетт. Если толщину палетт откладывать поровну по обе стороны от линий угла обхвата AC и AD , то получим равноплечий ход с равноотстоящими серединами импульсов (рис. 43 — слева).

В этом случае все палеттные круги (r — внутренний, k — средний и s — наружный) для обеих палетт будут общими. Если толщину палетт откладывать по одну сторону от линии обхвата, то мы получим неравноплечий ход с равноотстоящими покоем (рис. 43 — справа).

В этом случае только средний палеттный круг k , ограничивающий рабочие поверхности палетт (для входной палетки наружную, а для выходной — внутреннюю поверхность), будет общим. Как тот, так и другой вид ходов применяют на практике. Для построения ходов следует исходить из диаметра и числа зубьев ходового колеса. Масштаб для построения — произвольный, однако рекомендуется брать его равным 10:1 или 20:1.

Нами рассмотрены основные положения для построения ходов, которые относятся как к ходам для маятниковых, так и к ходам для балансовых часов.

Построение хода Грагама

Построение равноплечего хода Грагама для длинных маятников представлено на рис. 44.

Данные для построения хода: число зубьев ходового колеса — 30, диаметр ходового колеса — 25 мм.

1. Проводим оси построения XOX' и YOY' и описываем из центра O окружность ходового колеса диаметром 25 мм.

2. Определяем угол обхвата по формулам (33) и (34).

Тогда:

$$n = \frac{30}{5} \pm \frac{1}{2}.$$

Принимая $n = 6,5$ зубьям, получаем:

$$\varepsilon = \frac{360 \cdot 6,5}{30} = 78^\circ.$$

Откладываем его поровну от оси YOY' , получаем линии Oh и Oh' , которые в пересечении с окружностью колеса дадут точки m и m' .

3. Находим центр качания якоря.

Для этого через точки m и m' проводим касательные — aC и $a'C$, которые в пересечении с осью YOY' дадут точку C , являющуюся осью вращения якоря. Радиусом Cm из центра качания якоря проводим среднюю палеттную окружность EE' , которая также пройдет через точку m' .

4. Определяем толщину палетт. Наибольшая толщина палетты может быть равна $\frac{1}{2}$ шага. Но при этом одновременно произойдет уход одного зуба колеса с одной палетты и падение другого зуба на другую палетту. Малейшая неточность в изготовлении колеса или якоря вызвала бы заклинивание хода. Поэтому толщину палетты берут меньше $\frac{1}{2}$ шага на величину угла падения, равную обычно $\frac{1}{8}$ шага ходового колеса.

Таким образом, толщина палетты будет равна $\frac{1}{2}$ шага минус $\frac{1}{8}$ шага, что даст $\frac{3}{8}$ шага.

При 30 зубьях колеса шаг будет равен $\frac{360}{30} = 12^\circ$, откуда на толщину палетты пойдет $\frac{3}{8}$ шага, т. е. $4\frac{1}{2}^\circ$, а на угол падения $1\frac{1}{2}^\circ$.

Так как ход Грагама обычно бывает равноплечий, то откладываем по половине толщины палетты — $2\frac{1}{4}^\circ$ по обе стороны от Oh и Oh' .

Для этого под углом $2\frac{1}{4}^\circ$ проводим линии Op , Op' и Op'' , которые пересекут окружность колеса в точках p , p' и p'' .

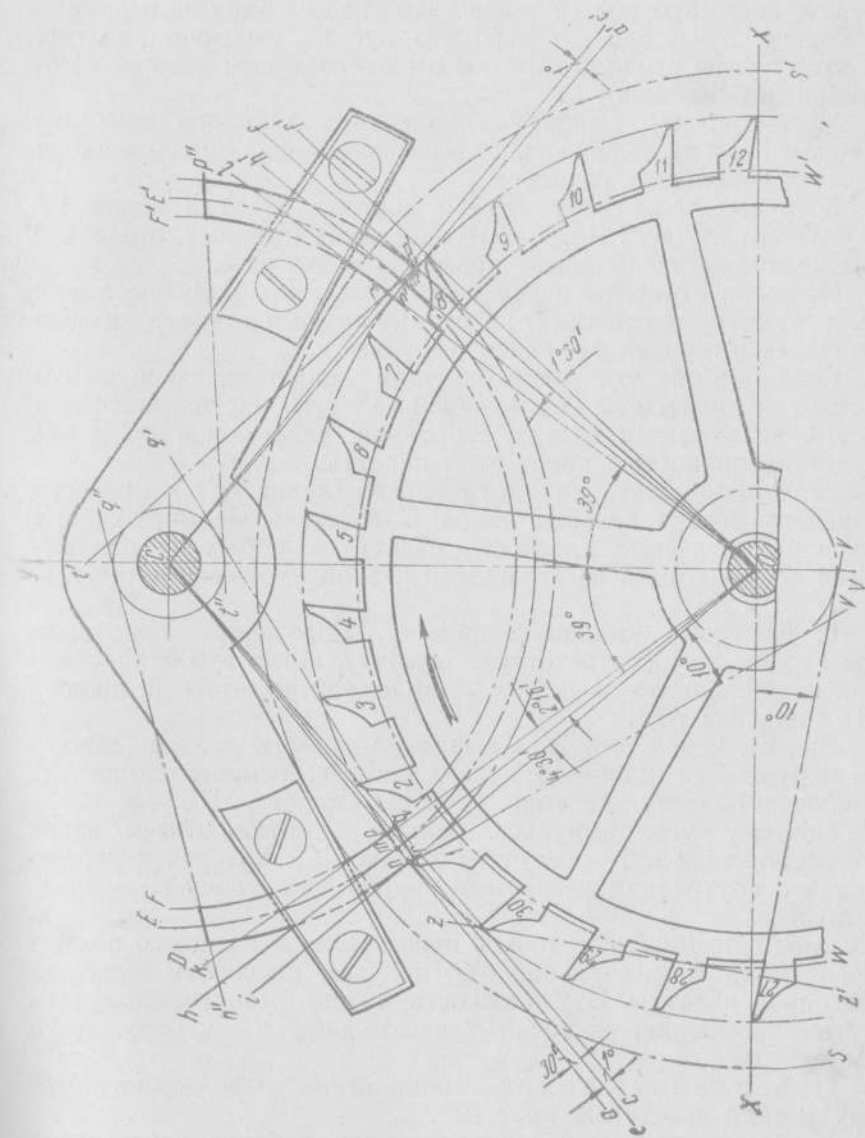


Рис. 44. Построение хода Грагама.

Через полученные точки из центра качания якоря проводим палеттные круги DD' и FF' .

5. Построим входную палетту. Обычно строят ход в положении, когда зуб колеса только что упал на одну из палетт — в данном случае зуб I только что лег на входную палетту. Поэтому углы входной палетты мы откладываем вниз от касательной aC из точки C .

Учитывая, что амплитуда колебания длинного маятника с ходом Грагама маленькая, то и связанный с ней подъем якоря берется небольших размеров.

В точных часах этот подъем состоит из угла покоя $1/2^\circ$ и угла импульса 1° . В менее точных часах (стенных, столовых) эти величины увеличивают примерно в два раза.

Отложив эти углы покоя и импульса, мы получим линии eC и cC , которые пересекут палеттные круги в точке r — начало импульса и в точке q — конец импульса.

Соединив обе эти точки, получим линию rq , дающую нам плоскость импульса входной палетты. Часть палеттного круга, заключенная между сторонами угла покоя aC и eC , будет поверхностью покоя этой палетты.

Если продолжить линию rq вправо (линия rq') и провести к ней из центра качания якоря C касательную окружность, то все импульсные плоскости палетт в любых их положениях должны быть касательными к этой окружности импульсов.

6. Построим выходную палетту. Положение, в котором мы строим ход, соответствует моменту, когда зуб 8 ходового колеса только что соскочил с выходной палетты и прошел угол падения fOf' .

Значит, конец импульса выходной палетты должен лежать на окружности ходового колеса (точнее, немного выше ее), а плоскость импульса выше этой окружности.

Поэтому угол импульса, равный 1° , откладываем вверх от касательной $a'C$ — получаем линию $c'C$, которая в пересечении с внутренним палеттным кругом даст точку r' — начало импульса.

Соединив точку r' с точкой пересечения p' внешнего палеттного круга и касательной $a'C$, получим плоскость импульса выходной палетты. Эту плоскость можно было бы получить путем проведения из точки p' касательной $p't'$ к окружности импульсов.

Поверхность покоя выходной палетты ограничивает внутренний палеттный круг FF' .

Чтобы в случае надобности можно было перевернуть палетты, на верхних концах их делают также плоскости импульса путем проведения касательных $t''p''$, $n''q''$ к окружности импульсов.

У выходной палетты эти касательные пересекутся, а у входной палетты не пересекутся.

7. Построим зуб колеса. Зуб колеса должен лежать на входной палетте только одной своей точкой — своим острием. Поэтому переднюю грань зуба, находящуюся у палетты, поднутряют. Угол поднутрения можно брать равным шагу колеса. На рисунке он равен 10° .

Для построения зубьев колеса мы делим окружность колеса на число шагов (зубьев) и начинаем откладывать их с точки n , где должен находиться зуб, упавший на входную палетту. Затем одну из полученных точек (зуба 27) соединим с центром колеса и от линии XX , из острия зуба, отложим линию поднутрения 10° , которая дает направление v передней грани зуба. Если провести окружность из точки O , касательную к этой линии, как это указано на рисунке, то передние грани всех зубьев можно строить как линии, касательные к этой окружности.

На конце зуба делается маленькая фаска, которую наклоняют к передней грани под углом 60° — 80° . Ширина фаски берется равной примерно $1/8$ — $1/4$ угла падения.

Задние грани зуба всегда делаются такими, чтобы палетта при входе в пространство между зубьями колеса не смогла бы задеть за зуб.

При нашем построении мы провели окружность SS' , на которой будут лежать центры дуг задних граней зубьев колеса. Прямая линия задней грани зуба будет параллельна передней грани предыдущего зуба.

Высоту зуба берут примерно равной $1/10$ диаметра колеса.

Окружность WW' является вспомогательной для проведения фаски зуба. На рисунке к этой окружности проведена касательная ZZ' , дающая направление фаске зуба 30 .

Построение остальных деталей хода не имеет ничего специфического, и строятся они на основании общих правил и пожеланий конструктора. Обод колеса не следует делать тонким. Число спиц рекомендуется брать 5—7.

При установке и регулировке ходов надо запомнить несколько основных правил:

1) изменение величины покоя на одной из палетт вызывает такое же изменение покоя на другой палетте;

2) неравенство величин импульсов на обеих палеттах влечет за собой неравенство покоев. Например, если импульс на входной палетте будет сделан больше чем на выходной, то покой на выходной палетте будет больше чем на входной;

3) неравенство углов падения на обеих палеттах является результатом неправильного положения оси вращения якоря. Если ось вращения якоря расположена ближе к центру колеса,

чем это полагается теоретически, то падение у входной палетты будет больше, а у выходной — меньше.

Наоборот, если ось вращения якоря расположена выше теоретического, то падение у входной палетты будет меньше, а у выходной — больше.

Построение крючкового хода

Крючковый ход может быть построен с различными якорями. Массивный стальной якорь применится у так называемого английского хода Клемента (рис. 45). У шварцвальдского хода якорь изготавливается из тонкой стальной пластинки в виде скобки (рис. 46).

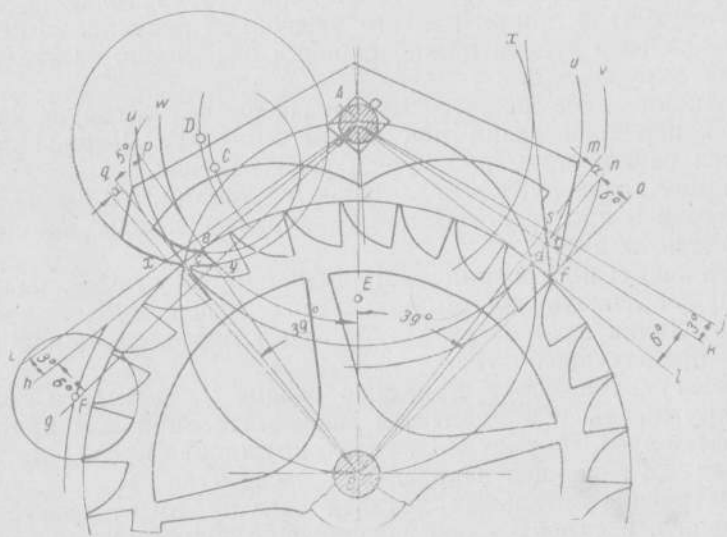


Рис. 45. Неравноплечий ход Клемента.

Оба хода строятся по совершенно одинаковому принципу.

Шварцвальдский ход очень прост в изготовлении и имеет большое применение. Поэтому мы разберем построение шварцвальдского хода — несвободного хода с отходом назад, имеющего неравноплечий якорь.

Данные для построения мы возьмем такие же, как у хода Грагама: ходовое колесо имеет 30 зубьев, диаметр колеса 25 мм.

1. Проводим оси построения XX и YY , окружность выступов ходового колеса KK из центра вращения O , радиусом 12,5 мм.

2. Определяем угол обхвата и откладываем его. Как и в ходе Грагама, якорь обхватит 6,5 зубьев, и угол обхвата будет равен 78° . Стороны его Oe и Oe' пересекут окружность колеса в точках n и t .

3. Определяем ось вращения якоря, проводя для этого в точках n и t касательные bC и $b'C$, которые пересекутся в точке C . Для проверки центра оси вращения якоря, расстояние OC делим пополам и из точки S , лежащей на оси YY , проводим окружность, которая должна пересечь точки O , n , C , t .

4. Определяем толщину палетты. Как и в ходе Грагама, мы возьмем $1\frac{1}{2}^\circ$ на падение и толщину кончика зуба. Тогда на толщину палетты останется $4\frac{1}{2}^\circ$.

Задаваясь построением неравноплечего хода, толщину палетты будем откладывать по одну сторону от стороны угла обхвата. Получим линии Oj и Oj' . Через точки пересечения этих линий с окружностью колеса и ранее полученные точки n и t проводим палеттные круги: внутренний hm , средний gg и внешний ii' .

5. Задаемся углами импульса и отхода назад. Обычно в таких ходах угол импульса берется $4-6^\circ$, угол отхода назад $3-6^\circ$.

Для входной палетты откладываем угол импульса 4° вниз от касательной, а угол отхода назад 3° — вверх от нее. Получаем линии aC и cC .

Для выходной палетты оба угла откладываются кверху. Получаем линию $c'C$, которая в пересечении с линией Oe' даст точку k , и линию $a'C$.

Так как в ходах с отходом назад выходная палетта обычно делается плоской, то ее построение сделать легко. Для этого соединяем точки k, i линией uv , которая в пересечении с линией $a'C$ даст точку l .

Линия lki будет рабочей плоскостью выходной палетты. Скошенная задняя часть палетты произвольная и может пойти по линии Oj' .

Из центра ходового колеса через точку l проводим линию Od' , которая образует с правой линией Oe' угол α .

Для построения входной палетты данного неравноплечего хода, мы откладываем этот угол α влево от линии Oe и получим линию Od , которая в пересечении с линией cC даст точку p — конец рабочей поверхности входной палетты.

Соединив точку p , точку n — начало импульса — и точку m полученную от пересечения внутреннего палеттного круга с линией aC , определяющей конец импульса, окружностью, мы получим всю рабочую поверхность входной палетты. Центр этой окружности, проходящей через вышеуказанные три точки, можно легко построить или подобрать. Он будет находиться в точке O' .

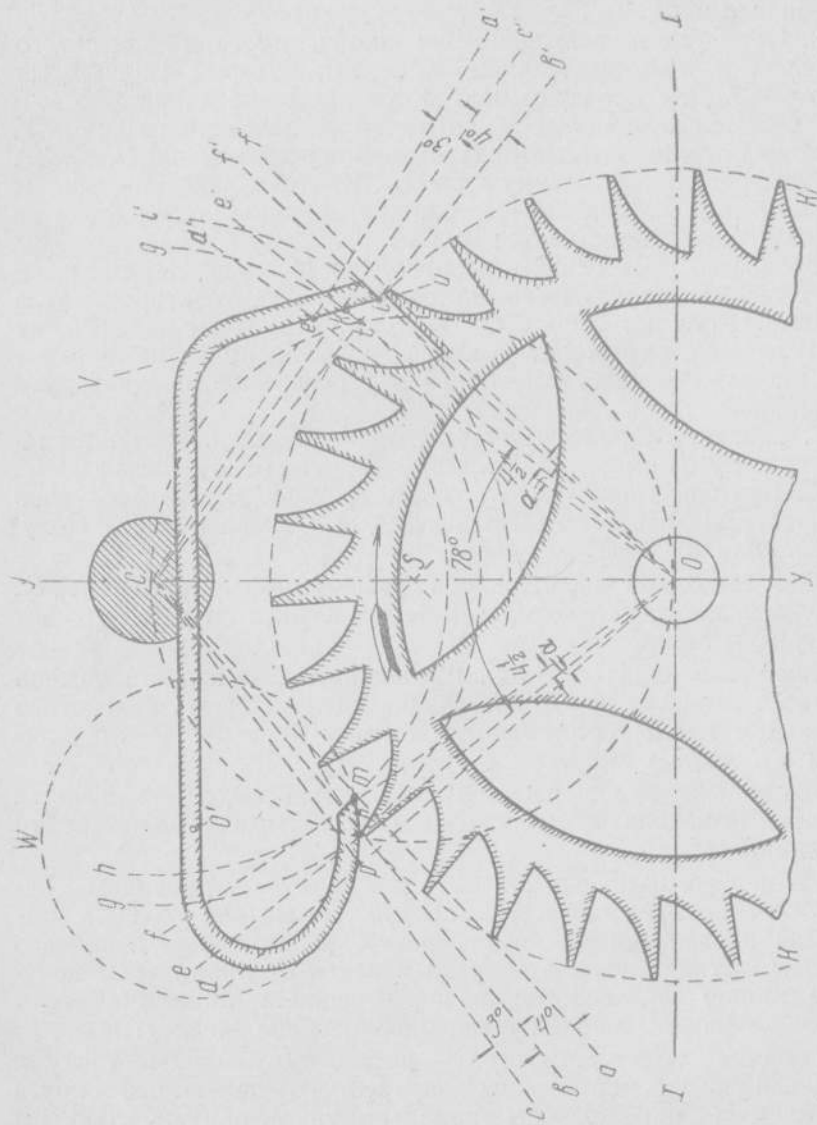


Рис. 46. Построение шварцвальдского хода.

Изогнутая скобка крепится к валу таким образом, чтобы центр качания ее остался в центре валика С.

6. Построим зуб колеса. Зуб колеса, работающий своим острием, имеет простую форму. Задняя сторона его — прямая, направленная к центру колеса по радиусу. Вершина зуба имеет маленькую фаску. Передняя сторона зуба строится произвольным радиусом так, чтобы он не мешал работать палеттам. Высота зуба равна $\frac{1}{10}$ диаметра колеса. Число спиц колеса обычно 4. Угол падения колеса на рисунке показан углом $f'Of''$, равным примерно $1\frac{1}{2}^\circ$.

Шварцвальдский ход, применяемый в ходках, изображенный на рис. 42, несколько отличается от нормального шварцвальдского хода, построение которого мы привели.

Обхват якоря, вне зависимости от числа зубьев ходового колеса (в нашем случае 45 зубьев), обычно берется равным $3\frac{1}{2}$ или $2\frac{1}{2}$ зубьям, а подъем якоря равен 12° .

Центр качания располагается выше теоретического. Для регулировки величины размаха маятника изгибают палетты якоря. Так, например, для увеличения размаха маятника выходную палетку подгибают во внутрь, а входную разгибают.

Неравноплечий ход Клемента, помещенный на рис. 45, имеет такое же построение. Но, в связи с более точным изготовлением якоря, величины углов нами указаны отличные от шварцвальдского хода, а именно: толщина палетты 5° ; угол импульса 6° ; угол отхода назад 3° .

Ход Клемента с массивным якорем можно применять в часах с длинным тяжелым маятником, имеющим небольшую амплитуду колебания.

ГЛАВА VII

БОЕВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Во многих часах имеется механизм, подающий сигналы в соответствии с показаниями стрелок. Эти сигналы подаются с помощью ударов молоточка о звучащую пружину или другими приспособлениями.

Механизм, подающий сигналы, носит название боевого механизма. Различают несколько типовых устройств боевого механизма.

1. Боевые механизмы автоматического действия, дающие удары каждый час, получас или четверть часа.

Такие механизмы встречаются в стенных и столовых часах.

2. Боевые механизмы полуавтоматического действия, производящие удары лишь после предварительного пуска механизма боя в действие нажатием кнопки, рычага и прочее.

Эти механизмы имеют применение в карманных часах, которые в этом случае называются часами с репетиром.

3. Боевые механизмы, дающие определенного вида сигнал в заранее установленное для него время. К таким механизмам можно отнести сигнальное устройство будильника.

Рассмотрим боевые механизмы стенных часов и сигнальное устройство будильника.

23. УСТРОЙСТВО И РАБОТА БОЕВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Схема устройства боевого механизма имеет сходство со схемой устройства часового механизма. Боевой механизм состоит из двигателя, колесной передачи и регулятора; вместо стрелочного механизма он имеет специальное сигнальное устройство.

Узел хода отсутствует, так как регулировку скорости вращения колес на небольшой отрезок времени их работы — во время боя часов — осуществляет регулятор боя, отличающийся по своей конструкции от регуляторов хода часового механизма

Боевой механизм в часах является механизмом самостоятельного действия, имеющим свой собственный источник силы. С часовым механизмом он связан лишь в части регулировки своевременного включения его в действие.

На рис. 47 показана схема колесной передачи боевого механизма со счетным кругом.

Двигатель имеет барабан, приводимый в действие заводной пружиной, который, вращаясь вместе с барабанным коле-

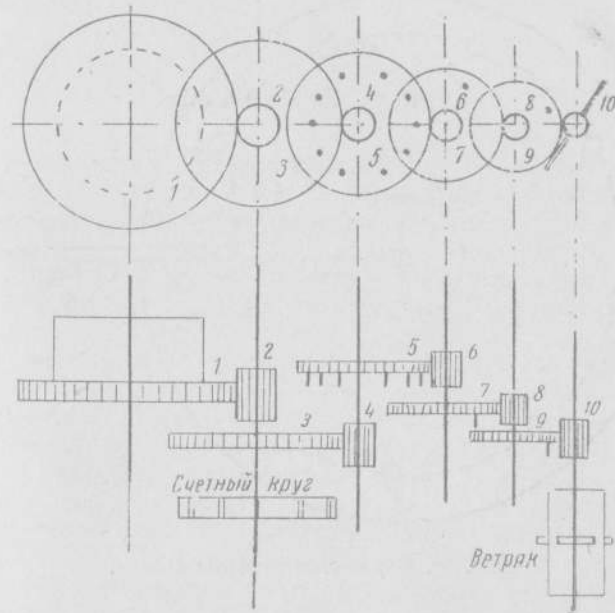


Рис. 47. Схема колесной передачи боевого механизма.

сом 1, передает движение трибу 2. На одной оси с трибом 2 насажены промежуточное (добавочное) колесо 3 и счетный круг, регулирующий число ударов боевого молоточка. Триб штифтового колеса 4 сидит на одной оси с штифтовым колесом 5, имеющим подъемные штифты. Триб 6 сидит на одной оси с замыкающим колесом 7, на ободе которого имеется замыкающий штифт. Колесо 7 передает движение трибу 8, сидящему на одной оси с повестковым колесом 9. На ободе колеса 9 также имеется штифт. Повестковое колесо передает движение трибу ветряка (ветрянки) 10.

На одной оси с трибом 10 сидит ветряк, регулирующий скорость вращения колес в течение действия боя своими

двумя лопастями-крыльями. При вращении ветряка крылья испытывают сопротивление воздуха, которое притормаживает быстрое вращение ветряка, сообщая ему и всей системе колес более или менее равномерное вращение с необходимой нам скоростью.

Штифтовое колесо 5 имеет обычно 9—10 штифтов, расположенных по окружности обода колеса на одинаковом расстоянии друг от друга.

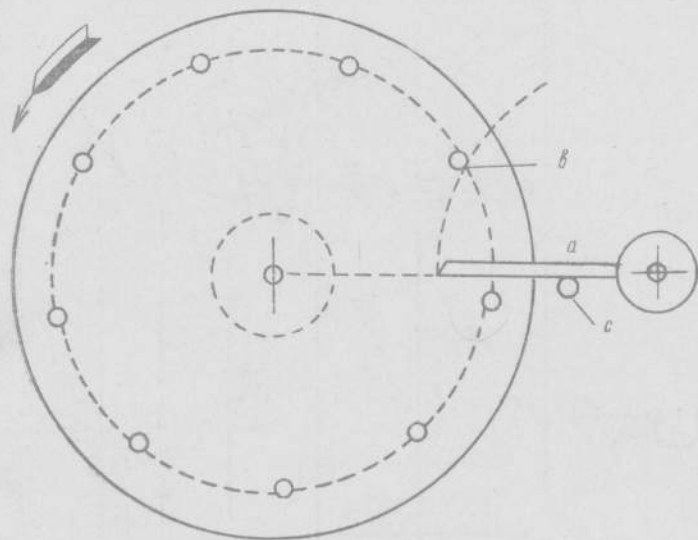


Рис. 48. Подъемные штифты колеса.

Подъемные штифты *b* (рис. 48) поднимают во время боя часов рычаг молотка *a*, к которому прикреплен боевой молоточек. Когда рычаг упадет с подъемного штифта, вместе с ним падает молоточек, который под действием своего веса или дополнительной пружинки произведет удар по боевой пружине, укрепленной в корпусе часов, или по колокольчику, отбивая часы.

В платине часов укреплен штифт *c*, который удерживает рычаг *a* в состоянии покоя и не позволяет ему опускаться ниже линии центров.

При рассмотрении работы боевого механизма разделим ее на несколько этапов.

1-й этап. Схема рычажной системы боевого механизма, представленная на рис. 49, соответствует моменту его полного замыкания (бездействия). Плечо 5 рычага замыкания *M* попало в выемку счетного круга *D*, который вращается во время боя

часов, а на кончик плеча 4 упал замыкающий штифт *b* колеса замыкания *C*. Вследствие этого весь колесный механизм оказался заторможенным. Рычаг отмыкания *K*, имеющий два плеча 1 и 2, находится в своем крайнем правом положении. В это время рычаг *a* (рис. 48) покоится на упорном штифте *c*, укрепленном в платине.

2-й этап. Один из штифтов минутника *A* подошел к плечу 1 рычага отмыкания и, немного подняв его, повернул рычаг влево. Тогда плечо 2, толкая плечо 3 рычага замыкания, также поворачивает его влево. При этом плечо 4 отойдет от штифта *b*,

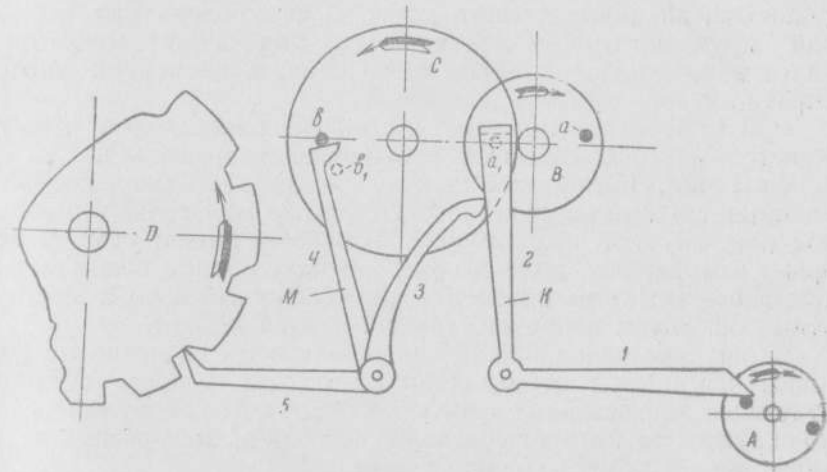


Рис. 49. Схема рычажной системы.

плечо 5 выйдет немного из счетного круга и колесная система освободится.

Колеса будут вращаться до тех пор, пока штифт *a* повесткового колеса *B* не упадет на рычаг отмыкания 2. Этот небольшой предварительный разбег всех колес соответствует так называемой повестке. За это время штифтовое колесо поворачивается всего на несколько зубьев, уводя замыкающий штифт *b* в положение, свободное от рычага замыкания.

На рисунке это положение обозначено пунктиром *b₁*, а для повесткового штифта — *a₁*.

За это же время подъемный штифт не должен успеть вплотную подойти к рычагу молоточка (рис. 48); между ними должно быть некоторое расстояние (зазор).

Обычно повестка производится за несколько минут до начала боя и слышна в виде щелканья и небольшого шума в часах.

С помощью повестки легче подготовить механизм к бою, начало которого будет точно совпадать с показаниями часов. Кроме того, без повестки колесная система начала бы вращаться сразу же при освобождении посредством штифта минутника и вращение продолжалось бы все время, пока этот штифт не кончил бы поднимать рычаг отмыкания. При этом количество ударов молоточка может не соответствовать показаниям часов.

3-й этап. По окончании повестки штифт минутного колеса *A* продолжает поднимать плечо *1* рычага отмыкания и отводить его влево, пока носик рычага *5* не выйдет окончательно из впадины счетного круга *D* на уровень его наружной окружности. К моменту начала боя штифт минутника уйдет из-под плеча *1* рычага отмыкания, и последний упадет обратно в свое крайнее положение.

При этом задерживаемое им повестковое колесо освобождается, и вся колесная система начинает вращаться.

4-й этап. Штифтовое колесо, сделав небольшой поворот, поднимает одним из своих штифтов рычаг молоточка и, пройдя под ним, опустит его, от чего произойдет один удар. В это время замыкающее колесо, совершив один оборот, своим штифтом вновь ляжет на конец плеча *4* рычага замыкания, замкнув этим бой. Затем вновь наступает 1-й этап работы.

Чтобы замыкания боя не происходило после каждого удара молоточка, а часы отбивали бы количество ударов, соответствующее показаниям стрелок, существует счетный круг, по окружности которого расположены выступы неравной величины, чередующиеся со впадинами.

Как было указано, за 3-й этап работы плечо *5* рычага замыкания встанет на уровень или несколько выше наружной окружности счетного круга.

За время первого удара счетный круг подойдет соответствующим выступом под носик рычага *5*, на который, после спадания рычага отмыкания, упадет плечо *5*. Тем самым рычаг *5* задержит плечо *4* в левом положении и даст возможность замыкающему и штифтовому колесам свободно вращаться и произвести необходимое количество ударов. Это будет продолжаться до тех пор, пока носик плеча *5* не попадет во впадину счетного круга, а рычаг замыкания упадет вправо, подставив свое плечо *4* под замыкающий штифт, и остановит действие механизма.

При бое полчаса выступ не подойдет под носик плеча *5*, а останется впадина, куда плечо *5* западает сразу же после спадания рычага отмыкания со штифта минутника.

На рис. 50 изображен механизм боя со счетным кругом. С принципом работы его мы ознакомились выше, но он имеет несколько другую конфигурацию рычагов. У минутника вместо

двух штифтов поставлена подъемная шайба *E* с двумя пальцами, а у замыкающего колеса вместо штифта также поставлена шайба *d* с вырезом для западания носика *p* рычага замыкания.

В этой схеме штифт *a* повесткового колеса при повестке падает на плечо *2* рычага отмыкания, а при остановке механизма — на носик *n* плеча *4* рычага замыкания.

После окончания боя носик *p* плеча *4* западает в выемку замыкающей шайбы *d*.

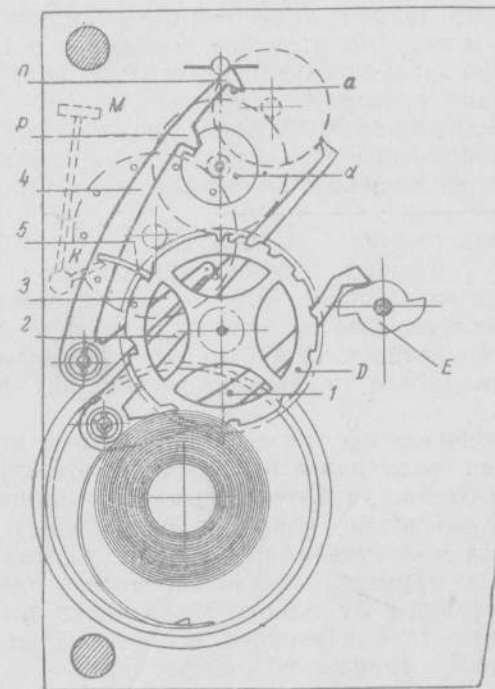


Рис. 50. Боевой механизм со счетным кругом.

Молоточек *M*, как показано на рисунке, при подъеме рычага *K* подъемными штифтами штифтового колеса будет падать влево. На самом же деле он при подъеме будет подниматься, а падает вниз он при ударе, под действием своего собственного веса и влияния нажимающей на него пружины.

Для правильного функционирования боя со счетным кругом необходимо выполнить следующие условия при его установке:

1) положение счетного круга должно строго соответствовать положению стрелок;

2) после окончания боя, когда рычаг молоточка упадет с подъемного штифта штифтового колеса, штифт замыкающего колеса *b* должен как можно скорее лечь на рычаг замыкания.

Для этой цели замыкающее колесо ставит таким образом, чтобы после удара оно повернулось на 3—4 зуба и его штифт упал на рычаг замыкания. Это требуется для того, чтобы во время его поворота и следующей повестки другой подъемный штифт не произвел подъема рычага молоточка для следующего удара. Подъемный штифт должен иметь достаточный разбег для подхода к рычагу молоточка и подъема его при наличии полной силы заводной пружины, которая у него будет лишь после нормального разворота всех колес.

При несоблюдении этого условия может получиться, что подъемный штифт сразу же при включении механизма, имея на себе рычаг молоточка, не сможет с места, без разбега, приподнять его;

3) повестковое колесо должно за время повестки сделать минимум $\frac{1}{2}$ оборота, прежде чем штифт его упадет на плечо 2 рычага отмыкания. За это время замыкающее колесо должно повернуться на такую величину, чтобы замыкающий штифт удался свободно от рычага замыкания до окончания подъема его (положение *b*, на рис. 49) и больше его не касался.

Для этой цели штифт повесткового колеса после окончания боя должен находиться на противоположной стороне на $\frac{1}{2}$ — $\frac{3}{4}$ оборота от хвоста плеча 2 рычага отмыкания, на который он падает во время повестки (положение *a* на рис. 49).

Длина рычага молоточка *a* (рис. 48) не должна быть слишком большой; ее примерно можно определить таким образом: при повороте рычага от одного подъемного штифта он не должен доходить до следующего штифта на величину, равную $\frac{1}{6}$ части расстояния между штифтами.

Подъем рычага молоточка должен начаться на линии, соединяющей центры оси молоточка и штифтового колеса. Для обеспечения этого положения в платину вставляют упорный штифт *c*, на который падает рычаг молоточка после удара.

Этим мы создаем наиболее благоприятные условия для подъема молоточка.

В случае неверного боя, когда он не соответствует показаниям стрелок часов, исправить его можно двумя способами:

1-й способ. Отвести рычажную систему в сторону, поднимая вручную рычаг отмыкания без поворота минутника, пока бой часов не будет соответствовать показаниям стрелок.

2-й способ. Переводить минутную стрелку вперед на цифру 12, или 6 (не доводя ее до них на 2—3 минуты), а затем тот-

час же отвести ее обратно на 10—15 мин. Продолжать это делать до тех пор, пока не наступит совпадения боя с показаниями стрелок.

Боевой механизм со счетным кругом приходит в движение каждые час и полчаса.

Рассмотренный вид боевого механизма применяется, главным образом, в маятниковых часах с пружинным заводом.

У боевого механизма со счетным кругом имеется большой недостаток, который заключается в том, что у него часто сбивается взаимодействие колес, от чего получается неправильный бой.

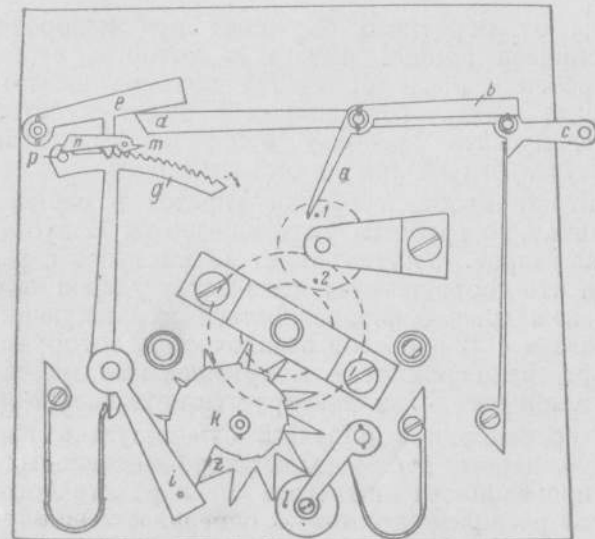


Рис. 51. Боевой механизм с гребенкой.

Более совершенной системой боевого механизма является боевой механизм с гребенкой, представленный на рис. 51.

Колесная передача у него такая же, как у механизма со счетным кругом (лишь рычажная система у него несколько иная: вместо счетного круга имеется гребенка с улиткой).

Штифты 1 и 2 передаточного колеса (рис. 51) поднимают каждые полчаса плечо *a* подъемного рычага *b*, укрепленного на рычаге отмыкания *cd*. При этом последний своим концом *d* будет поднимать рычаг замыкания *e*, конец которого выйдет из зубьев гребенки *g*, после чего она под действием пружинки *x* будет поворачиваться влево, пока штифт хвоста ее *i* не упрется в выступ улитки *K*. Гребенка представляет собой зубчатый сектор с косыми зубьями, как у храповика, а улитка *K* — ступенчатую шайбу с уступами.

На оси замыкающего колеса сидит крыло *л*, имеющее один зуб *т*.

В положении, указанном на рис. 51, крыло *л* лежит на упорном штифте гребенки *р* и препятствует, таким образом, вращению колес механизма, как бы запирая их.

Когда гребенка вместе со своим упорным штифтом уйдет влево, крыло начнет вращаться и при каждом обороте повернет своим зубом *т* гребенку вправо на один зуб. Это будет продолжаться до тех пор, пока крыло не передвинет последний зуб гребенки и вновь упадет на ее упорный штифт.

Каждому повороту гребенки на один зуб соответствует один удар.

Гребенка от обратного движения при поворотах зубом крыла защищена концом рычага *е*, который вновь входит в зубья гребенки после окончания подъема рычага *а* штифтом *1*. Тогда конец этого рычага *е* будет действовать как собачка: не пускать гребенку поворачиваться назад влево и пропускать зубья ее при движении вправо.

Если штифт хвоста гребенки упрется в самый глубокий выступ улитки, то гребенка упадет влево на 12 зубьев, и часы сделают 12 ударов. Улитка имеет 12 выступов с различными глубинами, что соответствует количеству ударов часов. Чтобы она могла каждый час поворачиваться на следующий выступ, улитка связана с 12-зубьевой звездочкой *з*, которую поворачивает штифт, находящийся в минутнике, каждый час на один зуб. Положение звездочки фиксируется пружинящим роликом *1*.

Чтобы гребенка при получении отодвинулась влево лишь на один зуб, первый зуб ее делают короче остальных, а подъем рычагов производится штифтом *2* передаточного колеса. Штифт этот расположен ближе к центру, чем штифт *1*, и приподнимает рычаги на незначительную величину, чтобы только конец рычага *е* перешел через короткий зуб, и гребенка повернулась, таким образом, лишь на один зуб.

Здесь, как и в механизме со счетным кругом, имеется повестка.

Основные правила установки этого вида боя такие же, как и для предыдущего, с той лишь разницей, что здесь надо следить за тем, чтобы крыло *л* упало на упорный штифт гребенки сразу же после удара молоточка, а для этого необходимо, чтобы после удара замыкающее колесо повернулось не больше чем на 3—4 зуба.

В боевом механизме с гребенкой всегда легко установить правильность боя. Для этого часовую стрелку передвигают на тот же час, который отбивают в настоящее время часы, а затем обе стрелки постепенно ставят в соответствие с точным временем.

Иногда боевой механизм с гребенкой называют также часами с ренетиром, так как мы можем вызвать в нем бой, соответствующий показаниям часов в любое время. Для этого у подъемного рычага *с* имеется ручка с отверстием, в котором закрепляется шнурок. Потянув вниз за шнурок, мы поднимаем рычажную систему, освобождаем колеса и гребенку и производим, таким образом, бой. Этот же самый бой повторится затем в свое время автоматически.

Несколько слов о ветряке. Крылья его должны сидеть на оси плотно, чтобы они могли вращаться заодно с ней. Но так как ветряк делает большое число оборотов, то при мгновенном останове действия боя тонкие зубья триба ветряка могут от удара сломаться. Поэтому ветряк обычно крепят на оси при помощи специальных пружинок. Это дает возможность крыльям его, при мгновенном останове механизма, по инерции повернуться на своей оси.

Регулировку скорости вращения колес боевого механизма, а значит, и быстроту боя, производят либо путем подбора размеров крыльев ветряка (при чем оба крыла ветряка должны быть совершенно одинаковы), либо изменением глубины зацепления повесткового колеса с трибом ветряка.

Глубокое зацепление уменьшает скорость вращения ветряка — бой проходит медленнее и, наоборот, с уменьшением глубины зацепления мы ускоряем бой. Изменение глубины зацепления достигается при помощи эксцентричной втулки, в которой вращается одна из цапф триба ветряка. Механизм боя с гребенкой применяется в лучших сортах часов.

Механизм боя будильника

Механизм боя будильника является самостоятельным механизмом и имеет в качестве двигателя заводную пружину боя, которая по своим размерам меньше заводной пружины хода.

Колесная система боя будильника 2-го Государственного часового завода состоит из: барабанного (физейного) колеса, имеющего 36 зубьев, триба боевого колеса — 6 зубьев, колеса боя (скобочного), имеющего 20 зубьев, и сигнального колеса с 40 зубьями.

Завод механизма боя осуществляется специальным ключом, вращением оси физейного колеса боя, на которую закручивается пружина боя. Принцип действия двигателя такой же, как и у неподвижного барабана, с той лишь разницей, что барабан отсутствует и пружина крепится своим наружным концом к колонке платины.

Боевой механизм (рис. 52) работает от заводной пружины *12*, внутренний конец которой укреплен на крючке оси физейного колеса боя.

Движение от физейного (барабанного) колеса 1 передается трибу 2 боевого колеса.

На одной оси с трибом сидит боевое колесо 3, которое приходит в соприкосновение с якорем-скобкой 4.

Скобка закреплена на валике и имеет форму крючкового якоря шварцвальдского хода. К валику скобки крепится рычаг молоточка боя, имеющий короткий стержень 14, на который действует защелка 11, и длинный стержень 5 с молоточком боя.

Чтобы механизм работал, необходимо при помощи кнопки стрелки боя 13 установить время для боя, после чего от-

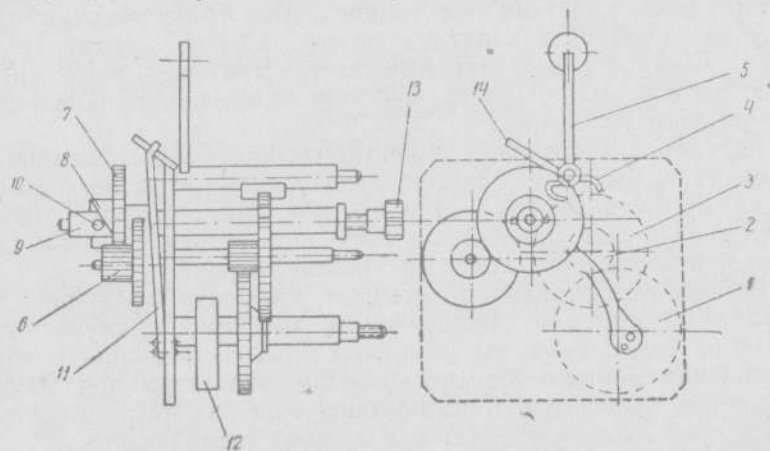


Рис. 52. Механизм боя будильника.

вести рычаг пуска и остановки боя от длинного стержня с молоточком 5 и, таким образом, освободить его для боя.

Боевой механизм приходит в движение благодаря действию сигнального колеса 7, расположенного под циферблатом и получающего движение от триба вексельного колеса 6. Сигнальное колесо, так же как и часовое колесо стрелочного механизма, получая движение от вексельного триба, совершает один оборот за 12 часов.

На валике 9 сигнального колеса закреплен штифт 10, который скользит по специальной муфточке 8 с канавкой. Муфточка и сигнальное колесо свободно сидят на валике и поджимаются к штифту пружинной защелкой 11. Один конец защелки прикреплен к платине механизма, а другой загнутый конец ее задерживает короткий стержень 14 рычага молоточка.

Когда штифт сигнального колеса попадет в канавку муфточки, то под действием пружинной защелки сигнальное колесо немного отойдет, а защелка своим загнутым концом

освободит короткий стержень рычага молоточка боя, после чего последний начнет работать.

Длинный стержень, несущий молоточек, начнет колебаться благодаря проскакиванию зубьев колеса боя по скобке боя. Молоточек будет ударять по колокольчику.

Момент начала боя должен соответствовать показаниям часов.

Стрелка боя будильника должна переводиться в сторону, указанную на циферблате.

Замеченные неисправности механизма следует устранить своевременно. Ниже приводим перечень наиболее часто встречающихся неисправностей:

1. Несовпадение начала боя с показанием стрелок часов;
2. Стержень молоточка боя задевает корпус часов или близко подходит к колокольчику;
3. Ослабление пружинки сигнального валика, что влечет за собой поворот валика;
4. Штифт сигнального валика изогнут или неплотно насажен;
5. Погнуты зубья колес или концы скобки.

Все эти недостатки легко обнаружить и исправить, если вынуть механизм из корпуса и тщательно его исследовать.

24. РАСЧЕТ ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ КОЛЕСНОЙ СИСТЕМЫ БОЕВОГО МЕХАНИЗМА

При расчете передачи часового механизма мы исходим из наличия определенных (постоянных) величин, свойственных данному механизму. Так и при расчете передачи боевого механизма мы должны исходить из постоянных данных, свойственных работе механизма боя.

Произведем расчеты чисел зубьев колесной системы боевого механизма со счетным кругом, схема которого приведена на рис. 47.

1. Продолжительность действия боевого механизма должна быть больше, чем механизм хода, чтобы бой действовал в течение всего времени хода часов.

Таким образом, расчет между осями барабана и промежуточного колеса производится из расчета продолжительности хода часов.

Если завод хода часов восьмидневный, то промежуточное колесо вместе с трибом и счетным кругом, делающие один оборот за 12 часов, должны сделать в сутки 2 оборота, а за восемь — 16 оборотов. Заводная пружина боя должна дать барабану 4 оборота, тогда передаточное отношение между барабанным колесом и трибом промежуточного колеса будет $16:4=4$.

Обычно это передаточное отношение i_1 берут от 6 до 8 с таким расчетом, чтобы получить большую длительность действия боя и подходящие числа зубьев барабанного колеса и триба промежуточного колеса.

Если i_1 — передаточное отношение,
 $z_{\text{бар. кол.}}$ — число зубьев барабанного колеса,
 $z_{\text{пр. тр.}}$ — число зубьев промежуточного триба,

то

$$i_1 = \frac{z_{\text{бар. кол.}}}{z_{\text{пр. тр.}}} = 6 \text{ до } 8 \dots \dots \dots (35)$$

Числа зубьев барабанного колеса и триба промежуточного колеса боевого механизма чаще всего соответствуют числам зубьев и размерам барабанного колеса и триба добавочного колеса механизма хода.

2. Одной из постоянных величин, учитываемых при расчете боя, является количество ударов в течение суток или за один оборот часового колеса (за 12 часов).

Подсчитывая количество часовых и получасовых ударов за 12 часов хода часового механизма, мы получим: часовых ударов: $1 + 2 + 3 + 4 + 5 + 6 + 7 + 8 + 9 + 10 + 11 + 12 = 78$, получасовых ударов $1 + 1 + 1 + 1 \dots \dots \dots + 1 = 12$, а всего за 12 часов молоточек должен сделать 90 ударов.

3. Задаемся числом подъемных штифтов штифтового колеса, которое большей частью равно 10.

4. Известно, что промежуточное колесо, на оси которого сидит счетный круг, должно делать 1 оборот за 12 часов. Следовательно, мы можем определить передаточное отношение между промежуточным колесом и штифтовым трибом. Так как за один оборот промежуточного колеса должно произойти 90 ударов, а штифтовое колесо имеет 10 подъемных штифтов, то, очевидно, за один оборот промежуточного колеса штифтовое колесо должно сделать 9 оборотов.

Если обозначим:

i_2 — передаточное отношение между промежуточным колесом и штифтовым трибом,

$z_{\text{пр. кол.}}$ — число зубьев промежуточного колеса,

$z_{\text{шт. тр.}}$ — число зубьев штифтового триба, то можно написать, что

$$i_2 = \frac{z_{\text{пр. кол.}}}{z_{\text{шт. тр.}}} = 9 \dots \dots \dots (36)$$

Задаваясь числом зубьев триба штифтового колеса — 8, мы получаем число зубьев промежуточного колеса 72, так как

$$z_{\text{пр. кол.}} = i_2 z_{\text{шт. тр.}}$$

Подставляя числовые значения, получаем: $z_{\text{пр. кол.}} = 9 \times 8 = 72$ зубьям.

5. За время каждого удара молоточка, замыкающее колесо должно сделать один оборот. Значит, за время десяти ударов, когда штифтовое колесо сделает 1 оборот, замыкающее должно сделать 10 оборотов.

Отсюда передаточное отношение между этой парой колес равно 10.

$$i_3 = \frac{z_{\text{шт. кол.}}}{z_{\text{зам. тр.}}} = 10, \dots \dots \dots (37)$$

где i_3 — передаточное отношение между штифтовым колесом и замыкающим трибом,

$z_{\text{шт. кол.}}$ — число зубьев штифтового колеса,

$z_{\text{зам. тр.}}$ — число зубьев замыкающего триба.

Если принять число зубьев триба равным 7, т. е.

$$z_{\text{зам. тр.}} = 7,$$

то число зубьев штифтового колеса

$$z_{\text{шт. кол.}} = i_3 \cdot z_{\text{зам. тр.}}$$

или

$$z_{\text{шт. кол.}} = 10 \times 7 = 70 \text{ зубьям.}$$

6. Штифт повесткового колеса, заранее установленный правильно, должен после каждого удара встать на свое место, в полном соответствии с положением штифта замыкающего колеса.

Для этого он должен делать целое число оборотов по сравнению с замыкающим колесом.

Это передаточное отношение обычно берут равным от 8 до 11, тогда выражение для передаточного отношения между замыкающим колесом и повестковым трибом примет вид:

$$i_4 = \frac{z_{\text{зам. кол.}}}{z_{\text{пов. тр.}}} = 8 \text{ до } 11 \dots \dots \dots (38)$$

7. Передаточное отношение от повесткового колеса к трибу ветряка также берут обычно равным от 8 до 11, для того, чтобы ветряк вращался в 80—120 раз быстрее замыкающего колеса, тогда

$$i_5 = \frac{z_{\text{пов. кол.}}}{z_{\text{тр. ветр.}}} = 8 \text{ до } 11 \dots \dots \dots (39)$$

Задаваясь числом зубьев триба повесткового колеса и триба ветряка, получаем числа зубьев замыкающего и повесткового колес.

Произведем на примере анализ расчета чисел зубьев колес механизма боя стенных французских часов для освоения изложенного выше принципа расчета.

У боевого механизма французских часов имеются следующие числа зубьев колес и трибов.

Дано:

1. Барабанное колесо . . 88 зубьев
2. Промежуточный триб . 12 зубьев
3. Промежуточное колесо 72 зуба
4. Штифтовый триб . . 8 зубьев
5. Штифтовое колесо . . 70 зубьев
- Количество подъемных штифтов 10
6. Замыкающий триб . . 7 зубьев
7. Замыкающее колесо . 77 зубьев
8. Повестковый триб . . 7 зубьев
9. Повестковое колесо . . 66 зубьев
10. Триб ветряка 6 зубьев

Анализ

$$i_1 = \frac{88}{12} = 7\frac{1}{3}$$

$$i_2 = \frac{72}{8} = 9$$

$$i_3 = \frac{70}{7} = 10$$

$$i_4 = \frac{77}{7} = 11$$

$$i_5 = \frac{66}{6} = 11$$

Из анализа, расположенного рядом с данными примера, видно, что все передаточные отношения между соответствующими парами колес совпадают с теми, которые мы рассматривали в расчете.

Приведем пример расчета чисел зубьев колес боевого механизма типа американских часов:

Дано:

1. Барабанное колесо . . 66 зубьев
2. Промежуточный триб . 10 зубьев
3. Промежуточное колесо 63 зуба
4. Штифтовый триб . . . 7 зубьев
5. Штифтовое колесо . . 60 зубьев
- Количество штифтов . 10
6. Замыкающий триб . . 6 зубьев
7. Замыкающее колесо . 48 зубьев
8. Повестковый триб . . 6 зубьев
9. Повестковое колесо . . 63 зуба
10. Триб ветряка 7 зубьев

Анализ

$$i_1 = \frac{66}{10} = 6,6$$

$$i_2 = \frac{63}{7} = 9$$

$$i_3 = \frac{60}{6} = 10$$

$$i_4 = \frac{48}{6} = 8$$

$$i_5 = \frac{63}{7} = 9$$

Таковы принципы расчета чисел зубьев колес боевого механизма со счетным кругом.

При расчете чисел зубьев колес механизма боя с гребенкой принцип расчета остается тот же, только здесь промежуточное колесо, не имеющее на своей оси счетного круга, не обязательно должно делать один оборот за 12 часов, и поэтому передаточ-

ное отношение между ним и штифтовым трибом не обязательно должно быть равно девяти.

Подбор чисел зубьев колес и трибов, встречающихся в боевых механизмах, можно произвести по табл. 14

Таблица 14

Числа зубьев колес и трибов боевого механизма

Числа зубьев колес					Числа зубьев трибов				
барабанное	промежуточное	штифтовое	замыкающее	повестковое	промежуточный	штифтовый	замыкающий	повестковый	ветряка
66	63	60	48	56	9	7	6	6	7
70	51	54	54	76	12	6	6	7	7
70	72	70	48	66	12	8	7	6	7
80	72	70	63	56	12	8	7	7	7
80	72	70	63	72	12	8	7	7	8
84	50	54	62	64	12	6	9	7	7
84	72	70	63	72	14	8	7	7	8
84	72	70	77	70	14	8	7	7	7
84	72	72	70	70	12	8	8	7	7
88	72	70	77	66	12	8	7	7	6

ГЛАВА VIII

БАЛАНС И СПИРАЛЬ

25. БАЛАНС — СПИРАЛЬ — РЕГУЛЯТОР ЧАСОВОГО МЕХАНИЗМА

Из рассмотренного выше мы видели, что регулятор-маятник представляет собой тело, совершающее колебательное движение благодаря действию силы тяжести.

Применение маятника как регулятора движения в часах, подвергающихся постоянному перемещению, невозможно, так как единственное положение, при котором маятник может нормально совершать свои колебания — это строго отвесное, вертикальное его положение.

Поэтому в переносных часах в качестве регулятора применяют баланс, колебательное движение которого поддерживается сжатием или растяжением укрепленной на его оси спирали (волоска).

Под балансом понимают уравновешенный маятник, представляющий собой маховичок *a* в виде кольца со спицами (рис. 53), масса (вес) которого сосредоточена, главным образом, в его ободе.

Это кольцо сидит на оси и имеет возможность вместе с ней совершать колебательное движение. Центр тяжести баланса совпадает с осью его вращения, и поэтому в любом положении часов баланс должен находиться в равновесии.

Действующей силой баланса служит плоская спиральная пружина (волосок), изображенная на рис. 57. Один конец спирали укреплен в муфточке *m*, насаживаемой на ось баланса, а другой — крепится неподвижно при помощи колонки *K* к мосту баланса.

Если систему баланса со спиралью вывести из равновесия, повернув баланс на некоторый угол вокруг своей оси, то, предоставленный самому себе, он начнет совершать колебательное движение.

Колебания баланса будут совершаться благодаря действию силы упругости спирали, которая получается в резуль-

тате закручивания ее. Баланс, выведенный из положения равновесия, приводит спираль в напряженное состояние, которое в дальнейшем возвращает баланс в первоначальное состояние равновесия.

Но под влиянием инерции баланс перейдет в положение равновесия и вновь начнет приводить спираль в напряженное состояние, пока сила ее упругости не вернет баланс обратно, и действие повторится сначала.

Если бы энергия, сообщенная балансу спиралью, во время его колебания к положению равновесия (спуска) цели-

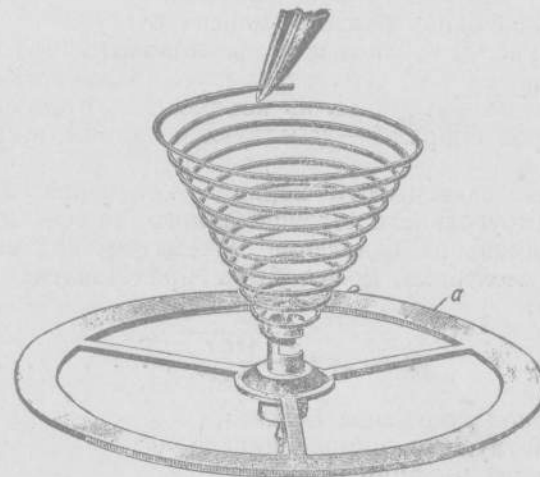


Рис. 53. Баланс и спираль.

ком отдавалась балансом обратно спирали при его колебании по инерции от положения равновесия (при подъеме), то эти колебания совершались бы бесконечно долго.

Однако вследствие потерь на трение и других причин, баланс не возвращает спирали всю ту энергию, которую он от нее получает, и колебания баланса постепенно начинают затухать.

Для поддержания их на определенном и постоянном уровне, балансу сообщается систематически через ход сила-импульс.

Возможность применения баланса со спиралью как регулятора часового механизма основана на том, что теоретически время колебания данной пары баланса и спирали является для них величиной постоянной, не зависящей от угла закручивания спирали, т. е. период колебаний баланса не зависит от амплитуды.

Таким образом, колебания баланса, в отличие от маятника, являются *изохронными*. Но это в полной мере действительно лишь тогда, когда на ось баланса не действуют никакие другие силы, кроме силы упругости спирали, вращающей ось вместе с балансом.

Практически в часовом механизме, как мы увидим дальше, это условие полностью выполнить невозможно.

На период колебания баланса влияют размеры баланса и спирали. Теория колебания баланса установила определенную зависимость периода колебания от размеров баланса и спирали и упругих свойств спирали.

Период колебания баланса зависит от:

- 1) веса (массы) баланса и от расположения этой массы от центра вращения его, т. е. от радиуса (диаметра) баланса;
- 2) упругости материала, из которого изготовлена спираль;
- 3) размеров спирали — действующей длины, ширины и толщины ее.

Указанная зависимость периода колебания баланса для спирали прямоугольного сечения (такого же сечения, как и заводная пружина), на основании математических выводов теоретической механики, может быть представлена следующим выражением:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{12LI}{E h e^3}}, \dots \dots \dots (40)$$

- где T — период колебания баланса,
 L — действующая длина спирали,
 I — момент инерции баланса,
 E — модуль упругости материала спирали,
 h — ширина спирали,
 e — толщина спирали.

Момент инерции I может быть определен как вес баланса P , деленный на ускорение силы тяжести g и умноженный на квадрат радиуса инерции r^2 .

Пример 43. Найти момент инерции баланса, у которого вес $P = 0,5$ г, радиус инерции $r = 8,0$ мм.

Момент инерции

$$I = \frac{P}{g} \cdot r^2.$$

Подставляя числовые значения, получаем:

$$I = \frac{0,5 \cdot 8^2}{9810} = 0,0032.$$

Длину спирали практически можно определить приближенной формулой:

$$L = \pi(r_1 + r_2) n, \dots \dots \dots (41)$$

- где r_1 — радиус наибольшего витка спирали,
 r_2 — радиус наименьшего витка спирали,
 n — число витков,
 $\pi = 3,14 \dots \dots$

Из формулы (40) мы видим, что период колебания баланса не зависит от амплитуды и, следовательно, теоретически при любых амплитудах колебания баланса *изохронны*.

Можно сделать также и следующие практические выводы:

1. Чем больше вес баланса, тем больше период колебания. С увеличением веса баланса часы будут отставать.
2. С увеличением диаметра баланса увеличивается и период колебания. Если приблизить массу (вес) баланса к оси вращения, то период уменьшится, и ход часов будет ускоренным.
3. Увеличение действующей длины спирали вызовет увеличение периода колебаний баланса, т. е. уменьшит число колебаний за определенный отрезок времени, и часы будут отставать.

4. Применение спирали, изготовленной из более упругого (жесткого) материала, вызовет уменьшение периода колебания — часы будут уходить вперед.

5. Чем шире и толще спираль, тем меньше период колебания баланса, что вызовет ускорение хода часов — часы будут торопиться. При этом толщина пружины влияет значительно больше, чем ширина ее, так как она входит в формулу в третьей степени.

Можно написать ряд математических выводов зависимости периода колебания баланса от перечисленных элементов баланса и спирали.

Приведем только одно соотношение, имеющее наибольшее практическое применение.

- Если T_1 — период колебания баланса, при длине спирали L_1 ,
 L_1 — действующая длина спирали,
 T_2 — период колебания баланса, при длине спирали L_2 ,
 L_2 — действующая длина спирали,

тогда

$$\frac{T_1}{T_2} = \sqrt{\frac{L_1}{L_2}}, \dots \dots \dots (42)$$

откуда

$$L_2 = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^2 \cdot L_1 \dots \dots \dots (43)$$

Пример 44. Часы со спиралью, состоящей из 11 витков, наибольшим диаметром витка 10 мм и наименьшим диаметром витка спирали 5 мм, за сутки отстают на 5 минут.

Требуется определить, на какую величину и в какую сторону надо изменить длину спирали, чтобы ликвидировать отставание часов.

Решение. Определим действующую длину спирали по формуле (41) $L = \pi(r_1 + r_2)n$

Подставляя числовые значения, получаем:

$$L = 3,14(5 + 2,5) \times 11 = 259 \text{ мм.}$$

Эта длина спирали дает отставание часов на 5 мин. в сутки.

Если бы часы не отставали, они показали бы за сутки 1440 мин.

При имеющейся спирали часы отстают за сутки на 5 мин., т. е. покажут за истинные сутки 1445 мин.

Для определения длины спирали, обеспечивающей нормальный ход часов, воспользуемся формулой (43) и, подставив в нее числовые значения, получим:

$$L_2 = \left[\frac{1440}{1445} \right]^2 \cdot 259 = 257,2 \text{ мм.}$$

Таким образом, длину спирали нужно укоротить на

$$L_1 - L_2 = 259 - 257,2 = 1,8 \text{ мм.}$$

26. ПОДБОР БАЛАНСА И СПИРАЛИ

Размеры баланса и спирали должны быть взаимно подобраны таким образом, чтобы в результате они в единицу времени давали необходимое нам число колебаний баланса.

Однако в целях получения больших возможностей для хорошей регулировки хода часов и сохранения изохронизма, необходимо при подборе размеров этих деталей иметь в виду следующие соображения:

Регулирующая сила баланса заключается в возможно большем диаметре его окружности, где сосредоточен его вес.

Баланс малого диаметра, у которого вес сосредоточен у его центра, излишне увеличивал бы трение в осях баланса и сильнее, чем баланс большого диаметра, подвергался бы влиянию причин, изменяющих ход часов.

Незначительные изменения веса обода баланса на большом диаметре его дают возможность отрегулировать величину периода колебания баланса, а значит, и число его колебаний в соответствии с необходимой точностью хода часов.

Поэтому всегда желательно выбирать диаметр баланса наибольший, но сам баланс не слишком легким, так как очень легкий баланс так же подвержен вредным влияниям, как и баланс малого диаметра.

Практика показывает, что обычно диаметр баланса следует

брать для цилиндрических часов равным 16 диаметрам цилиндра или его обод должен немного заходить за зубья цилиндрического колеса.

Для анкерных часов наружный диаметр баланса (по головкам винтов) берется таким, чтобы обод баланса перекрывал центр оси анкерной вилки, или, как у цилиндра, зубья ходового колеса.

Размер спирали берется в зависимости от баланса, к которому она подбирается.

Необходимо, чтобы во время колебания баланса закручивание спирали происходило равномерно во всех ее витках и по всей ее длине. Поэтому длина спирали должна увязываться с амплитудой колебания баланса.

Практика установила, что лучшие результаты в ходе цилиндрических часов получаются тогда, когда диаметр спирали равен радиусу баланса, имея при этом 8—9 оборотов (витков). Для анкерных ходов, в связи с большей амплитудой колебания баланса, длина спирали берется несколько большей. Диаметр ее равен радиусу баланса плюс 1—2 витка, а число витков берется от 11 до 13. Для увеличения эластичности спирали желательно, чтобы она была тоньше и с большим числом витков. Но большое число витков на данном ее диаметре создает возможность, под влиянием собственного веса витков или внешних сотрясений, соприкосновения одного витка с другим, что приводит к неправильному ходу часов.

Упругость спирали (силу волоска, как говорят часовщики) подбирают в зависимости от веса баланса и его величины.

Предварительный подбор спирали производится путем так называемого взвешивания баланса.

Как мы видели ранее, на период колебания баланса влияет масса (вес) его. Если вес баланса меньше или больше нормального для заданного периода колебания, то принято говорить соответственно — легкий или тяжелый баланс.

Чтобы определить соответствие спирали и баланса, к одному концу спирали подвешивают баланс, а за другой пинцетом тянут ее сверху, пока баланс не поднимется. Это положение изображено на рис. 53. Если при этом растянутая спираль образует конус, высота которого будет примерно равна внешнему диаметру спирали, то для тяжелого баланса упругость этой спирали будет приблизительно подходящей. Для более легкого баланса высота этого конуса должна быть в $1\frac{1}{2}$ раза больше диаметра спирали. Эти определения относятся к мужским часам размером 38—45 мм. Спираль, предназначенная для мелких часов, должна образовать несколько больший конус.

Окончательный подбор спирали и определение ее правильной длины производят путем подсчета числа колебаний баланса в течение определенного промежутка времени, которое

дает ему данная спираль. Спираль считается правильно подобранной тогда, когда она сообщает балансу положенное число колебаний, обычно пять колебаний в одну секунду.

Закрепление спирали со стороны внутреннего конца ее производится в рольке (муфточке) посредством конусного штифта, прижимающего конец спирали к стенкам отверстия рольки (рис. 54). Слева на рисунке показан правильный внутренний изгиб закрепленной спирали, у которой витки равномерно отходят от стенок рольки *b*.

Справа показана неправильная форма внутренних витков спирали.

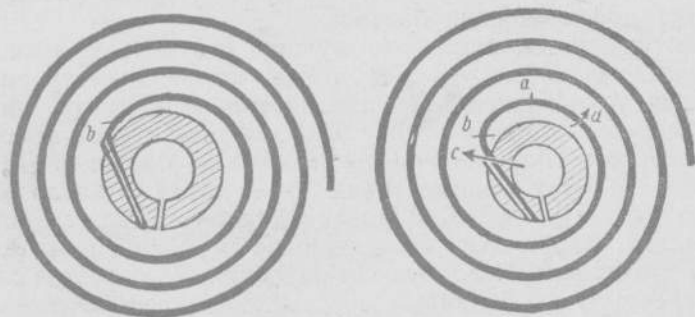


Рис. 54. Крепление внутреннего конца спирали.

Точки изгиба внутреннего конца спирали *c* и *b* слишком далеко расположены от рольки. В то же время в точке *d* и ниже виток спирали очень близко подходит к рольке. Для исправления этого недостатка спираль в точке *a* надо слегка погнуть так, чтобы часть витка у точки *d* отошла по направлению стрелки, а в точке *b* пригнуть ее ближе к рольке, как это показано на рисунке слева.

Крепление наружного конца спирали производится в специальной колодочке, закрепляемой, в свою очередь, в мостике баланса.

27. УСТРОЙСТВО И РАБОТА ГРАДУСНИКА

Для регулировки периода колебания баланса путем изменения действующей длины спирали в балансовых часах имеется приспособление, называемое градусником (рюкером, или регулятором) изображенное на рис. 55.

Ось баланса (акс) несет на себе баланс (на рисунке изображен биметаллический разрезной баланс, по ободу которого расположены винты) и рольку со спиралью.

Один конец оси баланса имеет опору вращения в платине часов, а другой—в мостике баланса *M*, который крепится винтом к платине.

Следует указать, что у балансовых часов одна из платин состоит из отдельных мостиков, что улучшает конструкцию часов, создает удобство доступа к механизму, обеспечивает легкость сборки и т. д.

На мостике баланса *M* находится плоская стальная деталь в виде стрелки, которая имеет возможность туго поворачиваться вокруг оси, совпадающей с осью баланса. Длинный конец стрелки *K₁* называется указателем градусника, а короткий *K₂*, в который вставлены два штифта, охватывающие спираль,—вилкой градусника.

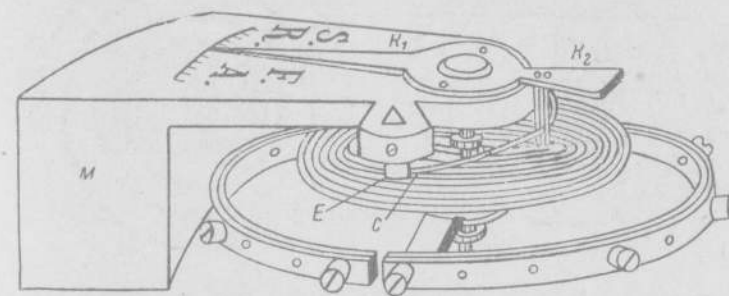


Рис. 55. Градусник.

Ролька, где закреплен внутренний конец спирали, насажена на ось баланса, а внешний конец спирали *c* изогнут по специальной кривой и заштифован в колодочке *E*, вставленной в мостик и закрепленной в нем винтом.

Конец последнего витка спирали до закрепления его в колодку свободно проходит между штифтами градусника, которые, охватывая его, определяют конец действующей длины спирали.

Передвигая указатель градусника в ту или другую сторону по шкале, нанесенной на поверхности мостика, мы удлиняем или укорачиваем действующую длину спирали, изменяя, таким образом, ход часов.

Если указатель градусника передвигать по направлению к буквам *A* и *F*, то действующая длина спирали уменьшится, и часы уйдут вперед. Передвигая его в обратном направлении к буквам *R* и *S*, мы удлиняем действующую длину спирали, и часы начнут отставать.

В часах отечественного производства приняты следующие обозначения: *П*—прибавить и *У*—убавить.

Существует много конструкций градусников, и все они снабжены различными приспособлениями для плавного передвижения его.

Предел регулировки градусником обычно считается не менее ± 3 мин.

Точность хода часов в большой степени зависит от правильного положения спирали между штифтами вилки градусника.

На рис. 56 представлены две конструкции вилок для внешнего витка спирали. Слева показана спираль между штифтами *a* и *b*, а справа спираль находится между штифтом *c* и замком *d*.

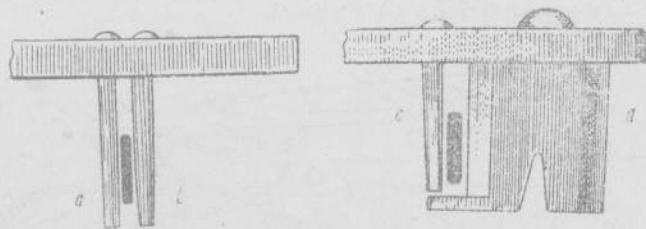


Рис. 56. Вилка спирали.

У плоской спирали, для того чтобы она не могла выйти из вилки во время сотрясения или же чтобы другие витки не смогли заскокить между штифтами, вместо внешнего штифта ставится так называемый замочек, закрывающий последний виток спирали.

Как правило, спираль в ненапряженном состоянии не должна касаться ни одного из штифтов. Вместе с тем, не допускается наличия большой свободы спирали в вилке градусника. Этот зазор обычно берут для простой плоской спирали равным толщине спирали (положение *c, d*), а для спирали, у которой конец последнего витка загнут по специальной кривой — равным половине толщины спирали (положение *a, b*).

Очевидно, для того чтобы зазор спирали в штифтах оставался одинаковым на всем пути передвижения градусника от одного его крайнего положения до другого, необходимо, чтобы этот конец последнего витка спирали был изогнут по дуге окружности, центр которой совпадает с центром вращения вилки градусника, т. е. с осью баланса.

На рис. 57, слева, показано правильное положение последнего витка спирали в вилке градусника.

Спираль *D* имеет витки, отстоящие на одинаковом расстоянии друг от друга. Наружный виток спирали проходит через вилку градусника. На рисунке показаны пять

последовательных положений вилки со спиралью, имеющей изгиб в точке *E*.

В любом положении вилки — *A, a, B, b* и *C* — спираль, находясь в вилке, не касается штифтов и имеет одинаковый зазор (люфт) между штифтами.

Конец наружного витка спирали заштифтован в колодочку *K* мостика баланса и имеет запасной конец *F* для регулировки длины спирали.

Справа показан неправильный изгиб последнего витка спирали, не дающий возможности произвести точную регулировку хода часов. В положении *B* спираль имеет нормальный зазор

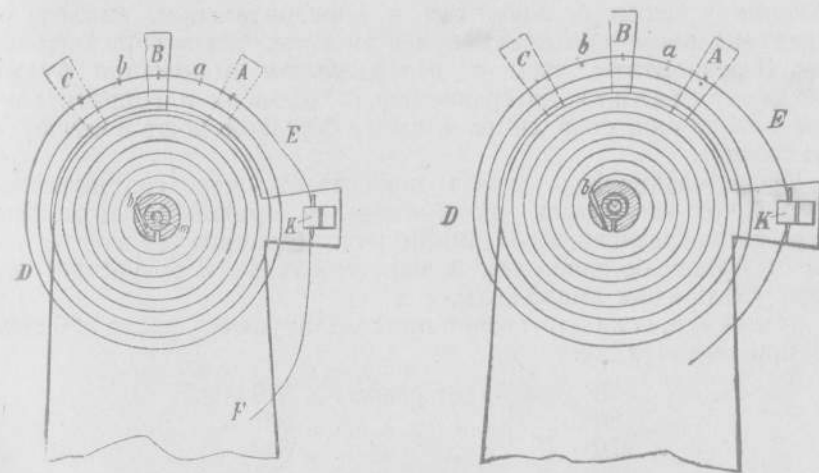


Рис. 57. Крепление наружного конца спирали.

и вилке. В положении *b* спираль касается внутреннего штифта, а в положении *C* виток спирали вышел из вилки. В положениях *a* и *A* наружный виток спирали прижат к наружному штифту.

Причиной этих дефектов является отсутствие изгиба спирали в точке *E*. В результате этого вилка градусника не оказывает должного влияния на действующую длину спирали.

Рассмотрим влияние неправильного положения спирали в вилке градусника на период колебания баланса.

Возьмем два разных случая: 1) спираль в положении равновесия находится точно по середине между штифтами, но имеет значительный зазор — люфт и 2) спираль в положении равновесия касается одного из штифтов.

В результате исследования 1-го случая можно сделать следующие выводы: наличие значительного зазора спирали в штиф-

тах вилки создает отставание хода часов, зависящее от амплитуды колебания баланса.

Например, если при амплитуде 60° отставание в сутки составляет 346 сек., то при амплитудах:

120°	оно будет равно . . .	180 сек.
180°	" " " . . .	132 "
270°	" " " . . .	101 "
300°	" " " . . .	89 "

т. е. с увеличением амплитуды уменьшается величина отставания.

Вследствие того, что величина трения в вертикальном положении у часов больше, чем в горизонтальном, амплитуда в вертикальном положении будет меньше, чем в горизонтальном. В результате, часы в вертикальном положении будут всегда отставать по сравнению с ходом их в горизонтальном положении, если спираль имеет большой люфт в штифтах градусника.

Исследование 2-го случая показывает, что соприкосновение спирали со штифтами также является причиной отставания хода часов, зависящей от амплитуды. Величина этого отставания будет больше, чем в первом случае, и возрастает по мере увеличения амплитуды.

Например, если отставание при амплитуде 60° равно 508 сек., то при амплитудах:

120°	оно будет равно . . .	579 сек.
180°	" " " . . .	601 "
270°	" " " . . .	623 "
300°	" " " . . .	624 "

Этот недостаток приведет к опережению хода часов в вертикальном положении по сравнению с горизонтальным.

В связи с тем, что обыкновенная плоская спираль, закрепленная в неподвижной колодочке, не имеет возможности свободно разворачиваться, витки ее свертываются и разворачиваются эксцентрически, как бы притянуты в одну сторону.

В результате, при различных положениях часов мы получаем смещение центра тяжести спирали по отношению к оси вращения баланса. Это приводит к созданию бокового давления на цапфы оси баланса и нарушению постоянства периода колебания, независимо от того, в каком положении находятся часы.

Для устранения этого явления французский ученый Эд. Филлипс предложил конец спирали, укрепляемый в колодочке, загибать по особой форме кривой, которая дает возможность всем виткам спирали равномерно двигаться во все стороны, т. е. сворачиваться и разворачиваться концентрически. При

этом спираль не будет менять положения своего центра тяжести, оставляя его все время на оси баланса и не оказывая тем самым влияния на постоянство периода.

Одной из распространенных форм концевой кривой для спирали является кривая Бреге (названная так по имени мастера Бреге, впервые изготовившего такую спираль).

У этой спирали (рис. 58) последний наружный виток загнут вверх (сделано „колено“) и проходит над остальными витками в параллельной им плоскости, приближаясь к центру. На рис. 58, справа, показана кривая спирали, легко изготавливаемая

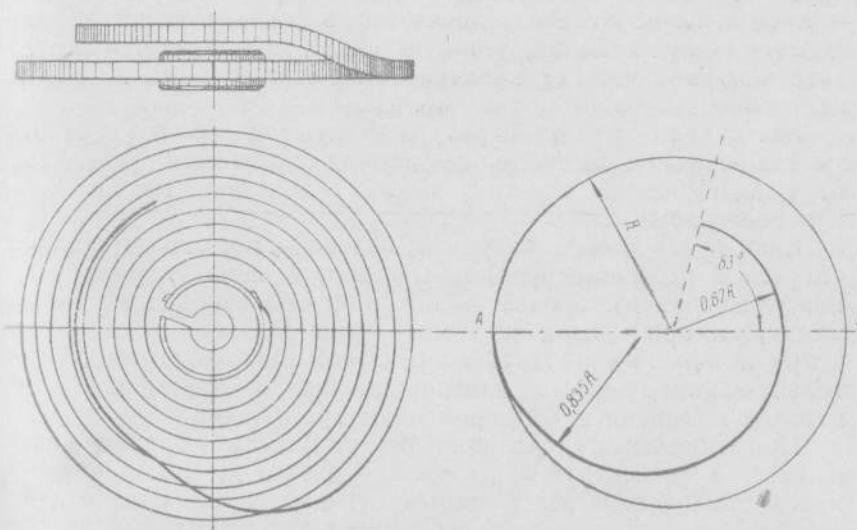


Рис. 58. Спираль Бреге.

и удовлетворяющая требованиям часов с градусником. Конец этой кривой, по которой перемещается вилка градусника, имеет центр, совпадающий с центром всех витков спирали, осью баланса и центром вращения градусника.

На рис. 58 R — радиус внешнего последнего витка спирали. Из точки A виток спирали идет по концевой кривой, радиусом $0,835 R$, постепенно переходя к радиусу $0,67 R$.

Обычно в часах со спиралью Бреге вилка градусника расположена не против его указателя, как на рис. 55, а образует с ним угол $30-45^\circ$, приближена к месту закрепления спирали в мостик. Такое расположение вилки вместе с уменьшением радиуса загнутой кривой спирали: 1) уменьшает влияние неправильного изгиба этой небольшой части вилки спирали, расположенного между вилкой и колодкой, на правильность

колебания всех остальных витков спирали и 2) создает условия, при которых передвижение градусника на значительные углы вызывает изменения хода часов на очень небольшие величины. Градусник со спиралью Бреге дает возможность достигать в 2—3 раза большей точности регулировки, чем с обыкновенной плоской спиралью.

28. КОМПЕНСАЦИОННЫЕ БАЛАНСЫ

С принципом компенсации регуляторов мы уже ознакомились в главе V. Он заключается в использовании взаимодействия двух явлений, уничтожающих друг друга, в результате чего механизм становится более совершенным и не изменяет точности своих показаний.

Мы видели, что температура окружающего воздуха оказывает сильное влияние на период колебания регулятора и, следовательно, на ход часов. Это имеет место также и в балансовых часах.

Если взять часы с латунным балансом и плоской стальной спиралью, имеющие правильный ход, а затем изменить для них температуру среды, в которой они находятся, то окажется, что при повышении температуры часы начнут отставать, а при понижении уходить вперед. Это вызвано двумя обстоятельствами: во-первых, изменением упругости спирали, а, во-вторых, изменением размеров диаметра баланса.

При повышении температуры упругость спирали уменьшается, а диаметр баланса увеличивается и, таким образом, масса его располагается дальше от центра его качания. Оба эти обстоятельства вызывают увеличение периода, т. е. отставание часов. При понижении температуры имеет место обратное явление — ускорение хода часов.

Изменение температуры на 1° вызывает у вышеуказанной пары (стальная спираль и латунный баланс) изменение хода часов в сутки на 11 сек.

Для устранения влияния температуры на спираль и баланс подбирают соответствующие материалы для них или, учитывая изменения упругости спирали, соответственно изменяют вес баланса и расположение его массы по отношению к оси вращения, применяя для этой цели компенсационные балансы.

Рассмотрим устройство компенсационного баланса, представленного на рис. 59.

Обод компенсационного баланса состоит из двух спаянных металлов. Внутренняя часть обода S — стальная, примерно $\frac{1}{3}$ толщины обода, а внешняя часть M — латунная. В двух противоположных местах у перекладины обод разрезан таким образом, что один конец каждой половинки обода

балансируется свободным. Такой баланс называется биметаллическим разрезным балансом.

При повышении температуры сталь и латунь расширяются по-разному (как мы ранее указали, латунь расширяется примерно в $1\frac{1}{2}$ —2 раза больше стали). Следовательно, при повышении температуры наружная — латунная — часть обода баланса удлинится больше, чем внутренняя — стальная. Тогда материалы, будучи спаяны между собою и не имея возможности двигаться друг относительно друга, изогнут свободные концы обода баланса во внутрь и придвинут массу баланса ближе к центру вращения.

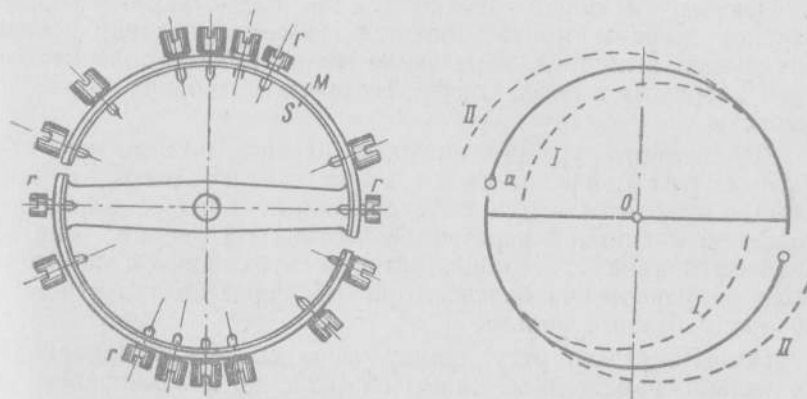


Рис. 59. Компенсационный баланс.

Это приближение массы баланса к центру, т. е. уменьшение диаметра, вызовет уменьшение периода колебания и опережение хода часов, в противоположность отставанию, которое будет вызвано ослаблением упругости спирали. Необходимо только, чтобы обе эти величины (опережение и отставание) были одинаковы по своему абсолютному значению. Тогда период колебания останется неизменным.

При понижении температуры произойдет обратное явление: свободные концы обода баланса разойдутся, что вызовет увеличение диаметра, удаление массы баланса от его центра и увеличение периода колебания, т. е. отставание часов. Наряду с этим, упругость спирали увеличится и вызовет опережение хода часов. Таким образом, период колебания и ход часов останутся неизменными.

На рис. 59, справа, показаны пунктиром изгибание свободных концов обода баланса при повышении температуры — положение I и при понижении температуры — положение II.

В первом случае масса баланса a приблизилась к центру

вращения O , а во втором случае масса a удалась от центра баланса.

Другим характерным признаком компенсационного баланса является большое количество винтов, расположенных на его ободе. Назначение этих винтов заключается в том, чтобы иметь возможность регулировать общий вес баланса путем изменения количества и веса их.

Кроме того, винты дают возможность создать необходимую массу баланса у свободных концов обода для регулировки „на температуру“ в соответствии с изменением упругости спирали.

Поэтому в ободе делаются запасные отверстия. Винты баланса должны иметь большую тяжелую головку и незначительной величины нарезанное тело. Винты должны быть туго ввернуты в обод, иначе во время колебания они могут выпасть.

Для полного уравнивания баланса, помимо так называемых регулировочных винтов-грузиков, в ободе обычно находятся 4 или 2 установочных винта с нормальной головкой и длинной нарезанной частью. На рисунке они обозначены буквой r . Подвинчиванием этих винтов достигают полного равновесия баланса, при чем переставлять эти винты по ободу баланса нельзя.

Таким образом, регулировку часов мы можем производить не только изменением длины спирали, но и изменением веса баланса путем замены винтов на более легкие или тяжелые или, как часто делают, путем надевания на тело винта (между головкой его и ободом баланса) тонких шайбочек из фольги, различного веса. Всякое изменение веса баланса должно производиться в одинаковой степени одновременно в двух противоположных концах, чтобы не нарушить его равновесия.

Перестановку регулировочных винтов к свободному концу баланса или от него нужно производить только в том случае, если нет правильной компенсации изменения упругости спирали со стороны баланса.

Например, если часы в тепле продолжают отставать, а при понижении температуры — спешить, то часть винтов надо переставить ближе к свободному концу, так как баланс был, как говорят, недокомпенсирован.

Наоборот, если часы в тепле спешат, а при холоде отстают, то надо часть винтов передвинуть от свободного конца обода к несвободному, так как баланс в этом случае был перекомпенсирован.

В настоящее время, во многих часах компенсация на температуру осуществляется применением специальных никелевых

сплавов: элинвара — для изготовления спирали и инвара — для изготовления монометаллического баланса.

Рассматривая эти специальные сплавы, мы видели, что они обладают весьма малым коэффициентом линейного расширения, а элинвар почти не изменяет своих упругих свойств с изменением температуры.

Практически, в часах массового производства баланс делается из никеля (вместо трудно обрабатываемого инвара), а спираль — из элинвара. Обод баланса при этом бывает гладкий, без винтов.

29. РЕГУЛИРОВКА ЧАСОВ

Прежде чем приступить к регулировке хода часов, необходимо сравнить, в какой мере наши регулируемые часы расходятся в своих показаниях с точными часами.

Разница в показаниях между регулируемым часами и верными (точными) называется ошибкой часов.

Теория регулировки часов очень сложна и может быть с успехом применена лишь к часам, имеющим большую точность хода, у которых качество изготовления деталей, их конструкция и расчет дают достаточную базу для производства регулировки.

Однако и в карманных часах с небольшой точностью хода (± 30 сек.) для регулировки их на указанную точность хода необходимо обеспечить соблюдение основных правил и положений из теории регулировки часов.

Как правило, часы нужно предварительно подготовить к регулировке.

Эта подготовка заключается в установлении правильных взаимоотношений в работе всех элементов часов, в тщательной проверке качества изготовления основных деталей и узлов часов. Для этой цели необходимо:

1. Тщательно вычистить весь механизм, проверив качество цапф и отверстий, в которых они вращаются, не допуская царапин, вмятин и больших люфтов;

2. Тщательно проверить правильность зацепления зубчатых колес часового механизма (ангренаж должен быть плавный, равномерный и бесшумный, сбег колес должен затихать постепенно, а не останавливаться неожиданно);

3. Проверить, установлен ли ход в полном соответствии с теоретическими требованиями, изложенными в главе „ходы“;

4. Очень тщательно выверить баланс на равновесие, на биеие по плоскости и окружности;

5. Проверить прочность посадки рольки, муфточки, спирали и градусника. Спираль должна быть правильно посажена и закреплена.

Так, например, левая спираль, завитая слева направо, должна быть укреплена в рольке в левой ее части, примерно на уровне центра оси баланса.

Правая спираль, завитая справа налево, укрепляется в правой стороне рольки. Обозначение „право“ и „лево“ надо определять при вертикальном положении часов, заводной головкой сверху, со стороны мостов;

6. При заводе пружины на пол-оборота и вертикальном положении часов амплитуда колебания баланса должна быть не меньше 200° , а при полном заводе пружины не более 315° . Нормальной амплитудой принято считать 270° . При этой амплитуде влияние передачи импульса ходом часов на период колебания баланса будет незначительным и несовпадение центра тяжести баланса с геометрической осью его почти не оказывает влияния на правильность хода часов.

Малые амплитуды обычно бывают вследствие недостатков, имеющих в ходе или ангренаже. Если в этих узлах часов все в порядке, то для увеличения амплитуды необходимо взять более сильную заводную пружину, или облегчить баланс.

Надо запомнить, что всякие неисправности механизма будут более резко влиять на период колебания баланса при его малых амплитудах. Поэтому обязательно рекомендуется проверять качество хода часов при малых амплитудах, сделав для этого небольшой завод пружины. После исправления ошибок, выявленных при малых амплитудах, часы надо, по возможности, проверять при больших амплитудах;

7. Проверить положение спирали между штифтами вилки градусника и сравнить ход часов в вертикальном и горизонтальном положениях, помня результаты наших выводов по этому вопросу, изложенные выше;

8. Проверить ход часов в положении „циферблатом вниз“ и „циферблатом вверх“.

Если в одном из этих положений часы идут хуже, чем в другом, надо проверить, нет ли явлений трения одной детали о другую, например баланса или спирали о мостик, или центральное колесо, трения между деталями хода и т. д. Кроме того, надо проверить, одинаковы ли люфты в цапфах оси баланса и не установлены ли косо накладные камни баланса по отношению к цапфам его оси.

Если мы, находя ошибки часов на малых амплитудах, исправим их и проверим затем ход на больших амплитудах, то дальнейшая работа часов на нормальных амплитудах даст нам в течение долгого времени постоянный ход часов, вполне удовлетворяющий требованиям хорошей их регулировки.

Для полного разбора основных узлов часового механизма нам следует рассмотреть ходы для баланссовых часов.

ГЛАВА IX

ХОД ДЛЯ БАЛАНСОВЫХ ЧАСОВ

30. ВИДЫ ХОДОВ

Балансовые часы имеют широкое распространение, так как их ход не зависит от положения, в котором они находятся, что создало возможность сделать их переносными часами. Впервые переносные часы появились в XVIII в.

Из рассмотренного нами выше мы знаем, что регулятор часового механизма связан с колесной системой посредством узла-хода.

Существуют различные виды ходов для переносных часов — цилиндрический, ход дуплекс, анкерные ходы (английский, швейцарский, штифтовый), хронометровый ход.

По принципу работы ходы можно разделить на: 1) несвободные и 2) свободные.

Наибольшее распространение имеют часы со свободным анкерным ходом. Однако еще до настоящего времени встречаются механизмы с несвободным — цилиндрическим ходом, с описания которого мы начинаем настоящую главу.

31. ЦИЛИНДРОВЫЙ ХОД

Устройство и работа хода

Цилиндрический ход, изображенный на рис. 60, состоит из двух основных деталей — ходового колеса и цилиндра.

На трибе ходового колеса k насажено ходовое (цилиндрическое) колесо, имеющее своеобразной формы зубья l .

Ходовое колесо находится во взаимодействии с цилиндром a , который несет на себе баланс и спираль.

Зубья ходового колеса расположены выше плоскости обода колеса и состоят из ножки зуба m и головки i .

Головка зуба имеет острие зуба n , спинку зуба o и пятку зуба p . Спинка зуба является поверхностью импульса, так как в этом ходе основной импульс идет за счет колеса.

Цилиндр представляет собой тонкую стальную трубочку *a* внутренние и наружные стенки которой отполированы. Средняя рабочая часть стенки цилиндра имеет вырезы, образуя как бы якорь цилиндрического хода с палеттами, или как их называют губами: *d* — входная губа и *e* — выходная губа.

Ниже имеется еще один вырез *f*, предназначенный для прохода ножки зуба, который называется проходом или пассажем.

Сверху и снизу в цилиндр вставляют пробки, имеющие на конце цапфы (кончики) для вращения в подшипниках-камнях. Верхняя пробка *g* называется верхним тампоном, нижняя, более короткая, *c* — нижним тампоном.

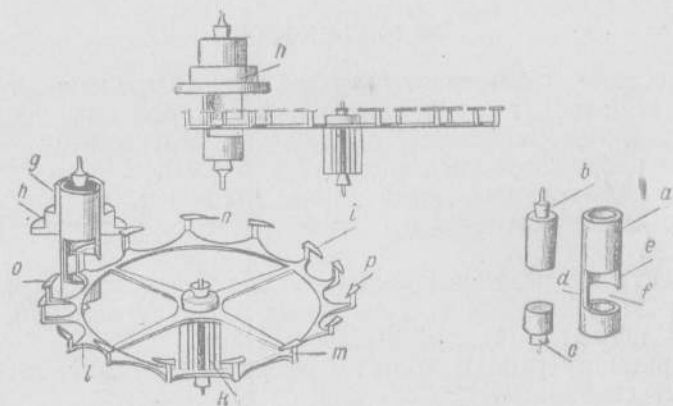


Рис. 60. Цилиндрический ход.

Сверху на цилиндр насаживается латунная втулка с двумя уступами; на один из них *h* производится насадка баланса, а на другой *g* крепится ролька спирали.

Как видно из рисунка, цилиндр и колесо взаимно расположены так, что оси вращения их параллельны друг другу, при чем зуб колеса входит во внутрь цилиндра.

Если мы разрежем цилиндр перпендикулярно его оси несколько выше головок зубьев, то в разрезе получим губы цилиндра в таком виде, как они изображены на рис. 61.

На этом рисунке показаны различные положения в работе хода.

Положение I. Зуб 2 только что покинул поверхность импульса выходной губы *e*, и колесо успело свободно повернуться на угол падения, пока зуб 1 не упал на поверхность покоя входной губы *d*. Баланс и цилиндр продолжают свое вращение против часовой стрелки, а колесо — неподвижно.

Положение II. Баланс и цилиндр дошли до своего крайнего положения и начинают колебаться в обратном направлении по часовой стрелке.

Острые зуба 2, как и в положении I, продолжает лежать на поверхности покоя входной губы; колесо неподвижно.

Положение III. Цилиндр повернулся настолько, что зуб с поверхности покоя перешел на поверхность импульса входной губы. При этом цилиндр и колесо вращаются по часовой стрелке, а спинка зуба 3, скользя по поверхности импульса входной губы, сообщает балансу импульс в направлении движения.

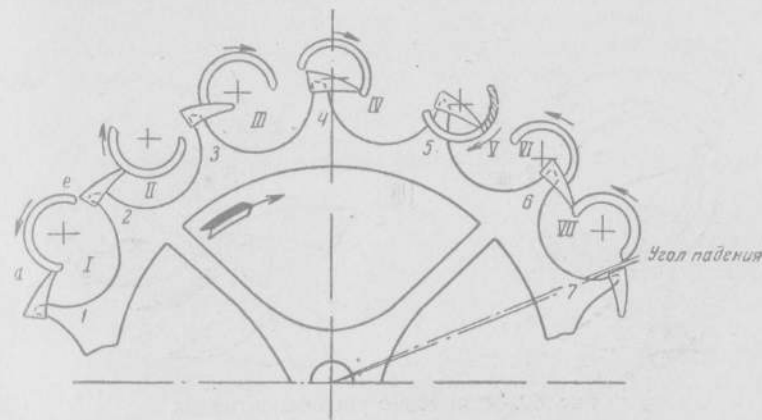


Рис. 61. Работа цилиндрического хода.

Положение IV. По окончании импульса пятка зуба соскочила с конца плоскости импульса входной губы, колесо совершило свободное вращение на угол падения (указан на чертеже пунктиром), острие зуба 4 упало на поверхность покоя выходной губы (внутреннюю часть цилиндра), баланс продолжает вращение по часовой стрелке.

Положение V. Баланс совершает дополнительное колебание по направлению часовой стрелки, выступ обода 5 зашел в цилиндр, но не уперся в него, так как в этом месте цилиндра сделан проход. Незаштрихованная часть стенок цилиндра указывает величину этого прохода. Колесо неподвижно.

Положение VI. После окончания дополнительного колебания баланса и прохождения зубом поверхности покоя цилиндра, зуб 6 упал на импульсную плоскость выходной губы. При этом колесо вращается по часовой стрелке и сообщает импульс балансу в направлении его вращения — против часовой стрелки.

Положение VII. Импульс закончился, зуб 7 покинул выходную губу, и колесо свободно повернулось на угол падения, пока зуб 6 не упал на поверхность покоя входной губы. После этого все повторяется сначала, как в положении I.

При крайних отклонениях баланса, указанных в положениях II и V, для того чтобы предохранить цилиндр от дальнейших поворотов, применяют упорные штифты, изображенные на рис. 62.

В одном случае они должны предохранить цилиндр от ударов краем выреза прохода P о ножку зуба колеса, если он будет еще дальше поворачиваться по часовой стрелке (поло-

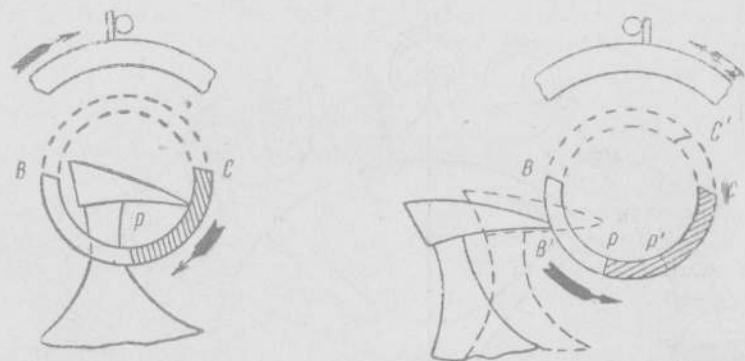


Рис. 62. Назначение упорных штифтов.

жение слева); в другом случае (положение справа) они должны предохранить заскакивание зуба колеса за выходную губу, которое может произойти, если цилиндр с балансом повернется на такую амплитуду, когда зуб сможет попасть в положение, указанное на рисунке пунктиром, а цилиндр будет находиться в положении $B'P'C'$. Чтобы оба вышеуказанных случая не могли произойти и часы не остановились, в обод баланса вставляется небольшой штифт, который при вращении баланса на определенную амплитуду упирается в неподвижный штифт, укрепленный в мостике баланса или платине. В некоторых часах штифт баланса ударяется об ось секундного триба.

Таким образом, амплитуда колебания баланса цилиндра никогда не может быть больше 180° , что является достаточной гарантией для предохранения от вышеуказанных случаев. Обычно амплитуду колебания берут $120-150^\circ$.

Из рассмотренной работы цилиндрического хода мы видим, что он в принципе не отличается от хода Грагама, но у него

поверхности палетт увеличены до соединения их в виде цилиндра.

При этом цилиндр всегда обхватывает $\frac{1}{2}$ шага.

Как и ход Грагама, цилиндрический ход относится к типу несвободных ходов с трением на покое.

Ряд недостатков, свойственных цилиндрическому ходу, как-то: трудность изготовления ходового колеса и цилиндра; недостаточная прочность цилиндра; наличие постоянного трения между цилиндром и колесом, которое влияет на работу баланса и создает невозможность точной регулировки этих часов, привели к тому, что ход этот лишь иногда применяют в секундомерах и других приборах, которые должны начать действовать сразу же после включения их механизма в работу, без дополнительного искусственного толчка (качания) баланса.

Расчет основных размеров деталей хода

Имеется много указаний относительно расчета размеров деталей цилиндрического хода, при чем все эти указания несколько отличны друг от друга, хотя и проверены на практике. При расчете размеров цилиндра рекомендуется исходить из следующих данных:

1. Рабочая (несрезанная) часть цилиндра представляет собой дугу в $195-200^\circ$, что видно на рис. 63.

В рабочей части цилиндра сделан проход, который составляет примерно половину дуги (100°).

2. Диаметр цилиндра берут равным $\frac{5}{9}$ шага колеса, толщину стенки его $\frac{1}{18}$ -шага, длину спинки зуба колеса $\frac{4}{9}$ шага (минус $\frac{1}{2}^\circ$ на угол падения).

3. Импульсы и покой на входной и выходной губах, а в связи с этим и формы плоскостей импульсов у обеих губ берутся разной величины. На входной губе угол импульса 6° и угол покоя 10° , на выходной губе импульс 10° , а покой 6° .

Эти данные предлагают практики для меньшего износа цилиндра и более полного использования импульса от зуба колеса.

Ходовое колесо обычно имеет 15 зубьев, так что шаг его равен 24° .

Встречаются ходовые колеса и с 13 зубьями.

Имеется несколько таблиц, дающих возможность определить размеры цилиндра и ходового колеса, в зависимости от наличия одного из них или по расстоянию между центрами. Приведем табл. 15 (проф. А. Ирк) в сокращенном виде.

В таблице 15 приведены 4 случая расчета, когда за исходные величины приняты различные размеры деталей хода.

Таблица 1

Таблица для определения размеров цилиндра и колеса

№ п/п	Ходовое колесо		Расстояние между центрами	Цилиндр		
	внешний диаметр измеренный	внешний диаметр истинный		внешний диаметр	внутренний диаметр	высота сегмента
1	1	1,011	0,492	0,117	0,095	0,068
2	0,989	1	0,487	0,116	0,094	0,067
3	2,032	2,055	1	0,238	0,193	0,138
4	8,543	8,637	4,204	1	0,810	0,581

Под измеренным внешним диаметром колеса, указанным в табл. 15, подразумевается диаметр, измеренный по трем его зубьям.

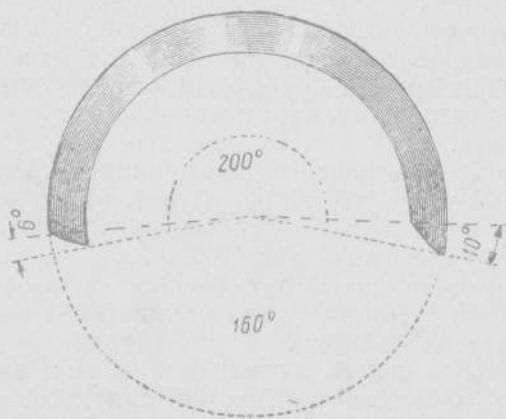


Рис. 63. Поперечный разрез цилиндра.

У колеса, имеющего 15 зубьев, внешний диаметр его можно измерить по трем зубьям.

Цифровые данные таблицы приведены с округлением до третьего знака.

Пример пользования таблицей

Расстояние между центрами колеса и баланса равно 3,5 мм. Требуется определить размеры цилиндра и колеса. Для расчета воспользуемся третьей строкой таблицы, где за основу взято расстояние между центрами.

Находим внешний диаметр колеса, измеренный:

$$2,032 \times 3,5 = 7,11 \text{ мм};$$

находим внешний диаметр колеса, истинный:

$$2,055 \times 3,5 = 7,19 \text{ мм};$$

находим внешний диаметр цилиндра:

$$0,238 \times 3,5 = 0,83 \text{ мм};$$

находим внутренний диаметр цилиндра:

$$0,193 \times 3,5 = 0,68 \text{ мм};$$

находим высоту сегмента цилиндра:

$$0,138 \times 3,5 = 0,48 \text{ мм}.$$

Опытные мастера подбирают диаметры цилиндра хода практически следующим образом.

Наружный диаметр цилиндра должен проходить с небольшим зазором между двумя соседними зубьями ходового колеса. Во внутренний диаметр цилиндра должна свободно проходить головка зуба ходового колеса.

Установка хода

Установка хода в основном заключается в том, чтобы правильно установить расстояние между центрами оси вращения ходового колеса и цилиндра, а также положение спирали в вилке градусника.

На рис. 64 показана часть платины, где установлен мостик с балансом и градусник r со штифтами.

Монометаллический баланс имеет три спицы и на ободке упорный штифт d . Торможение баланса на время его регулировки производится тонким листком P .

Под балансом расположен мостик c ходового колеса.

Для установки центров ходового колеса и цилиндра на требуемом расстоянии мостик c смещается на необходимую величину.

Для установки спирали и хода часов пользуются ориентирами в виде точек, нанесенных на платину часов. Эти точки наносятся при изготовлении часов на заводе.

Имеющиеся точки: a^1 , a и a^2 показывают поворот баланса от момента падения зуба на одну губу a^1 до момента падения на другую губу a^2 . Этот угол составляет примерно 40—45°.

На ободке баланса, напротив спицы, нанесена точка b . Спираль крепят в зависимости от взаимного расположения точек a и b .

Когда баланс находится в равновесии, то точка b на ободке баланса должна совпадать с точкой a . В этот момент произ-

водят установку спирали на оси баланса и крепление ее в рольке таким образом, чтобы она находилась в свободном, ненапряженном состоянии.

Крайние точки a^1 и a^2 должны совпадать с точкой b в моменты падения и соскакивания зуба ходового колеса с губ цилиндра. Это легко заметить, если баланс медленно поворачивать рукой.

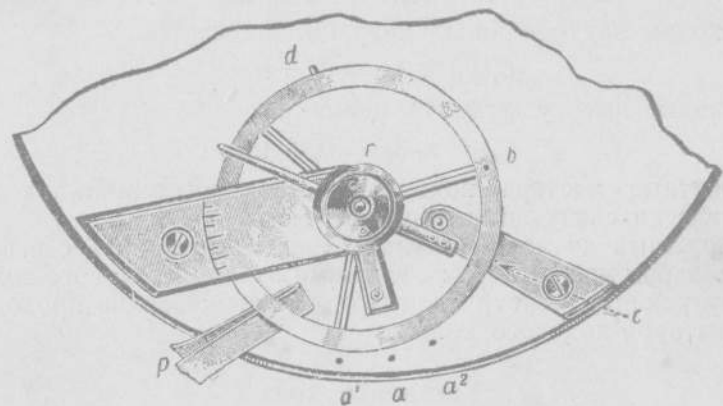


Рис. 64. Установка цилиндрического хода.

32. ХОД ДУПЛЕКС

Ход дуплекс относится также к несвободным ходам и получил свое название по двойному (дупль) ходовому колесу, которое применялось в его первых конструкциях. В последующее время ход дуплекс был усовершенствован, и представляет собой устройство, изображенное на рис. 65.

Принцип его работы заключается в следующем.

Ходовое колесо имеет зубья двух родов: зубья покоя и зубья импульса.

На оси баланса насажены ролька с вырезом—2 и шайба с импульсным камнем—5.

Ролька работает в контакте с зубьями покоя, а импульсный камень с зубьями импульса.

На рисунке, справа, показано положение работы хода, соответствующее моменту, когда баланс движется влево и зуб покоя 4 вошел в вырез рольки.

После небольшого поворота баланса с ролькой, зуб 4 выйдет из выреза, колесо повернется вправо, при этом зуб импульса 1 ударит по импульсному камню, сообщив таким путем импульс балансу, пока зуб покоя 3 не упадет на рольку. Ба-

ланс, сделав дополнительное колебание, возвратится обратно, и вырез на рольке пройдет перед острием зуба 3, но не пропустит его, а толкнув его немного назад, проскочит дальше. Баланс будет совершать налево свое дополнительное колебание, а зуб 3 попрежнему останется лежать на покое. Следовательно, пропуска зуба, при вращении баланса влево, происходить не будет, это будет мертвый удар.

Когда баланс закончит свое дополнительное колебание и, возвращаясь обратно, начнет колебаться вправо, тогда

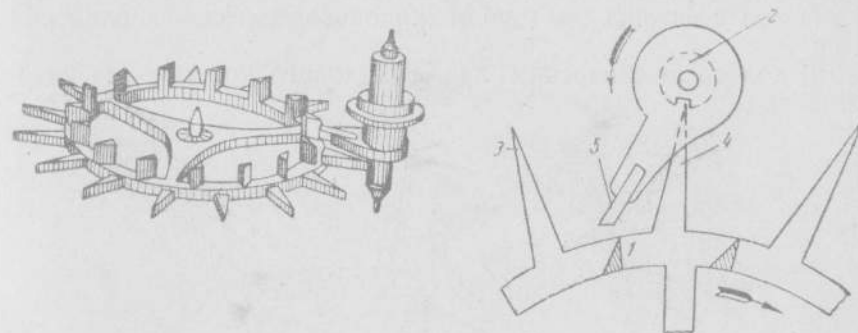


Рис. 65. Ход дуплекс.

зуб 3, попадая в вырез рольки, спадет с нее, и колесо вновь повернется на один зуб, сообщая при этом импульс балансу.

Следовательно, в этом ходе поворот колеса и сообщение импульса балансу происходит тогда, когда баланс вращается по часовой стрелке—в одну сторону с колесом.

Ход дуплекс имеет ряд недостатков, одним из которых является наличие большого трения. Трение может быть сведено до минимума уменьшением диаметра рольки, хорошей полировкой ее обода и небольшой смазкой.

Нормальная работа хода иногда нарушается из-за мертвого удара, следствием чего является одновременное проскакивание ходового колеса на два зуба.

Кроме того, у часов с этим ходом имеет место так называемая «остановка на покое».

33. СВОБОДНЫЙ АНКЕРНЫЙ ХОД

Анкерный ход относится к типу свободных ходов, позволяющих производить, в отличие от несвободных, точную регулировку хода часов. Это объясняется тем, что в анкерных

ходах отсутствует трение на покое, как это, например, имело место в цилиндрическом ходе.

В анкерных ходах применяется якорь с вилкой, позволяющий балансу значительное время колебаться совершенно свободно. Размах баланса больше, чем в цилиндрическом ходе.

При условии весьма тщательного изготовления деталей хода часов и всего механизма, анкерные ходы обеспечивают большую точность в работе часового механизма и применяются в часах высокого качества.

В зависимости от способа передачи импульса балансу, анкерный ход разделяется на:

- 1) ход с английским зубом ходового колеса — английский ход;
- 2) ход с швейцарским зубом ходового колеса — швейцарский ход.

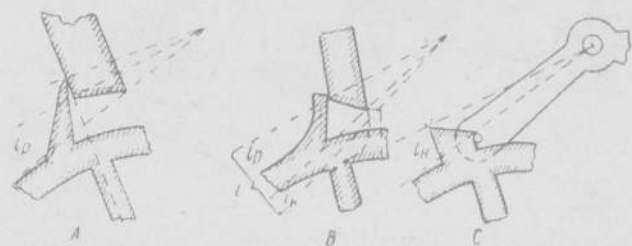


Рис. 66. Формы зубьев ходового колеса.

3) ход, где палетты заменены штифтами, — штифтовый ход. На рис. 66 изображены формы зубьев перечисленных ходов.

A — английский зуб — имеет острую форму с маленькой фаской на конце для увеличения прочности зуба при ударах о палетту. Весь импульс — угол i_p расположен только на палетте.

B — швейцарский зуб — у него вместо острого кончика сделана плоскость, которая увеличивает прочность зуба и, кроме того, дает возможность увеличить импульс, не увеличивая толщины палетты. Весь угол импульса i будет состоять из угла импульса на зубе i_k и угла импульса на палетте i_p .

Такие зубья применяются в анкерном ходе карманных и наручных часов.

C — форма зуба ходового колеса, у которого весь импульс i_k расположен на зубе, а палетты представляют собою круглые штифты. Этот ход называется штифтовым ходом и применяется в дешевых часах массового производства, на-

пример, будильниках, некоторых карманных и прочих часах, где все детали, включая и детали хода, обычно штампуются.

В зависимости от конструкции якоря, анкерные ходы разделяются на: 1) равноплечие, 2) неравноплечие, 3) смешанный, или микст.

Рассмотрим конструкции и работу анкерных ходов.

а) Швейцарский анкерный ход

В мелких часах преимущественно применяется швейцарский анкерный ход, конструкцию которого мы детально рассмотрим.

Изображенный на рис. 67 свободный швейцарский анкерный

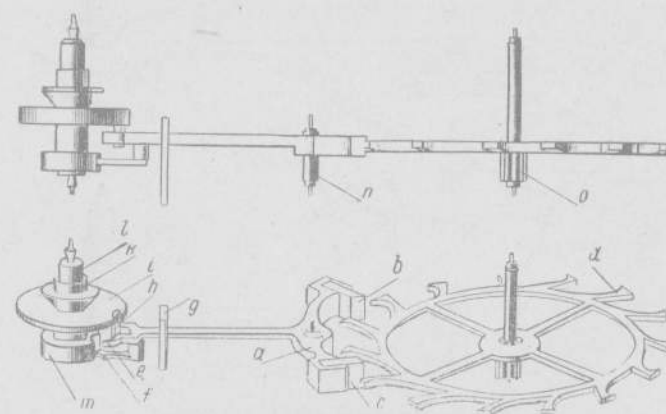


Рис. 67. Швейцарский анкерный ход.

ход представляет собою анкерное колесо с зубьями d , имеющее обычно четыре спицы. Анкерное колесо насажено на триб ходового колеса o .

Якорь a выполнен заодно целое с прямой анкерной вилкой, имеющей рожки e и копы (жало) f .

Якорь туго насажен на ось n и имеет пазы, куда вставлены входная палетта c и выходная палетта b . Для ограничения поворота вилки служат два упорных (ограничительных) штифта g .

Ось баланса имеет уступы k для насадки баланса и l для насадки муфты (рольки), в которую заштифтовывается внутренний конец спирали.

На ось баланса туго насажена двойная ролька, состоящая из предохранительной рольки m с вырезом и импульсной рольки i , соединенных между собой втулкой. В импульсной рольке укреплен импульсный камень — колонштейн h .

Наряду с прямой вилкой анкерного хода, когда оси ходового колеса, анкерной вилки и баланса расположены на одной прямой линии, встречается так называемый боковой анкерный ход (рис. 68). У этого хода прямая, соединяющая ось колеса и ось якоря вилки, расположена к прямой, соединяющей ось якоря и баланса под углом, который может иметь различные значения. Обычно этот угол равен 90° .

Боковой ход имеет те же детали, что и прямой ход; но как видно из рисунка 68, анкерная вилка имеет дополнительно противовес P , уравновешивающий якорь с вилкой и составляющий с ним одно целое.

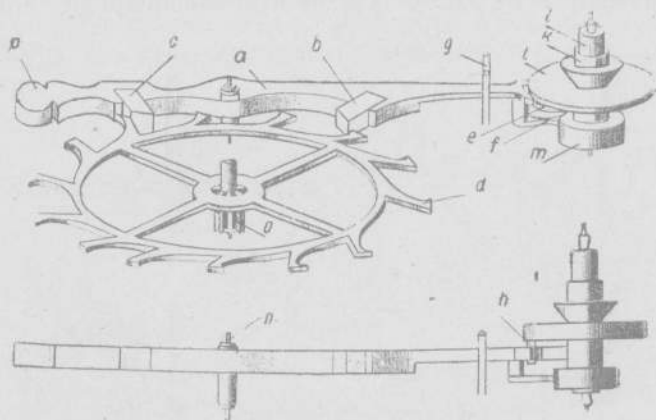


Рис. 68. Боковой анкерный ход.

Принцип работы и качество обоих ходов в основном одинаковы. При боковом ходе только срабатываемость цапф осей и отверстий, в которых они вращаются, меньше, чем у прямого.

В механизмах отечественного производства боковой ход применится в наручных часах ЗИФ Пензенского часового завода.

Существенное отличие анкерного хода от других балансовых ходов заключается в том, что передачу импульса балансу здесь осуществляет не само колесо, а вилка — посредством выреза в рожках и импульсного камня рольки, сидящей на оси баланса.

В ходовом колесе швейцарского анкерного хода (рис. 69) зубья имеют следующие части:

Плоскость покоя 1—2, 3—4; плоскость импульса 3—4, 5—6; ребро 3—4 (острие или вершина зуба), ребро 5—6, называемое *пяткой* зуба.

Импульс в этом ходе разделен на импульс на зубе и импульс на палетте, что является существенным отличием швейцарского хода от других анкерных ходов. Вставные палетты якоря, изготавливаемые обычно из камней, бывают открытые (видимые), как изображено на рис. 67, или закрытые (невидимые), когда они вставляются сбоку в вырезы якоря, сделанные перпендикулярно его оси. Однако качество работы хода не находится в зависимости от способов крепления палетт.

Для ограничения размахов вилки в анкерном ходе применяют ограничительные штифты.

Анкерный ход применяют в переносных часах, подвергающихся различным внешним толчкам и сотрясениям. В связи с этим у него имеются специальные приспособления, предохраняющие вилку от случайного перебрасывания от одного ог-

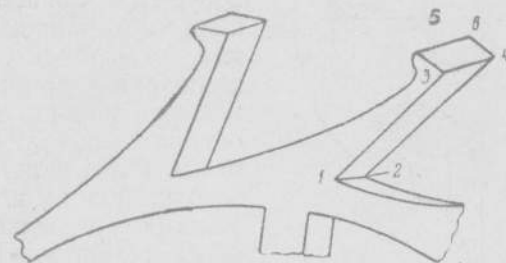


Рис. 69. Зубья ходового колеса.

раничительного штифта к другому в то время, когда баланс совершает свои дополнительные колебания.

Если в этот момент вилка перейдет к другому ограничителному штифту, то колонштейн (эллипс) не попадет в вырез вилки, а ударится о рожок, как это показано на рис. 70, и часы остановятся.

Обычно применяют две системы предохранительных устройств от случайного поворота анкерной вилки:

1. Систему с простой или одинарной ролькой — рис. 71, справа.

2. Систему с двойной ролькой (иногда ее называют катушкой) — рис. 71, слева.

Одинарная ролька представляет собой шайбу H с вырезом, насаженную на ось баланса. Параллельно оси, напротив выреза, в рольку вставлен колонштейн e . При этом анкерная вилка G с центром качания C , лежащим на одной прямой CA с центром вращения баланса, имеет рожки с пазом f для входа колонштейна рольки и копы g в виде стрелки.

На рисунке изображен тот момент работы хода, когда вилка легла на правый упорный штифт, а баланс с ролькой вращается по часовой стрелке.

В это время перпендикулярная к стороне угла поворота рольки линия kd проходит через паз и острие копы анкерной вилки.

Очевидно, вилка в этот момент не может отойти от правого штифта, так как острие копы упрется в окружность рольки.

Этапы работы анкерной вилки и простой рольки представлены на рис. 72.

I момент. Вилка G с рожекми l и r и копьем g лежит на левом ограничительном штифте b ; баланс с ролькой H , несущей колонштейн e , совершает колебание в направлении, указанном стрелкой; колонштейн ударился о рожек r и вырез рольки, встал против острия копы g . Колонштейн, входя в паз вилки, заставляет ее отходить от штифта b , как указывает стрелка.

II момент. Вилка G находится между ограничительными штифтами $b-b_1$; колонштейн в пазу вилки, а вырез рольки — против копы. Ничто не мешает вилке продолжать свое движение вправо.

III момент. Вилка G лежит на правом ограничительном штифте b_1 ; баланс, пройдя свое

дополнительное колебание, под действием спирали пойдет обратно, и колонштейн e рольки H ударится о край паза рожка l и потянет вилку влево от штифта b_1 .

В дальнейшем повторятся все те моменты, которые были при переходе вилки от штифта b к штифту b_1 .

Таким образом, вилка сможет повернуться только в том случае, когда вырез рольки встанет перед копьем.

Однако в работе предохранительного устройства бывает такой момент, когда колонштейн, притянув вилку к ограничительному штифту, начинает уходить вверх на дополнительное колебание. Копье еще находится в вырезе рольки, и вилка имеет возможность отойти от ограничительного штифта и нарушить нормальную работу хода. Для устранения этого вилку

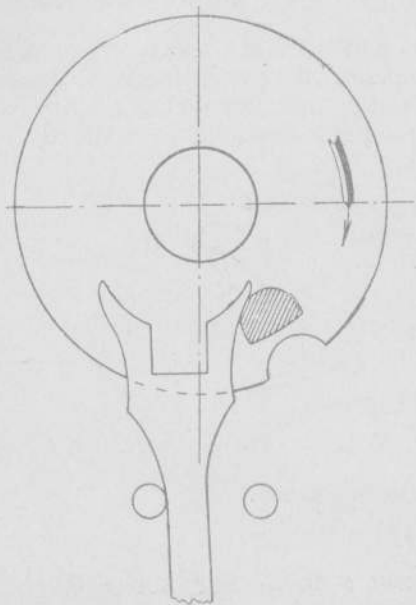


Рис. 70. Остановка хода.

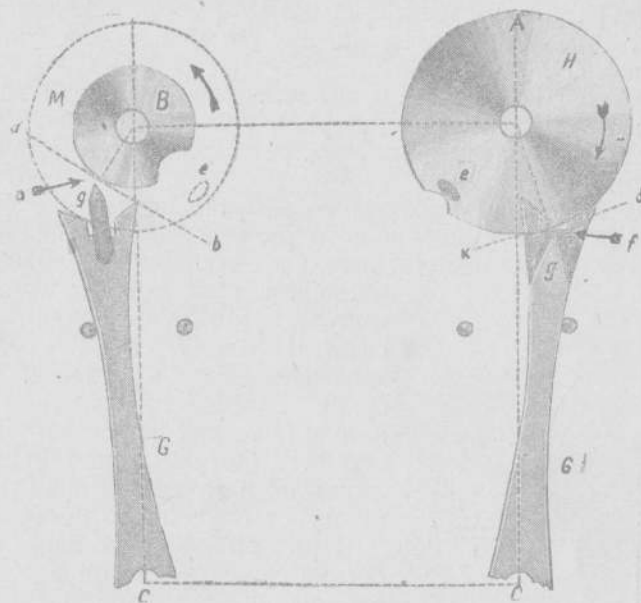


Рис. 71. Системы ролек.

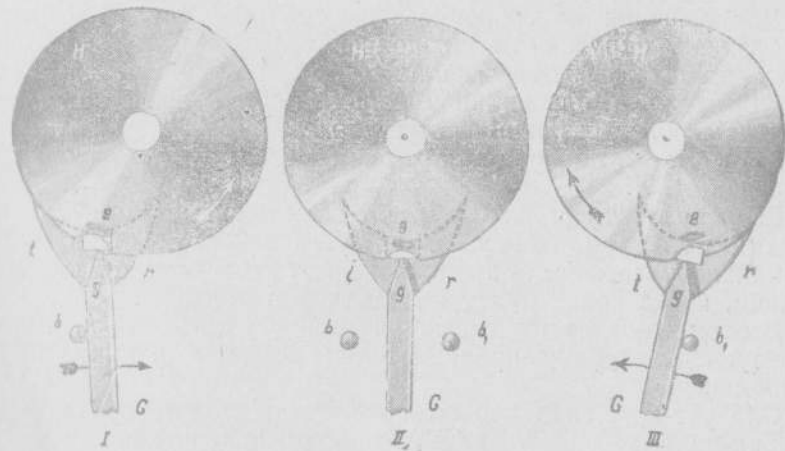


Рис. 72. Работа вилки с одинарной ролькой.

снабжают рождками, которые в этот момент принимают на себя предохранительные функции и, касаясь колонштейна, не дают возможности вилке далеко уйти от ограничительного штифта (рис. 77-1).

Встречаются конструкции вилок, где вместо копы вставлен круглый штифт, выполняющий роль предохранителя. Разницы в работе вилки с копом и вилки с предохранительным штифтом нет никакой.

На рис. 71, слева, изображена вторая система — с двойной ролькой. Шайба *B*, уменьшенного размера, имеет только вырез и выполняет роль предохранительной рольки. Колонштейн *e*

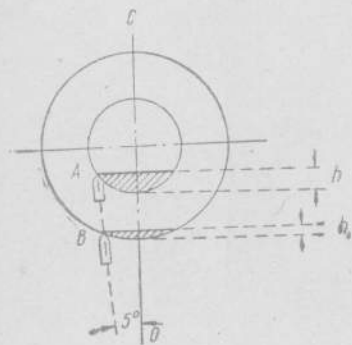


Рис. 73. Выбор размера предохранительной рольки.

вставляется в другую рольку — импульсную *M*. Обе рольки жестко связаны между собой втулкой и насажены на ось баланса. На рисунке изображен момент, когда вилка *G* лежит на левом упорном штифте. Острие копы *g* касается линии *ab* в точке *o* и предохраняет вилку от случайного поворота.

При выборе двойной рольки весьма существенно определить соотношение размеров предохранительной и импульсной ролек для того, чтобы установить наиболее надежное предохранение от случайного поворота вилки и сообщить балансу необходимый импульс.

Для решения этого вопроса рассмотрим рис. 73. На нем изображены окружности предохранительных ролек с различными диаметрами, отвечающие одному и тому же углу поворота вилки. *OC* — ось вилки и рольки; *h* и *h₁* — заштрихованные сегменты ролек различного диаметра.

Копье может повернуться от оси *OC* на угол 5° и находиться в точках *A*, *B*.

Если сравнить рольки с различными диаметрами, то мы увидим, что при том же самом угле поворота вилки — 5° — наибольшая надежность предохранения будет у самой маленькой рольки, когда копы будет находиться в точке *A*.

В этом случае высота заштрихованного сегмента *h*, характеризующая глубину проникновения копы в рольку, будет наибольшая.

Следует отметить, что если увеличить угол поворота вилки, например, до $8-10^\circ$, то надежность предохранения от этого увеличится. Но увеличивать угол поворота вилки не рекомендуется из-за влияния его на изохронизм колебания баланса. Поэтому, для улучшения предохранения выгоднее делать

угол поворота вилки по 5° вправо и влево от положения равновесия, а предохранительную рольку брать меньшего диаметра.

Если колонштейн будет находиться как можно дальше от центра вращения баланса, то сила удара у него будет большая. Поэтому импульсная ролька, несущая колонштейн, должна быть значительно больше предохранительной рольки.

Такое соотношение ролек может быть осуществлено только применением двойной рольки, где маленькая предохранительная и большая импульсная рольки соединены между собой втулкой.

Напомним, что у одинарной рольки мы имеем обратное соотношение размеров: диаметр предохранительной рольки больше диаметра импульсной, что является, как мы видели, неблагоприятным обстоятельством для работы предохранительного устройства.

Различные конструкции двойных ролек изображены на рис. 74.

Маленькая предохранительная ролька бывает обычно круглой, с вырезом, а большая импульсная ролька, куда вставляется импульсный камень — имеет различные формы: *I* (круглую), *II*, *III* и *IV* — получились из круглой путем удаления лишнего материала для облегчения импульсной рольки.

Попутно укажем на встречающиеся формы поперечного сечения импульсного камня — колонштейна (рис. 75).

Форма *A* — эллиптическая, поэтому колонштейн часто называют эллипсом.

Форма *B* — цилиндрическая, с закругленным срезом, сделанным на высоте $\frac{1}{3}$ диаметра цилиндра.

Формы *C* и *D* — трехгранные. Считаются хорошими формами, но недостаточно прочными из-за малого сечения.

Форма *E* — цилиндрическая с прямым срезом на высоте $\frac{1}{3}$ диаметра. Имеет в настоящее время, в связи с легкостью изготовления, большое применение.

Колонштейн изготавливается из искусственных полудрагоценных камней — рубина, сапфира и т. п.

Сопоставляя работу одинарной и двойной ролек, можно убедиться в большей надежности предохранения у двойной рольки (рис. 76).

Вначале показаны отдельно двойная ролька *a* и простая ролька *b*, а затем показана комбинация обоих видов предохранения. Из рисунка ясно, что глубина проникновения копы в малую рольку — окружность *bb* с углом *APB*, равным 25° , — больше, чем глубина проникновения предохранительного штифта в большую рольку — окружность *aa* с углом *A'P'B'*, равным 12° .

В первом случае применена двойная ролька: предохранительная ролька *d* с вырезом для предохранения и импульсная

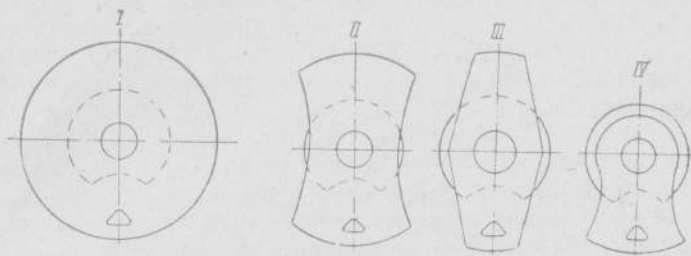


Рис. 74. Конструкции двойных ролек.

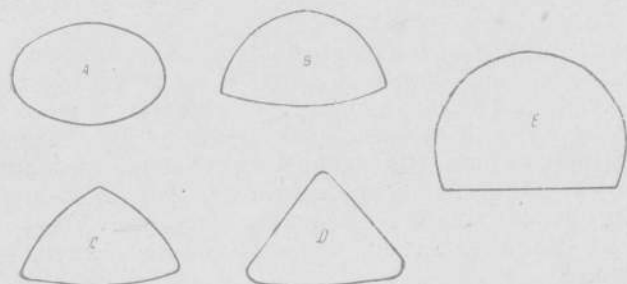


Рис. 75. Формы импульсных камней.

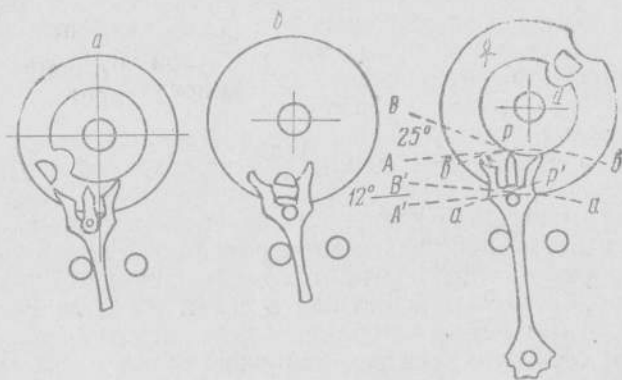


Рис. 76. Работа различных ролек.

ролька *f*, несущая колонштейн, а во втором случае — роль предохранительной и импульсной ролек выполняет одна ролька *f*, имеющая вырез предохранения и колонштейн.

Случай 1 на рис. 77 показывает назначение рожек как предохранительного органа в момент прохода рольки перед копьём. Случайной переброске вилки вправо воспрепятствует левый рожок, который ударится о колонштейн.

Как мы увидим в дальнейшем, при построении хода длина рожек зависит от ряда величин. Здесь же необходимо лишь отметить, что чрезмерная длина рожек излишня, так как она затрудняет изготовление вилки и, кроме того, слишком длин-

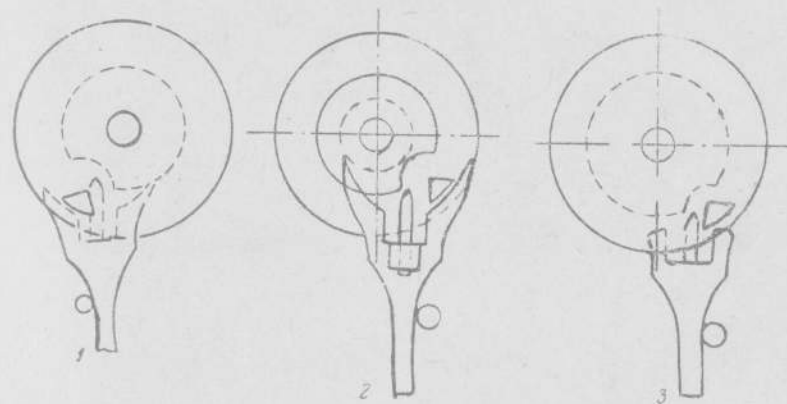


Рис. 77. Назначение рожек анкерной вилки.

ные рожки могут задеть своими концами за втулку двойной рольки (случай 2, рис. 77, где она изображена пунктиром) и мешать свободным колебаниям баланса.

Вместе с тем можно обойтись, при соответствующем подборе размеров колонштейна и рольки, без рожек (случай 3 на рис. 77). В этом случае толщина колонштейна берется немного шире нормальной, а предохранительная ролька также берется больше нормального диаметра (вместо 0,5 от диаметра импульсной рольки берут 0,6—0,7 ее диаметра). Большого распространения вилки без рожек не получили.

Наличие предохранительного устройства исключает возможность случайного перехода вилки от одного штифта к другому. Но оно вместе с тем вызывает дополнительное неудобство. Предохранительный штифт или копьё, прижимаясь к рольке, будут тереться об ее поверхность, и колебания баланса будут несвободными, т. е. основное положительное свойство свободного анкерного хода будет утрачено.

Поэтому применяют дополнительные меры для того, чтобы удержать вилку у ограничительного штифта и сильнее притянуть ее к нему.

Это достигается соответствующим наклоном поверхности покоя палетты, который создает так называемый угол притяжки.

Способ измерения величины этих углов у якоря на входной и выходной палеттах изображен на рис. 78. На нем показана анкерная вилка, имеющая противовес в виде плеча d для уравнивания якоря. Угол притяжки на входной палетте обозначен углом cba , а на выходной палетте — углом $c'b'a'$.

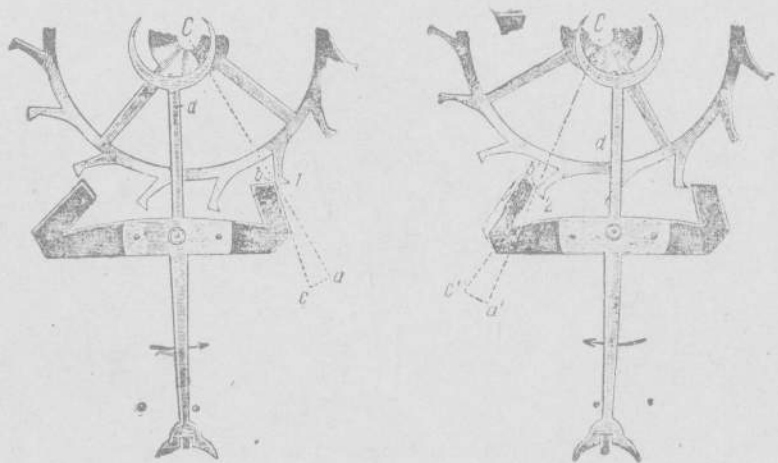


Рис. 78. Притяжка.

При правильном построении угла притяжки, когда зуб I упадет на плоскость покоя входной палетты, она, под влиянием силы давления зуба на нее, будет опускаться вовнутрь колеса, и вилка прижмется к правому ограничительному штифту.

Чтобы это произошло и палетта втянулась в ходовое колесо, необходимо, чтобы угол наклона плоскости покоя входной палетты cb к линии aC , являющейся продолжением радиуса колеса, проведенного в точке падения зуба на палетту, был бы больше угла трения материала зуба (сталь) о материал палетты (камень), который равен около 8° . Обычно этот угол притяжки берут равным от 11° до 15° . Это положение относится и к выходной палетте.

Если проследить, как изменяется угол притяжки при движении палетты, то мы заметим следующее.

На рис. 79, слева, изображена входная палетта.

Угол покоя AOB взят равным 3° , а угол притяжки DAE — 13° . При падении ходового колеса зуб ляжет на плоскость покоя в точку A , а затем перейдет в точку B . Если мы соединим точку B с точкой O и к линии BO проведем перпендикуляр CB , то угол CBE будет углом притяжки в тот момент, когда зуб будет находиться в точке B . Этот угол будет равен 16° .

Отсюда можно сделать вывод, что при выдвигании входной палетты из-под зуба угол притяжки увеличивается на величину угла покоя.

Сделав такое же построение для выходной палетты, мы увидим, что по мере выдвигания выходной палетты из-под зуба угол притяжки уменьшается на величину угла покоя.

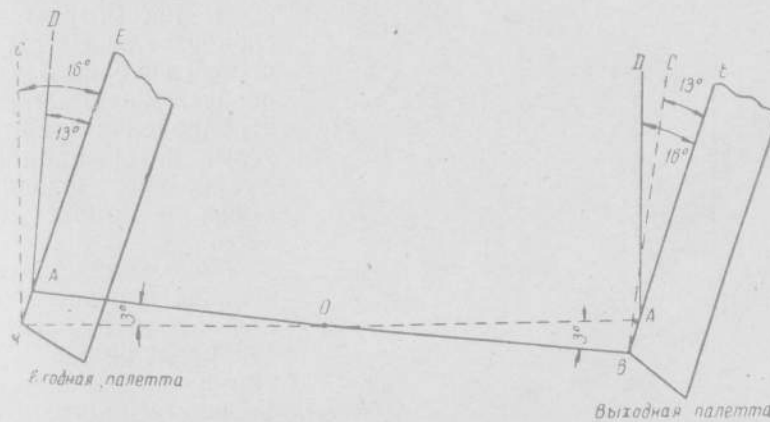


Рис. 79. Изменение угла притяжки.

Поэтому всегда рекомендуется угол притяжки на выходной палетте делать на величину угла покоя больше, чем на входной палетте.

Например, при угле покоя в 2° угол притяжки на входной палетте можно взять 12° , тогда на выходной палетте его нужно взять равным 14° .

Применение притяжки вызвало применение палетт, ограниченных прямыми линиями. Это, в свою очередь, создало явление отхода колеса назад (рис. 80).

При нахождении вилки у ограничительного штифта зуб лежит на плоскости покоя входной палетты в точке A . Дуга поворота точки A пройдет по кривой aa' .

Когда колонштейн начинает отводить вилку от штифта, палетта выходит из-под зуба и точка B входной палетты, описывая дугу bb' , попадает в точку A' (дуга aa' сместится

на величину S), откуда зуб начнет скользить по плоскости импульса палетты.

Таким образом, чтобы освободить палетту, колесу придется немного повернуться обратно, пока вершина зуба не перейдет из точки A в точку A' (на рисунке показано пунктиром).

Сила, которая требуется палетте для вытягивания ее из-под зуба ходового колеса, называется силой освобождения.

Величина отхода колеса назад (отдача) зависит от угла покоя (глубины хода) и угла притяжки.

При угле покоя в 2° и угле притяжки $13-15^\circ$ угол поворота колеса назад будет равен примерно $0^\circ 15'$.

Работа анкерного хода. Рассмотрим последовательно схему работы анкерного хода, изображенную на рис. 81, определяя при этом углы, которые проходят баланс, анкерная вилка и ходовое колесо.

Положение I. Зуб a упал на плоскость покоя входной палетты анкерной вилки, притянув ее к левому упорному (ограничительному) штифту. Баланс, совершив свое

по палетте, импульс вилке, которая продолжает свое движение вправо.

К колонштейну перескакивает левый рожек вилки, который начинает передавать импульс балансу.

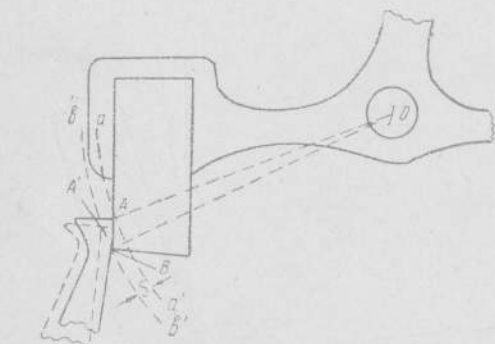


Рис. 80. Отход назад колеса.

дополнительное колебание под влиянием силы упругости спирали, возвращается обратно, как это указано стрелкой. Ходовое колесо стоит неподвижно.

Положение II. Колонштейн ударился о правый рожек вилки и начинает поворачивать вилку к правому ограничительному штифту, освобождая входную палетту из-под зуба. Палетта при этом отводит колесо назад.

Положение III. Вилка отошла от левого ограничительного штифта настолько, что зуб колеса a попал на переднюю кромку плоскости импульса входной палетты.

Угол, пройденный балансом при переходе из положения II в положение III, называется углом освобождения. Вилка за это время прошла угол покоя, а колесо — угол отхода назад.

Положение IV. Упругая сила спирали закончила свое действие. Зуб колеса a начинает скользить своей вершиной (острием) по палетте и сообщает, за счет угла импульса

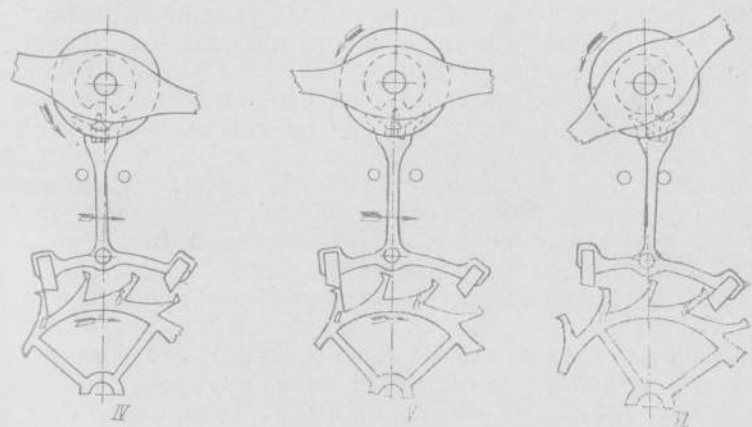
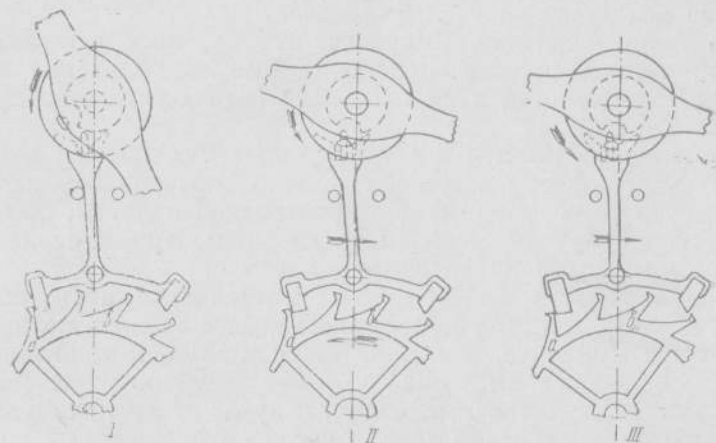


Рис. 81. Работа швейцарского анкерного хода.

Положение V. Закончился импульс по палетте и начинается импульс по зубу a . Баланс продолжает получать импульс, вилка приближается к правому упорному штифту, ходовое колесо продолжает вращаться вправо. Угол, пройденный балансом за время положения IV и положения V, назы-

вается углом импульса, а вместе с пройденным ранее углом освобождения — углом подъема баланса.

Угол, пройденный вилкой за эти два положения, называется углом импульса анкерной вилки. Колесо также повернулось за это время на угол импульса.

Закончив передачу импульса, зуб *a*, коснувшись своей пяткой задней кромки плоскости импульса палетты, готов соскочить с входной палетты. Вилка готова упасть на правый упорный штифт.

Положение VI. Зуб *a* ходового колеса соскочил с входной палетты, и ходовое колесо свободно повернулось на угол падения. Зуб его *b* лег на покой выходной палетты, притянув вилку к правому упорному штифту и повернув ее на угол, называемый углом потерянного пути.

Необходимость наличия угла потерянного пути обусловлена несовершенством изготовления колеса и вилки. Неточность шага колеса, биение его и т. д. могут вызвать в положении V, после окончания импульса по зубу, остановку часов, так как может случиться, что пятка зуба *a* не покинула еще входную палетту, а зуб *b* либо коснулся уже покоя выходной палетты, либо упал на импульс ее. Поэтому в положении V, когда импульс по зубу окончился, ограничительный штифт должен находиться на небольшом расстоянии от вилки (не больше $\frac{1}{2}^\circ$). Наличие угла потерянного пути несколько увеличивает угол покоя, составляя так называемый полный угол покоя.

Баланс под действием полученного импульса уходит от рожка вилки и начинает совершать свое дополнительное колебание.

В дальнейшем, когда баланс пойдет обратно, колонштейн ударится о левый рожок вилки, повернет ее влево, освобождая зуб *b* ходового колеса из-под выходной палетты, и все то, что происходило на входной палетте, полностью повторится на выходной, пока вилка вновь не придет в положение I.

Из работы швейцарского хода мы видим, что баланс совершает свои дополнительные колебания свободно, не будучи связанным с деталями хода. Таким образом, анкерный ход является действительно свободным, наиболее совершенным из всех ранее рассмотренных нами ходов и применяется в часах высшего качества.

Ниже приводим сводную таблицу углов, регулярно проходимых деталями анкерного хода и балансом во время их совместной работы (табл. 16).

Табл. 16, обобщая работу анкерного хода, показывает, что:

1. Во время поворота баланса на угол освобождения анкерная вилка повернется на угол покоя, а ходовое колесо отойдет обратно на угол отхода назад.

Таблица 16

Углы, проходимые деталями хода и балансом

Баланс	Анкерная вилка	Ходовое колесо
Угол освобождения	Угол покоя	Угол отхода назад
Угол импульса	Угол импульса	Угол импульса
Начало угла дополнительного колебания	Угол потерянного пути	Угол падения
Угол дополнительного колебания	(Неподвижна)	(Неподвижно)

Таблица 17

Величины углов, проходимые деталями хода и регулятором

Наименование углов	Движущая сила	Примерные величины углов	Примечание
Угол освобождения баланса	Спираль	6—7°	Для одинарной рольки — 8—9°. Для маленьких часов — 12°
Угол покоя вилки	Спираль	1°30' до 2°	
Угол отхода назад ходового колеса	Спираль	0°15'	
Угол импульса ходового колеса	Заводная пружина	9° в английском ходе 16°10' в швейцарском ходе	
Угол импульса вилки	Заводная пружина	8—8°30'	Для маленьких часов — 12°
Угол импульса баланса	Заводная пружина	24—28°	Для одинарной рольки — 32—36°. Для маленьких часов — 48°
Угол падения ходового колеса	Заводная пружина	3° в английском ходе, 1°30' в швейцарском ходе	
Угол потерянного пути вилки	Заводная пружина	0°15' до 0°30'	
Угол дополнительного колебания баланса	Заводная пружина	255°—амплитуда дополнительного колебания	При обратном движении баланса дополнительное колебание происходит под действием силы спирали

2. Повороты на угол импульса происходят одновременно у баланса, анкерной вилки и ходового колеса.

Углы подъема составляются: для баланса — из углов освобождения и импульса баланса, а для вилки — из углов покоя и импульса анкерной вилки;

3. С началом прохождения угла дополнительного колебания баланса, анкерная вилка повернется на угол потерянного пути, а ходовое колесо — на угол падения;

4. При прохождении балансом угла дополнительного колебания анкерная вилка и ходовое колесо стоят неподвижно.

В табл. 17 приведены примерные величины этих углов и движущие силы, под действием которых детали проходят эти углы.

Рассмотрев довольно подробно работу анкерного хода, определим теперь причины и последовательность ударов, которые мы слышим при работе анкерного хода.

1-й удар. Колонштейн ударяется о рожек, совершая освобождение палетты из-под зуба ходового колеса.

2-й удар. Другой рожек ударяется о колонштейн при начале импульса.

3-й удар. Зуб падает на покой (это наиболее сильный удар).

4-й удар. Анкерная вилка, пройдя потерянный путь, ударяется об ограничительный штифт.

По четкости и правильности ударов часовщики судят о правильности установки и работы анкерного хода.

Зазоры в предохранительном приспособлении. Для правильной работы анкерного хода необходимо величины зазоров (люфтов) в предохранительном приспособлении брать в определенной зависимости друг от друга.

1-я зависимость. Когда вилка притянута к правому ограничительному штифту (рис. 82 а), между копьем и предохранительной ролькой должен быть небольшой зазор для свободного колебания баланса. Зазор этот измеряется углом, на который нужно повернуть вилку, чтобы копье коснулось предохранительной рольки. Очевидно, что зазор между копьем и предохранительной ролькой должен быть такой, чтобы при повороте вилки на эту величину зуб ходового колеса не сошел с плоскости покоя выходной палетты и не попал на плоскость импульса. Если это произойдет, то зуб колеса прижмет копье сильно к рольке и может остановить колебания баланса (рис. 82 б).

Отсюда вывод: зазор между копьем и предохранительной ролькой или, как его называют, люфт в копье не должен быть больше полного угла покоя.

2-я зависимость. Зазор между колонштейном и рожками или, как его называют, люфт в рожках измеряется углом, на который нужно повернуть анкерную вилку от ограничитель-

ного штифта, чтобы она своими рожками коснулась колонштейна, когда он будет перед ними.

Величина этого зазора, по аналогии с предыдущим случаем, не должна быть больше полного угла покоя, ибо в противном случае зуб ходового колеса попадет на импульс и колонштейн начнет касаться рожек, от чего колебания баланса станут несвободными.

Отсюда вывод: люфт в рожках должен быть меньше полного угла покоя анкерной вилки.

3-я зависимость. Чтобы колонштейн при касании копья о предохранительную рольку не наскочил на рожек, как это показано на рис. 83, слева, необходимо,

чтобы люфт в копье был меньше люфта в рожках. Иногда для этой цели часовщики делают люфт у концов рожек больше, чем в начале их, но это необязательно. Можно сделать равномерный люфт по всей длине рожек, но с учетом того, чтобы он был больше люфта в копье и меньше угла полного покоя.

4-я зависимость. Так как движение баланса в конце импульса становится наиболее быстрым, то необходимо учесть, чтобы колонштейн свободно мог пройти перед рожками вилки, если даже колесо не успеет притянуть вилку к ограничительному штифту, т. е. повернуть ее на угол потерянного пути.

Если зазор между колонштейном и рожками будет меньше потерянного пути, то легко может получиться трение колонштейна о рожки, прежде чем вилка будет притянута к ограничительному штифту. Это видно на рис. 83, справа, где показано, как колонштейн трется о правый рожек.

Отсюда вывод: люфт в рожках должен быть больше, чем потерянный путь.

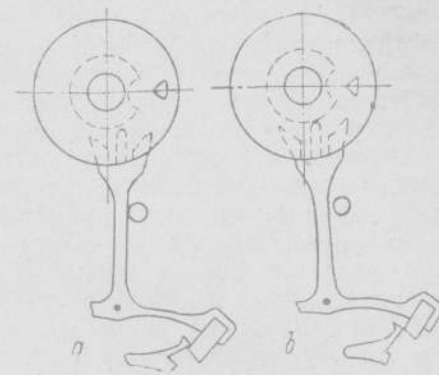


Рис. 82. Люфт в копье.

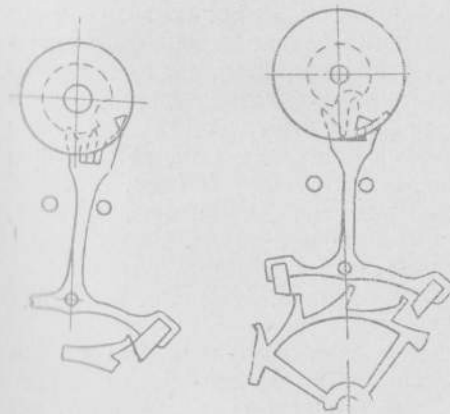


Рис. 83. Люфты в копье и рожках

Указанные соотношения зазоров необходимо учитывать при установке и регулировке анкерного хода.

Остановки хода на импульсе и на покое. Из рассмотренного ранее мы знаем, что в часовом механизме действуют два источника энергии: сила заводной пружины и сила упругости спирали. При работе анкерного хода сила заводной пружины через колесную систему действует на зубья ходового колеса, а сила упругости спирали сообщает движение колонштейну и действует на анкерную вилку.

Во время освобождения палетты из-под зуба ходового колеса действует сила упругости спирали, в то время как сила заводной пружины препятствует этому.

В другом положении — при передаче импульса балансу — зуб ходового колеса проходит плоскость импульса палетты, и вилка толкает колонштейн. Действующей силой является сила заводной пружины. В то же время сила упругости спирали противодействует этому движению и стремится привести баланс в положение равновесия.

В обоих случаях — при равновесии действующих и противодействующих сил — произойдет остановка хода.

В первом случае это произойдет тогда, когда в процессе освобождения зуба сила спирали окажется недостаточной, чтобы вытянуть палетту из-под зуба и отодвинуть вилку от ограничительного штифта.

Тогда зуб задержится на плоскости покоя палетты и произойдет остановка на покое, что видно из положения I (рис. 84).

Во втором случае это произойдет тогда, когда в процессе передачи импульса, после положения равновесия, сила пружины окажется недостаточной, чтобы, преодолевая сопротивление силы упругости спирали, продолжать толкать колонштейн. Тогда зуб задержится на конце импульсной плоскости палетты и произойдет остановка на импульсе или, как иногда называют, остановка „на пальце“, — положение II (рис. 84).

Остановку на импульсе можно заметить, например, в часах, когда заводная пружина будет почти вся спущена. Чем больше угол, на который отклонен баланс от положения равновесия, т. е. чем больше угол подъема баланса, тем легче будет происходить освобождение.

Вместе с тем, более легкая передача импульса будет происходить тогда, когда колонштейн будет находиться ближе к положению равновесия, т. е. угол подъема баланса будет меньше, и сила упругости спирали, препятствующая импульсу, еще не успеет достаточно возрасти.

Отсюда видно, что одновременные требования легкости освобождения и импульса несовместимы.

Условия, способствующие устранению причин остановок

анкерного хода, создаются подбором соответствующих размеров деталей хода и углов, проходимых этими деталями.

Так, например, при отношении длины вилки (расстояние от центра ее качания до начала рожек) к радиусу импульсной рольки, как 3:1, и угле подъема вилки 10° — угол подъема баланса будет 30° . В этом случае при правильно подобранной силе спирали равновесие сил наступает при повороте баланса на $19^\circ 15'$ от линии положения равновесия. А так как контакт колонштейна с вилкой продолжался лишь в период его поворота на 15° после положения равновесия (половина угла подъема баланса), то остановка на импульсе не должна произойти.

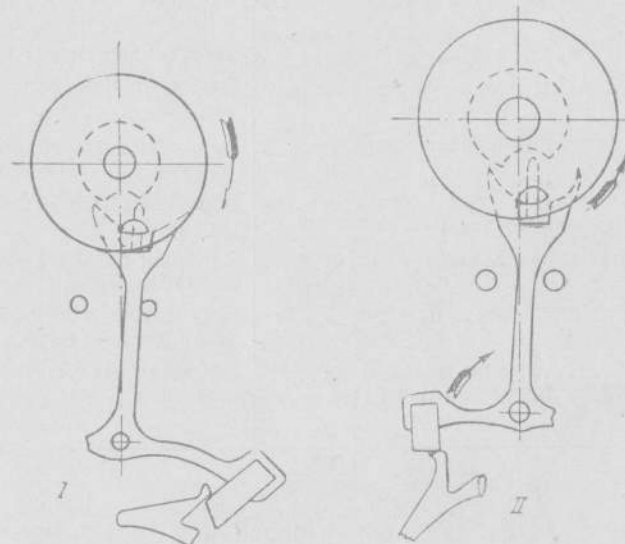


Рис. 84. Остановки хода на покое и на импульсе.

Если мы удлиним вилку, сделав соотношение ее длины к радиусу импульсной рольки, как 4:1, то, при подъеме вилки в 10° , угол подъема баланса будет 40° . В этом случае равновесие сил наступает при отклонении баланса от положения равновесия на $14^\circ 20'$, что находится в пределах угла подъема баланса и вызовет остановку на импульсе. Следовательно, наличие длинной вилки может быть одной из причин остановки на импульсе.

Можно перечислить целый ряд причин, вызывающих остановку на импульсе и на покое, которые приводятся нами в табл. 18.

Из сравнения причин остановок на импульсе и на покое мы видим, что многие причины противоречивы. Это доказывает

Причины остановки хода на импульсе и на покое

Причины остановки на импульсе	Причины остановки на покое
Неисправность колесной системы и большое трение в осях, вызывающие уменьшение силы импульса	Слишком сильная заводная пружина
Слишком тяжелый баланс и очень сильная спираль	Слишком легкий баланс и очень слабая спираль
Загустевшее масло в осях	Загустевшее масло в осях
Плохая полировка плоскости импульса	Плохая полировка плоскости покоя
Слишком тяжелая анкерная вилка	Слишком большой угол притяжки
Слишком длинная анкерная вилка и небольшая импульсная ролька	Короткая вилка и большая ролька
Узкий вырез вилки для колонштейна	Слишком большой угол покоя (глубокий ход)
Плохая обработка стенок паза вилки для колонштейна	Недостаточная свобода движения деталей хода
Неправильная установка колонштейна (он не лежит на линии центров баланса и вилки)	Неправильная установка колонштейна

необходимость соблюдения тщательной осторожности при остановке хода, подбора деталей его, расчете углов и т. д.

Особенно большие неудобства создают остановки на импульсе и на покое в часах, которые должны начать работу сразу же после включения их в действие, например, в секундомерах. Часовые механизмы небольших размеров очень часто имеют остановку на импульсе, и для пуска их в ход требуется дать балансу предварительный толчок — качнуть его.

Соотношение размеров в анкерном ходе. Рассмотрим общепринятые соотношения величин углов для свободных анкерных ходов, необходимые для построения и установки хода.

При построении анкерных ходов рекомендуется принимать:

число зубьев ходового колеса	15
обхват якорем	$2\frac{1}{2}$ шага
угол обхвата	60°
угол подъема якоря	10°

При этом считают, что:

1) для швейцарского хода угол покоя — $1\frac{1}{2}^\circ$, импульс на палетте $6\frac{1}{2}^\circ$, ширина палетты $6-7^\circ$, импульс на зубе 2° , ширина плоскости импульса зуба $3-4^\circ$, угол падения $1\frac{1}{2}^\circ$.

Иногда при угле подъема якоря 10° принимают угол покоя $1\frac{1}{2}^\circ$, импульс на палетте 5° и импульс на зубе $3\frac{1}{2}^\circ$. В наручных маленьких часах угол подъема якоря берут от 14 до 18° , тогда угол покоя $2-3^\circ$, импульс на палетте 8° и больше, импульс на зубе 4° и выше.

2) для английского хода угол подъема якоря 10° состоит из угла покоя $1\frac{1}{2}^\circ$ и импульса на палетте $8\frac{1}{2}^\circ$. Принимают ширину палетты $8\frac{1}{2}-10^\circ$, угол падения $2\frac{1}{2}-3^\circ$.

Обычно угол подъема баланса с двойной ролькой равен $30-35^\circ$, а при одинарной рольке $40-45^\circ$. Для наручных маленьких часов угол подъема баланса достигает 60° . Угол притяжки берут от 11 до 15° .

Угол поднутрения передней грани зуба ходового колеса — 24° .

3) Для механизма будильника угол подъема баланса берется 60 или 72° при угле подъема якоря 10 или 12° .

Вообще для штифтового хода, где импульс расположен только на зубе ходового колеса, обычно принимают: угол покоя $1\frac{1}{2}^\circ$, угол импульса 10° , толщина зуба 8° , толщина штифта (палетты) $2\frac{1}{2}^\circ$ и угол падения $1\frac{1}{2}^\circ$; угол поднутрения передней грани зуба ходового колеса $15-18^\circ$.

Определение размеров деталей анкерного хода (по таблице М. Гроссмана). Диаметр действующей окружности колеса и наружный диаметр его, измеренный по 3 зубьям, можно определить по расстоянию между центрами колеса и якоря. Под диаметром действующей окружности ходового колеса подразумевают диаметр окружности, которая проходит по вершинам зубьев.

Приведем основные размеры деталей швейцарского хода при следующих общих данных:

ходовое колесо	15 зубьев
углы притяжки	12 и $13\frac{1}{2}^\circ$
ширина палетты	7°
ширина зуба	$3\frac{1}{2}^\circ$
падение	$1\frac{1}{2}^\circ$

Если расстояние между центрами ходового колеса и якоря обозначить через E , то диаметр действующей окружности ходового колеса D_0 будет равен $1,732 \times E$, а наружный диаметр D_n нормального швейцарского хода равен $1,757 \times E$. Эта последняя величина примерная и может несколько изменяться в зависимости от угла подъема, угла импульса по зубу и ширины зуба, которые, как мы уже ранее говорили, имеют у различных часов небольшие расхождения.

б) Построение и расчет анкерных ходов

Наряду с швейцарским анкерным ходом, рассмотренным нами подробно, применение в часах имеет также английский анкерный ход. Принципы устройства и работа английского хода такие же, как и у швейцарского хода.

Напомним, что в основном английский ход характерен формой зуба ходового колеса. Зубья ходового колеса острые, и импульс расположен только на палетках.

Наряду с применением стального якоря, имеющего вставные палетки из камня, обычно у него палетки и якорь изготавливаются из одного куска материала. Встречаются конструкции ходов, где анкерная вилка изготовлена отдельно от якоря, имеет противовес для уравнивания и соединена с якорем двумя винтами.

В английском ходе имеет место, главным образом, применение одинарной — простой рольки.

Принципы расчета и построения английского хода такие же, как и швейцарского анкерного хода.

Английский ход. Требуется построить английский анкерный ход с равноплечим якорем, который составляет одно целое с палетками, по следующим данным: ходовое колесо имеет 15 зубьев, якорь обхватывает $2\frac{1}{2}$ шага, угол подъема 10° , угол покоя $1\frac{1}{2}^\circ$, угол импульса $8\frac{1}{3}^\circ$, угол притяжки на входной палетке 12° , а на выходной $13\frac{1}{2}^\circ$, угол падения 2° , диаметр ходового колеса 10 мм.

Построение показано на рис. 85 и ведется в строгой последовательности.

1. Проводим оси XX' , YY' и окружность ходового колеса W . Масштаб построения можно взять 20:1.

2. Определим угол при обхвате $2\frac{1}{2}$ шага

$$E = \frac{360 \cdot 2,5}{15} = 60^\circ.$$

Откладывая угол обхвата поровну от оси YY' , получим линии Lg и Li , которые пересекают окружность ходового колеса в точках B и G . Точки L , B , A , G лежат на одной окружности, центр которой K найден простым геометрическим построением.

3. Определим центр качания якоря A , проведя касательные к окружности ходового колеса через точки B и G . Получим линии lA и sA , которые в пересечении с осью YY' дадут центр качания якоря в точке A .

4. Определим ширину палетт. При 15 зубьях ходового колеса делим окружность на 15 частей и получаем величину шага колеса, равную $\frac{360}{15} = 24^\circ$, половина шага будет равна 12° .

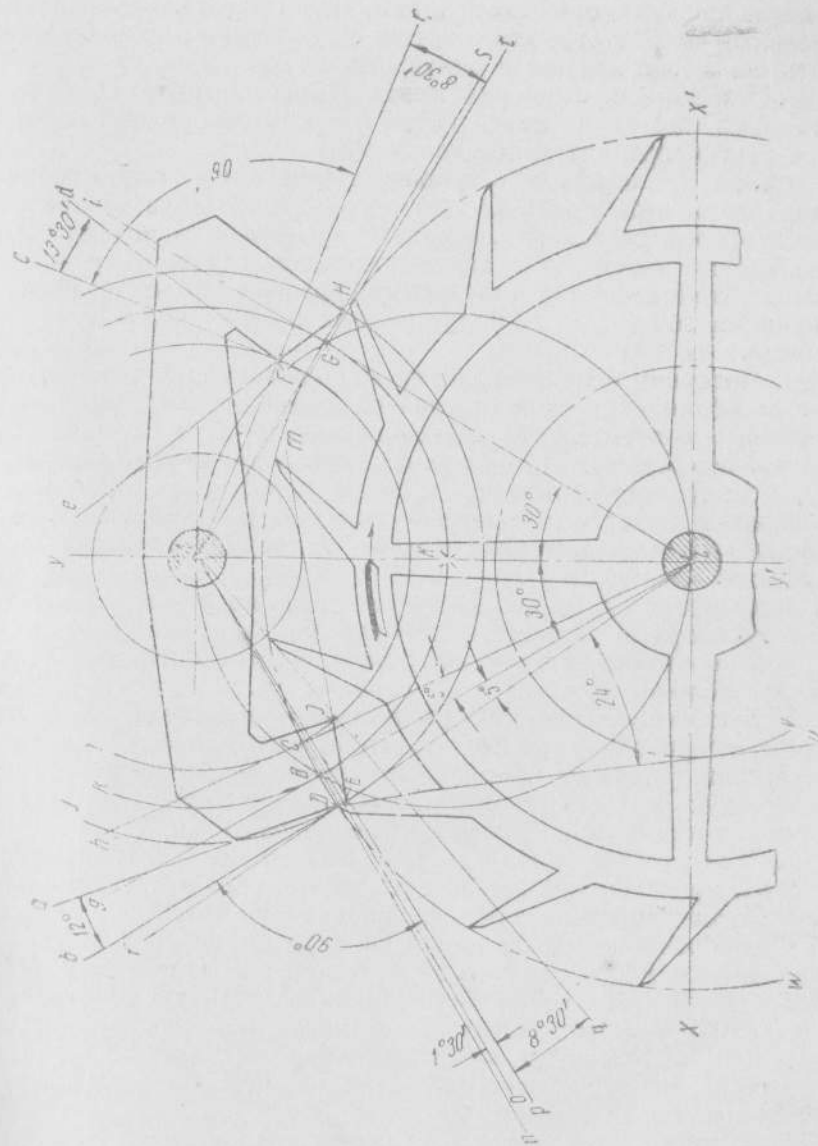


Рис. 85. Построение английского равноплечевого хода.

На падение нами взято 2° , значит на ширину палетт осталось 10° .

Так как строится равноплечий ход, то ширину палетт откладываем по обе стороны от линий угла обхвата. Отложив от линии Lg по обе стороны углы по 5° , получаем линии Lf и Lh , которые в пересечении с окружностью колеса дадут точки D и C . Из центра вращения якоря A через точки D , B и C проводим палеттные круги j , k и l . При этом средний палеттный круг k пройдет через точку G .

Линии Lf и Lh , образуют в пересечении с окружностью ходового колеса точки D и C , отстоящие от касательной $пА$ на некотором расстоянии, соответствующем углу потери. Это необходимо учесть, так как в противном случае мы не получим необходимого угла импульса при вращении ходового колеса. Соединив точки D и A , получаем линию $оА$ и угол $пАо$ — угол потери.

5. Построим входную палетту. Изобразим ход в тот момент, когда зуб ходового колеса упал на покой входной палетты.

Вниз от касательной $оА$ откладываем угол покоя $1\frac{1}{2}^\circ$ и получаем линию $рА$, а ниже от этой линии — угол импульса $8\frac{1}{2}^\circ$, получаем линию $qА$. Точки пересечения линии $рА$ с внешним палеттным кругом — точку E и линии $qА$ с внутренним палеттным кругом — точки I соединим и получаем плоскость импульса EI .

Если продолжить плоскость импульса по линии EIm , а из центра якоря A провести окружность, касательную к этой линии, то это будет круг импульсов, и плоскости импульсов палетт должны касаться этой окружности.

Для построения притяжки восстановим в точке E к линии $рА$ перпендикуляр Eb так, чтобы угол $пEb = 90^\circ$ и к нему под углом притяжки 12° проведем линию Ea , которая и будет плоскостью покоя входной палетты. Задняя плоскость палетты строится параллельно плоскости покоя из точки I .

6. Построим выходную палетту. Учитывая угол потери, проведем линию $tА$ ниже касательной $sА$. Таким образом, на выходной палетте угол потери будет sAt .

Откладывая вверх от линии $tА$ угол импульса $8\frac{1}{2}^\circ$, получаем линию $rА$, которая в пересечении с внутренним палеттным кругом даст точку F . Соединяя полученную точку с точкой H пересечения внешнего палеттного круга j с окружностью колеса w , получаем плоскость импульса выходной палетты.

Продолжая эту плоскость, мы видим, что линия HFe будет касательной к палеттному кругу.

Для построения притяжки необходимо в точке F (начало импульса) восстановить к линии $rА$ под углом 90° перпендикуляр Fc и вправо от него отложить угол притяжки $13\frac{1}{2}^\circ$ (на выходной палетте он на угол покоя больше, чем на вход-

ной). Полученная линия Fd дает направление плоскости покоя выходной палетты.

Задняя плоскость палетты строится параллельно ей. Дальнейшее построение якоря заключается в ограничении контура его прямыми линиями, как указано на рисунке. При этом необходимо учесть, чтобы толщина стенок отверстия для оси его была достаточной величины. Для этого ширина его в том месте, где насаживается ось, делается в два раза больше диаметра оси.

7. Построим зуб. Откладываем от точки D в обе стороны шага колеса, равные 24° . Переднюю грань зуба подиуряем на величины шага 24° . Для этого к линии Lf из точки D под углом 24° проводим линию Du . Если к этой линии провести касательную окружность v из центра колеса L , то все передние грани зубьев должны иметь направление, касательные к ней.

Фаску зуба берем равной $\frac{1}{3}$ угла падения, а заднюю грань наклоняем к передней под углом 12° . Высота зуба — $\frac{1}{8}$ — $\frac{1}{10}$ диаметра колеса. Остальное построение ведется по конструктивным соображениям. Количество спиц колеса — обычно четыре.

Построение вилки будет рассмотрено ниже, в разделе „швейцарский ход“.

Швейцарский ход. Данные для построения. Ход — равноплечий, ходовое колесо имеет 15 зубьев, якорь обхватывает $2\frac{1}{2}$ шага, угол подъема 10° (из них $6\frac{1}{2}^\circ$ на импульс по палетте, 2° на импульс по зубу и $1\frac{1}{2}^\circ$ на покой), падение возьмем $1\frac{1}{2}^\circ$, действующий диаметр колеса и диаметр по остриям зубьев 10,6 мм.

Масштаб построения 20:1.

Построение хода, изображенного на рис. 86, производим в следующем порядке:

1. Проводим взаимно перпендикулярные оси построения и действующую окружность колеса $ии$, в соответствии с выбранным масштабом.

2. Определим угол обхвата. При обхвате $2\frac{1}{2}$ шага и 15 зубьев ходового колеса угол обхвата равен 60° . Откладываем половины угла его — 30° — по обе стороны от оси построения.

Стороны угла обхвата Oj и Of пересекут действующую окружность в точках B и G .

3. Определим центр качания якоря C , проводя касательные eC и aC к действующей окружности через точки B и G . В точке пересечения касательных с осью и будет центр качания якоря C .

4. Определим ширину палетт и ширину зуба. На падение взято $1\frac{1}{2}^\circ$, — значит, на ширину палетты и зуба остается $12 - 1\frac{1}{2}^\circ = 10\frac{1}{2}^\circ$.

Распределяем его таким образом: на ширину палетты берем 7° , а на ширину зуба $3\frac{1}{2}^\circ$. Здесь следует отметить, что во всех

анкерных ходах существующих часовых механизмов это распределение углов произведено различно и вообще до сих пор в построении анкерных ходов нет стандартизации.

Ширину палетты, равную 7° , откладываем по обе стороны от линий угла обхвата Oj и Of , получаем Oi , Ok , Oe и Og .

Через точки пересечения их с действующей окружностью A , D , E и P и точки B и G проводим палеттные круги ss , rr , tt .

Изображаем ход в положении, когда зуб ходового колеса упал на выходную палетту. Поэтому ширину зуба в $3\frac{1}{2}^\circ$ откладываем влево от линии Oe , получаем линию Oh .

5. Построим выходную палетту. Вниз от касательной aC отложим угол покоя $1\frac{1}{2}^\circ$, проведя линию aC , и угол импульса по палетте $6\frac{1}{2}^\circ$, проведя линию dC , которые пересекут палеттные круги в точках M и K .

Соединив эти точки, получим плоскость импульса.

Углом потери, ввиду малой величины его, особенно при небольшой ширине палетты и равноплечем ходе, мы пренебрегаем.

Для получения плоскости покоя строим угол притяжки $13\frac{1}{2}^\circ$. Для этого из точки M восстанавливаем перпендикуляр Mr к линии aC и откладываем вправо угол притяжки. Линия Mg даст направление плоскости покоя палетты.

Чтобы построить входную палетту нужно найти наружный диаметр колеса и провести наружную окружность его, так как на ней будет находиться задняя кромка плоскости импульса входной палетты.

Для этого откладываем вверх от касательной aC угол импульса по зубу 2° , получаем линию eC , которая в пересечении с внешним палеттным кругом ss дает точку F . Эта точка будет определять собою конец импульса и находится на наружной (измеряемой) окружности колеса. Поэтому из центра колеса O через эту точку проведем окружность, которая и будет наружной окружностью колеса VV .

Пересечение линии Oh с полученной окружностью даст точку N —пятку зуба. Соединив точку N и E , получаем плоскость импульса зуба колеса.

Для получения направления передней грани зуба поднимем ее под углом 24° —получаем линию EW , которая даст это направление.

6. Построим входную палетту. Вверх от касательной eC откладываем угол импульса на палетте и зубе, равный $8\frac{1}{2}^\circ$. Получаем линию mC , пересекающую внешний палеттный круг в точке M .

При нашем построении, когда зуб ходового колеса упал на покой выходной палетты, задняя кромка импульса входной

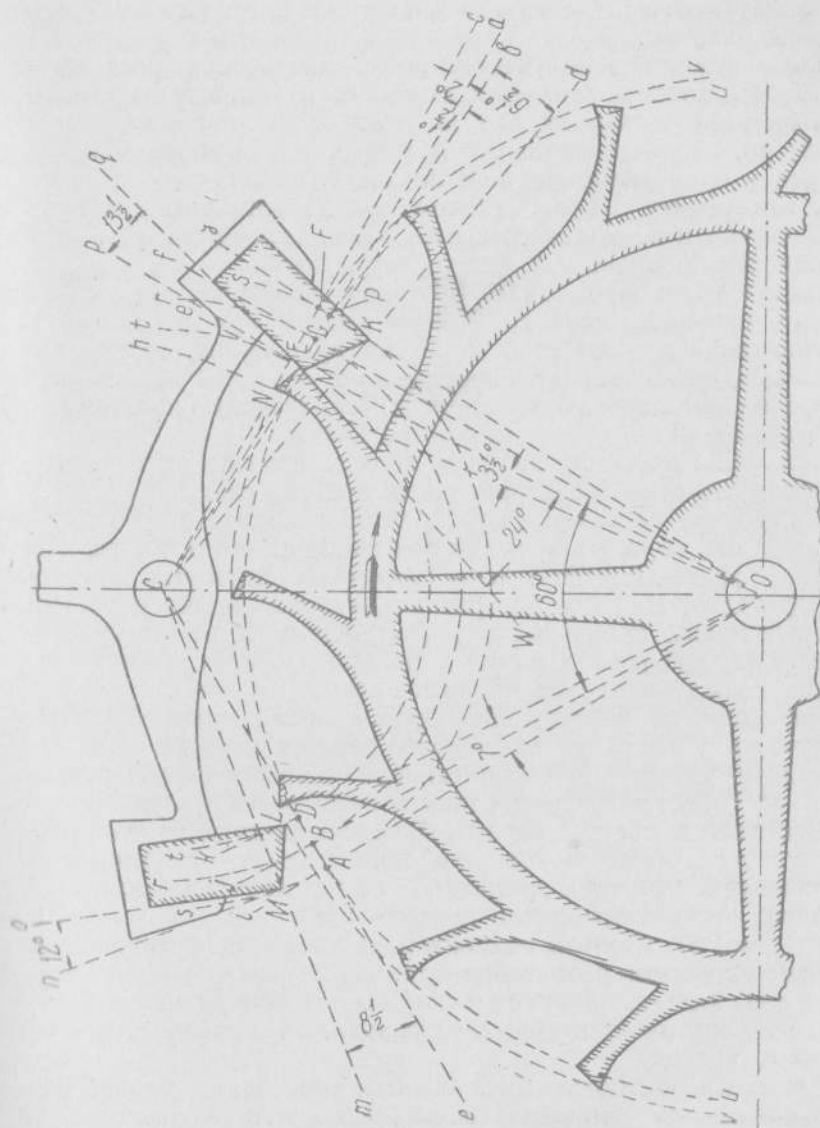


Рис. 86. Построение швейцарского равноплечевого хода.

палетты должна лежать на окружности VV ходового колеса, которая в пересечении с внутренним палеттным кругом даст точку L .

Соединив точку M с точкой L , получаем плоскость импульса входной палетты.

Плоскость покоя получается после построения угла притяжки 12° , которое делается таким же путем, как на выходной палетте. Перпендикуляр из точки M к линии mC будет линия Mn , отложив от нее угол в 12° , получим линию Mo , которая и будет направлением плоскости покоя.

7. Построение зуба. Делим действующую окружность на 15 частей и от точки E , шагом в 24° , откладываем по этой окружности точки начала импульсов на зубе.

Задняя грань зуба делается такой, чтобы она не мешала палетте свободно входить внутрь колеса при работе хода. Обычно сзади зуб имеет у пятаки прямую линию, направленную к центру колеса или параллельно передней грани. Эта прямая плавно переходит в кривую, усиливающую ножку зуба. Высота зуба равна $\frac{1}{8} - \frac{1}{10}$ диаметра колеса.

Остальные размеры якоря и колеса, а также их оформленные выбираются по конструктивным соображениям.

Построение неравноплечего хода происходит точно таким же путем, с той лишь разницей, что толщина палетт откладывается по одну сторону от линий угла обхвата.

Перейдем теперь к построению анкерной вилки и рольки, которые можно производить вне зависимости от построения якоря. При построении вилки и рольки в основу кладут расстояние между центрами якоря и баланса (рольки).

Соотношение действующей длины вилки и действующего радиуса импульсной рольки обычно берется как 3:1.

Радиус малой предохранительной рольки берут равным от $\frac{1}{2}$ до $\frac{2}{3}$ действующего радиуса импульсной рольки.

Произведем построение на основании следующих данных.

Расстояние между центрами вилки и рольки — 7,5 мм. Якорь неравноплечий с углом подъема 10° . Угол подъема баланса 30° . Масштаб построения можно принять 10:1.

На рис. 87 изображены анкерная вилка с неравноплечим якорем, вставными палеттами и осями анкерной вилки и баланса. Последняя является одновременно осью двойной рольки. Положение I показывает момент нейтрального положения анкерной вилки и рольки.

1. На оси построения откладываем расстояние, равное расстоянию между центрами якоря O и вилки O_1 . Из точки O откладываем угол подъема якоря в 10° , поровну по 5° , по обе стороны от оси построения, получаем линии Oa и Ob , а из точки O_1 — угол подъема баланса в 30° , — получаем линии O_1g и O_1h .

Через точки пересечения сторон этих углов (A и B) проводим из центра O_1 пунктиром действующую окружность импульсной рольки, а из центра O через точки A , B — дугу mt , которая должна проходить через углы паза рожек вилки, и тем самым определим действующую длину вилки.

Проводим окружность предохранительной рольки радиусом $\frac{2}{3}$ радиуса действующей окружности импульсной рольки.

2. Для построения колонштейна откладываем симметрично оси построения из центра O угол в 5° , в который мы впишем из центра, расположенного на действующей окружности импульсной рольки, окружность колонштейна, срезанную на величину $\frac{2}{3}$ ее диаметра по кривой, проведенной из центра O_1 . Стороны этого угла в 5° ограничивают на окружности предохранительной рольки вырез для копыя.

Ширину паза вилки для колонштейна берем на 0,01 — 0,02 мм больше диаметра колонштейна, боковые стенки паза будут параллельны оси вилки, а глубина паза берется такой, чтобы в нее свободно вошел колонштейн.

3. Для построения рожек отклоним анкерную вилку влево, к ограничительному штифту — положение II .

Влево от точки s пересечения линии Oa с окружностью малой рольки отложим ширину выреза для копыя, найденную в положении I , и через середину его из точки O_1 проводим линию O_1r . На этой линии должен лежать центр колонштейна.

Линия O_1r ограничивает длину левого рожка, достаточную для выполнения предохранения в тот момент, когда вырез рольки подошел к копыю (как это указано на рис. 87 в положении II).

Тут же видно, что если бы диаметр предохранительной рольки был меньше, то при той же ширине выреза рожки стали бы длиннее.

Внутренняя дуга рожка строится следующим образом: в положении I из центра O описываем через центр O_1 окружность, на которой из точек, откуда начинаются стенки паза вилки, делаем засечки P и Q радиусом действующей окружности импульсной рольки.

Этим же радиусом из полученных засечек P и Q описываем дуги рожек, длины которых ограничиваются дугой kk , описанной из центра O и проходящей через центр колонштейна.

Такое построение произведено на рис. 87 (положение II). Наружные контуры рожек делаются произвольными, с учетом необходимой прочности и места для закрепления копыя.

4. Длина копыя должна быть выбрана такой, чтобы люфт между копыем и ролькой (люфт в копые) был меньше угла

покоя. Если угол покоя мы брали $1\frac{1}{2}^\circ$, то величину люфта в копье можно взять 1° . Для этой цели на рис. 87 в положении II вправо от линии Oa откладываем линию Of под углом в 1° и через точку пересечения ее с окружностью пре-

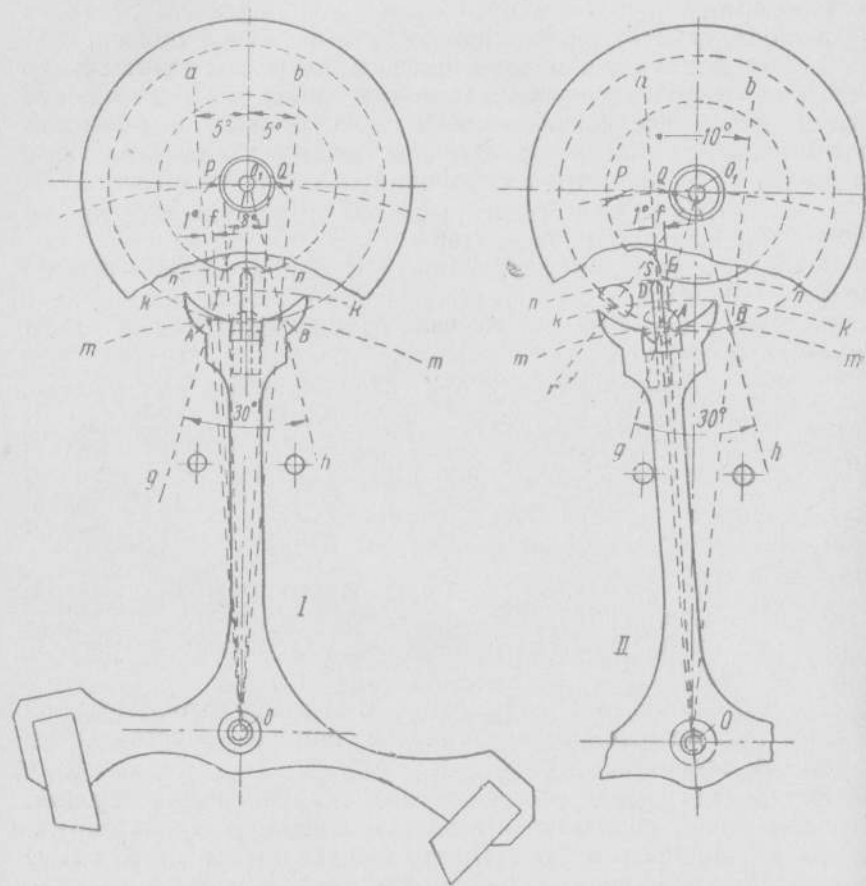


Рис. 87. Построение анкерной вилки с двойной ролькой.

дoхранительной рольки — точку E — проводим из центра O дугу mn . Пересечение этой дуги с прямой Oa даст точку D , ограничивающую острие копья, у которого зазор между ролькой будет равен 1° .

Ограничительные штифты для вилки ставятся примерно на расстоянии $\frac{1}{8}$ длины от конца ее.

В заключение укажем на последовательность, которую

следует соблюдать при установке и регулировке анкерного хода:

1) установить нормальные люфты (зазоры) в осях анкерной вилки и ходового колеса. Желательно, чтобы вертикальные люфты для ходового колеса, анкерной вилки и баланса были одинаковыми;

2) проверить симметричность установки вилки между ограничительными штифтами. Это проверяется величинами зазоров между копьем и предохранительной ролькой, при касании вилки ограничительных штифтов. Эти зазоры должны быть одинаковыми с обеих сторон предохранительной рольки, когда вилка лежит на ограничительных штифтах. В случае, если они не равны между собою, следует передвинуть один из ограничительных штифтов, чтобы уравнять зазоры, и тогда вилка будет симметрично установлена между ограничительными штифтами;

3) произвести регулировку палетт, выдвинув их из якоря на такую величину, чтобы были установлены нормальные угол покоя и потерянный путь. При этом:

а) если палетты не пропускают зуб ходового колеса, то значит они слишком далеко выдвинуты из вилки (глубокий ход);

б) если потерянный путь вилки у одного из ограничительных штифтов больше чем у другого, а вилка установлена симметрично между штифтами, то выдвигают противоположную палетту;

в) потерянные пути вилки не следует брать большими, по возможности лучше их уменьшать за счет сужения расстояния между ограничительными штифтами, не меняя симметричного положения вилки между ними. Точно так же, для хороших часов не следует брать большими углы покоя, что достигается уменьшением глубины хода;

4) установить люфты в копье и рожках. Для этого длину копья, люфт в рожках и угол покоя следует брать такими, чтобы было установлено правильное соотношение между величинами люфтов в копье, рожках и углом покоя, как об этом было указано нами выше в разделе о зазорах в предохранительном приспособлении.

в) Штифтовый анкерный ход

Штифтовый ход или, как его называют, американский анкерный ход, имеет большое распространение в часах массового производства.

Благодаря простоте изготовления и надежности в работе штифтовый ход получил широкое применение в механизмах будильников, карманных часах Роскопф и других низкосортных часовых механизмах.

Устройство и работа хода. Работа штифтового хода принципиально не отличается от работы швейцарского и английского ходов, но имеет свои конструктивные особенности.

На рис. 88 представлен штифтовый анкерный ход для механизма будильника.

Ходовое колесо 1 имеет форму зубьев, представленную на рис. 66, С.

Палетты выполнены в виде штифтов 3, укрепленных на якоре 2, параллельно оси его.

Анкерная вилка 4 имеет на одном своем конце противовес 5, а на другом конце рожки 6.

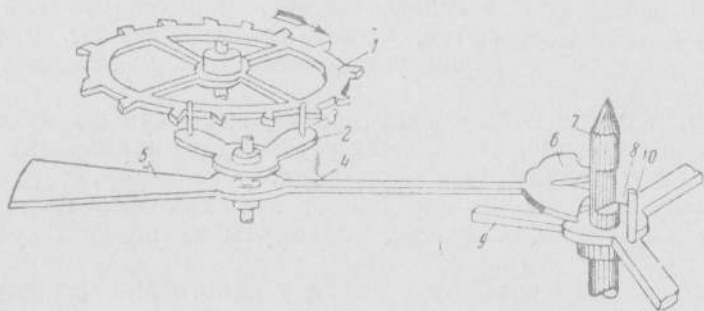


Рис. 88. Штифтовый анкерный ход.

Ось баланса 7 имеет паз 8, выполняющий функции предохранительной рольки.

На одной из спиц баланса 9 укреплен импульсный штифт (колонштифт) 10, передающий импульс вилке.

Как указано выше, штифтовый анкерный ход характерен тем, что импульс балансу передается только плоскостью импульса зуба ходового колеса. Палетты якоря не имеют плоскостей импульса и заменены двумя стальными штифтами цилиндрической формы.

Передние грани зубьев поднутрены на угол 15—18° и осуществляют притяжку анкерной вилки. Задние грани зубьев прямые, идущие к центру колеса.

Роль ограничительных штифтов выполняют штифты якоря, которые при повороте вилки упираются в обод ходового колеса, ограничивая, таким образом, размахи анкерной вилки.

Штифты якоря, пройдя плоскость покоя зуба колеса, попадают на импульсную плоскость зуба и, получив от колеса импульс, покидают зуб.

Анкерная вилка чаще всего изготавливается отдельно от якоря и соединена с ним при помощи втулки-футора.

В штифтовом ходе механизма будильника колонштейн

и рольки отсутствуют. Колонштейн заменен штифтом, называемым колонштифтом.

Предохранительные функции выполняют рожки вилки и ось баланса, имеющая паз и пропускающая вилку только в момент нахождения колонштифта в рожках.

Обычно анкерная вилка имеет дополнительные боковые рожки-упоры, которые ограничивают амплитуду колебания баланса. В случае, если амплитуда колебания баланса больше $\frac{3}{4}$ оборота, тогда колонштифт ударяется в боковые рожки.

На рис. 88 изображен момент, когда ходовое колесо стоит неподвижно и импульсный штифт якоря притянут зубом колеса. Баланс вместе с колонштифтом совершает свое дополнительное колебание.

Когда колонштифт войдет в паз рожек вилки и начнет его поворачивать, штифт якоря будет выходить из-под зуба ходового колеса, пройдет плоскость покоя зуба и перейдет на вершину зуба, где начинается плоскость импульса. Освобожденное ходовое колесо начнет поворачиваться и сообщит через штифт якоря импульс колонштифту баланса. После получения импульса штифт якоря сойдет с плоскости импульса зуба колеса, в то время как другой штифт якоря упадет на обод колеса. Ходовое колесо совершит свой угол падения, и его зуб, встретив упавший на обод колеса штифт якоря, притянет вилку.

В штифтовом ходе будильника обычно применяются:

ходовое колесо, имеет	15 зубьев;
угол поднутрения зубьев	18°;
ширина зуба	8°;
угол импульса	8—8 $\frac{1}{2}$ °;
угол покоя	1 $\frac{1}{2}$ —2°;
угол обхвата	60°;
якорь обхватывает	2 $\frac{1}{2}$ шага;
угол падения	2°;
толщина штифта (палетты)	2°;
угол подъема якоря	12°;
угол подъема баланса	70—72°.

Баланс совершает 12000 колебаний в один час.

Штифтовый ход карманных часов типа Роскопф (рис. 89) в основном такой же, как и у будильника, но отличается от него лишь конструктивным оформлением. Так, например, анкерная вилка имеет своеобразные формы 1, 1а. В вилку запрессовано копьё 2. Импульсная ролька представляет собой плоский палец 3, сидящий на одной оси с предохранительной шайбой 4, имеющей вырез 5 для прохода копьёя. Для ограничения поворота анкерной вилки имеются ограничительные штифты.

Ходовое колесо обычно имеет	18 зубьев;
угол поднутрения	12—15°;
угол падения	1 ¹ / ₄ —1 ¹ / ₂ °;
ширина зуба	7°;
угол импульса	7—7 ¹ / ₂ °;
угол покоя	1 ¹ / ₄ —1 ¹ / ₂ °;
угол обхвата	70°;
обхват	3 ¹ / ₂ шага;
диаметр импульсного штифта якоря	1 ¹ / ₈ —1 ³ / ₄ °;
угол подъема якоря	10°.

Отношение длины вилки к радиусу действующей окружности импульсной рольки как 3,8:1. При этом угол подъема

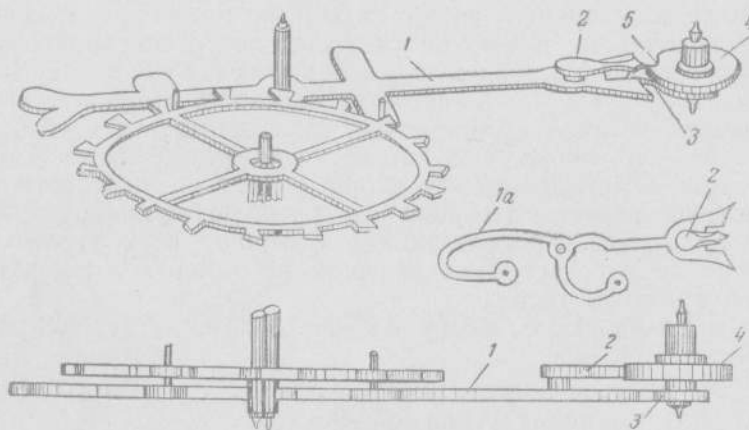


Рис. 89. Штифтовый анкерный ход для часов типа „Роскопф“.

баланса получается равным 38°. Длина вилки равна примерно диаметру ходового колеса. Штифтовый ход типа Роскопф чаще всего встречается с боковой вилкой, расположенной под углом 105° к линии центров ходового колеса и якоря.

При числе зубьев ходового колеса 18 баланс совершает 17 800 колебаний в час. Встречаются часы с числом зубьев ходового колеса, равным 15, в этом случае баланс совершает 14 400 или 18 000 колебаний в час.

Построение хода. Пусть требуется построить штифтовый анкерный ход для механизма будильника (рис. 90) по следующим данным.

Ходовое колесо имеет 15 зубьев. Диаметр действующей окружности 10,2 мм. Угол подъема якоря 10°. Падение 1°30'. Масштаб построения 10:1.

1. Проводим оси построения. Из центра ходового колеса *O* описываем действующую окружность ходового колеса *pp*.

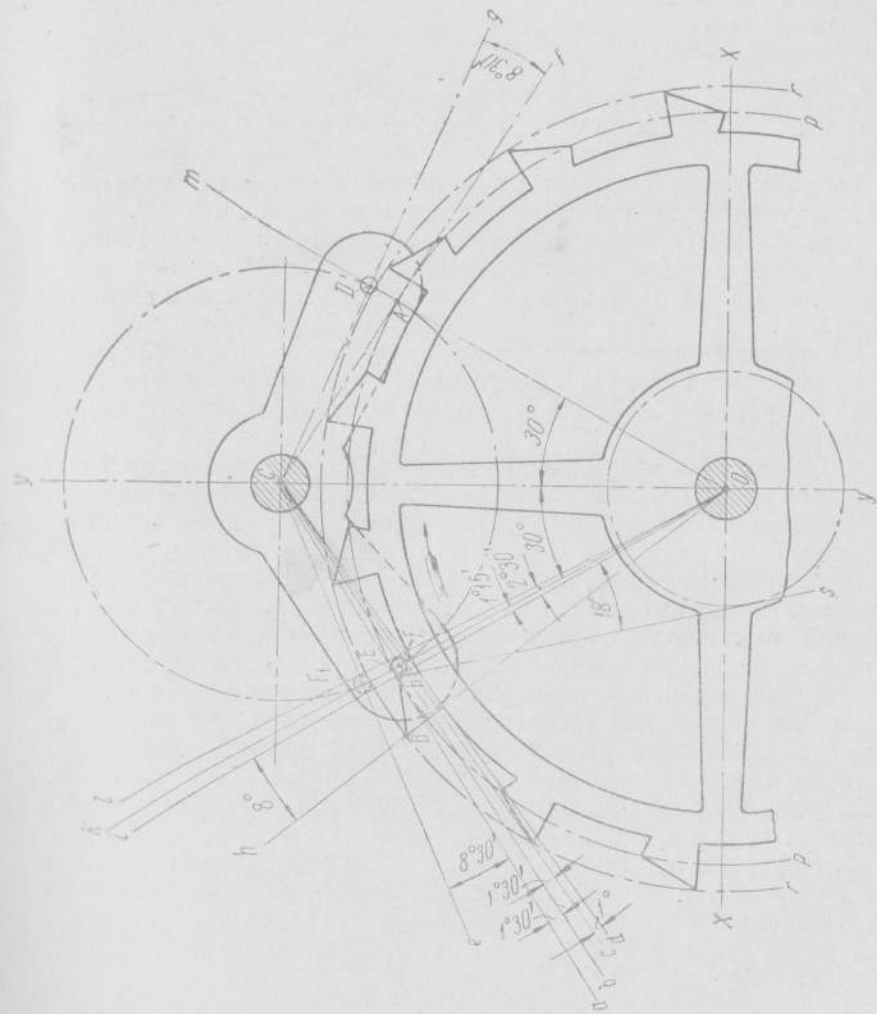


Рис. 90. Построение штифтового хода.

2. Определим угол обхвата. При обхвате $2\frac{1}{2}$ шага угол его составит 60° . Откладываем этот угол по обе стороны от вертикальной оси построения. Полученные при этом линии Ok и Om пересекают действующую окружность колеса в точке E и A .

Проведа через них касательные aC и fC , находим центр качания якоря — точку C .

3. Построим входной штифт. Диаметр штифта вписывается в угол $2^\circ 30'$; на ширину зуба берется 8° , на падение остается $1^\circ 30'$.

Тогда по обе стороны от линии Ok отложим по $1^\circ 15'$ (половину толщины штифта) и проведем линии Oi и Ol .

Вниз от касательной aC откладываем угол покоя, который мы возьмем равным $1^\circ 30'$. Полученная линия bC в пересечении с линией Ok дает точку F , которая будет центром штифта якоря.

Из точки C через этот центр проведем штифтовый круг. Из центра штифта F впишем в угол, определяющий толщину палетты, равный $2^\circ 30'$, окружность, которая и будет диаметром штифта.

4. Определим наружный измеренный диаметр колеса. Угол импульса зуба колеса $8^\circ 30'$ (10° — подъем, минус $1\frac{1}{2}^\circ$ — покой). Откладываем его вверх от касательной aC . Полученная линия eC пересечет штифтовый круг в точке F_1 , которая должна быть центром штифта, когда зуб колеса приподнимет его на крайнюю точку импульса. Если мы из точки F_1 , как из центра, опишем окружность диаметром, равным диаметру штифта, а из центра колеса O проведем окружность, касательную к ней, то мы получим искомую наружную окружность колеса rr .

5. Для построения выходного штифта якоря, от касательной fC откладываем угол импульса $8^\circ 30'$, проведем линию gC , которая в пересечении с штифтовым кругом даст точку D . Из точки D проводим окружность штифта, которая должна касаться наружной окружности rr .

6. Построим зуб колеса. Откладываем ширину зуба 8° влево от линии Oi , получаем линию Oh , пересекающую наружную окружность колеса в точке B . Линия Oi пересекает действующую окружность колеса в точке H . Соединив точки B и H , получим плоскость импульса зуба.

Для получения притяжки поднутряем переднюю грань зуба под углом 18° . Для этого из точки H под этим углом к линии Oi проводим линию Hs , которая даст направление передней грани зуба.

Задняя грань зуба направлена к центру колеса.

Чтобы обеспечить некоторый переход якоря за угол покоя и сообщить ему потерянный путь, из центра C под углом в 1° вниз к линии cC , касательной к окружности штифта, про-

водим линию dC . Окружность впадин ходового колеса должна быть касательной к полученной линии dC .

Форма якоря (скобка) произвольная, и все остальные размеры его и ходового колеса определяются конструктивными соображениями.

Построение вилки штифтового хода. Данные для построения. Расстояние между центрами вилки и оси баланса 18 мм. Угол подъема якоря — 10° , угол подъема баланса 60° .

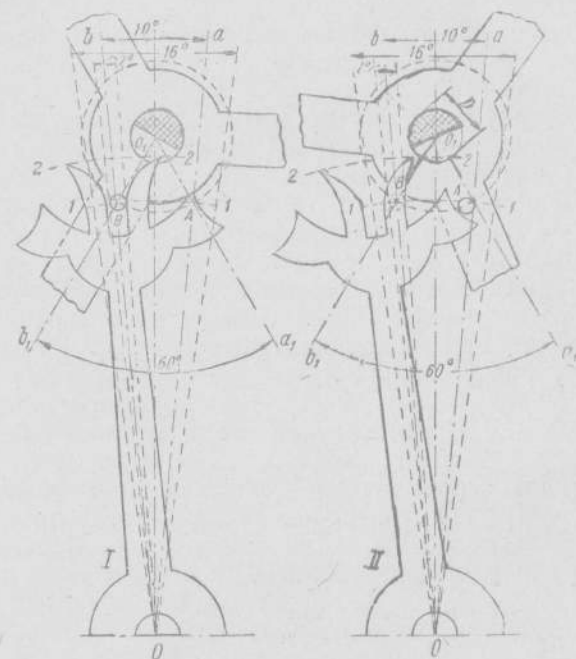


Рис. 91. Построение вилки штифтового хода:

Соотношение угла подъема баланса и угла подъема якоря в штифтовом ходе, равное $6:1$, в два раза больше, чем в швейцарском ходе. Это получается в результате того, что радиус действующей окружности колонштифта берется в шесть раз меньше действующей длины вилки.

Построение вилки штифтового хода для механизма будильника изображено на рис. 91 в двух положениях I и II. При этом часть построения ведется одновременно в обоих положениях.

1. На оси построения откладываем расстояние между центрами якоря O и баланса O_1 и строим из этих центров углы подъема 10° и 60° . При этом мы получаем углы bOa и $b_1O_1a_1$.

Стороны этих углов пересекутся в точках B и A , через которые из центра O_1 проводим пунктиром действующую окружность импульсного штифта, а из центра O — дугу $I-I$, ограничивающую действующую длину вилки.

2. Угловая толщина колонштифта берется 2° . Вилка строится в таком положении, когда импульсный штифт находится в точке B . Поэтому угловую толщину откладываем по обе стороны от линии Ob и из центра B проводим окружность колонштифта.

3. Из центра O_1 проводим окружность оси баланса, диаметр которой D равен примерно $0,3—0,4$ действующего диаметра колонштифта.

4. Перпендикулярно к сторонам угла подъема баланса O_1b_1 и O_1a_1 проводим через центр O_1 прямую, которая даст наз. оси баланса для прохода рожек.

5. Длина рожек берется такая, чтобы они пересекали окружности оси баланса (для предохранения от перебрасывания вилки), но вместе с тем не задевали бы за края его паза, а свободно проходили в нем во время подъема.

Для этого из центра O проводим дугу $2—2$ радиусом, равным $0,97$ расстояния между центрами O и O_1 . Эта дуга ограничит длину рожек вилки.

Паз в рожках вилки делают немного шире колонштифта, с зазором $0,03—0,04$ мм, а начиная от окружности $I-I$ закругляют.

6. Построим ограничители движения баланса. Для этого поставим вилку в крайнее положение (когда штифт якоря упрется в обод колеса) и тогда колонштифт баланса должен лечь на середину ограничителей, как это показано на рис. 91, положение II .

При построении хода мы взяли 1° на дополнительный поворот якоря до момента упора штифта его в обод колеса. На такой же угол надо повернуть дополнительно и вилку, чтобы импульсный штифт ударился о середину ограничителей.

На чертеже построения вилки этот угол взят нами равным 3° , на случай неточного изготовления деталей и сборки хода. Таким образом, угол подъема вилки, как максимум, берется 16° .

Все остальные размеры вилки строятся в соответствии с общей конструкцией деталей хода.

34. ХРОНОМЕТРОВЫЙ ХОД

Хронометровый ход является свободным ходом без трения на покое и выделен из рассмотренных нами ходов, ввиду его конструктивных особенностей.

Часы, снабженные хронометровым ходом, называют хронометрами.

Хронометровые ходы применяют, главным образом, в морских хронометрах, а также в так называемых карманных хронометрах.

Основное отличие хронометрового хода от других свободных ходов заключается в том, что импульс балансу передается от ходового колеса непосредственно, без промежуточных деталей.

Во время покоя зуб ходового колеса ложится на камень покоя специальной пружины или рычага, укрепляемых в платине часов.

В зависимости от конструкции деталей для покоя зубьев ходового колеса, хронометровые ходы разделяются на:

- 1) ходы с пружиной покоя,
- 2) ходы с рычагом покоя.

На рис. 92 изображен хронометровый ход с пружиной покоя.

Пружина покоя 2 одним своим концом укреплена в колодке 3 , которая неподвижно прикреплена к платине часов. На другом конце пружины 2 имеется выступ 6 , к которому прилегает свободный конец золотой пружинки 5 . Камень покоя 4 находится на пружине покоя.

На ось баланса насажены две рольки: импульсная ролька 7 с импульсным камнем 8 и спусковая ролька 9 с камнем отмыкания (спусковым камнем) 10 .

На рисунке представлен тот момент работы хода, когда зуб c ходового колеса 1 лежит на камне покоя 4 . При колебании баланса по направлению, указанному на рисунке стрелкой, спусковой камень 10 захватит пружинку отмыкания 5 , которая, в свою очередь, потянет пружину покоя 2 и освободит камень покоя 4 из-под зуба ходового колеса. Тогда ходовое колесо повернется на угол свободного падения, а зуб a , догнав импульсный камень 8 , ударит его и сообщит импульс балансу.

После того как импульс сообщен, пружины выпрямляются, принимают первоначальное положение и следующий зуб b ходового колеса падает на камень покоя.

Для регулировки величины покоя имеется специальный регулировочный винт, не указанный на чертеже, с помощью которого фиксируется постоянное положение камня покоя.

При обратном движении баланса камень отмыкания отводит пружинку отмыкания (золотую) и свободно возвращается в свое первоначальное положение.

Рассмотренный хронометровый ход может надежно работать лишь тогда, когда часы находятся в спокойном состоянии, что делает его непригодным для обыкновенных карманных или наручных часов. Если же механизм часов с хронометровым

ходом подвергается сотрясениям или толчкам, то будет иметь место проскакивание зубьев ходового колеса, изменение размахов баланса и, наконец, возможна произвольная остановка хода часов.

Наряду с перечисленными недостатками хода с пружиной покоя имеются положительные стороны, заключающиеся в простоте устройства и отсутствии трения в движениях пружины, что позволяет применять этот ход в точных морских хронометрах.

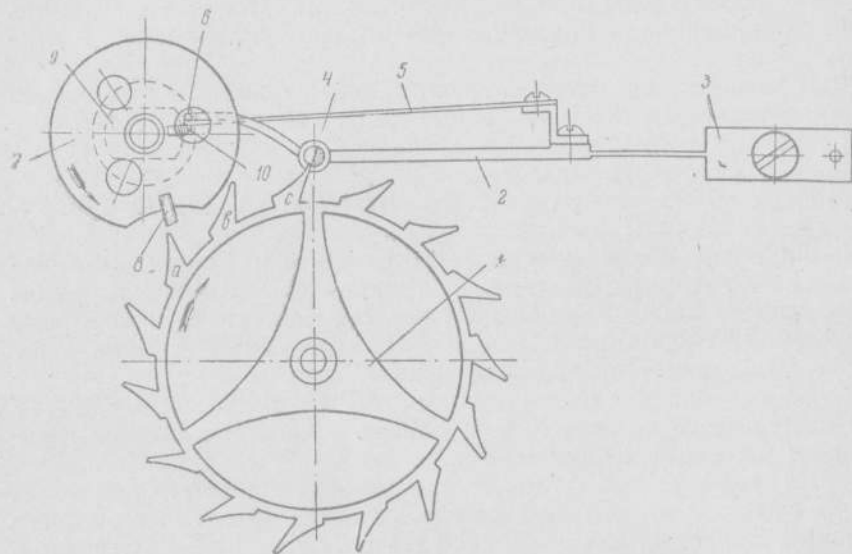


Рис. 92. Хронометровый ход с пружиной покоя.

На рис. 93 представлен хронометровый ход с рычагом покоя.

Здесь пружина покоя заменена качающимся рычагом (защелкой) 2 с противовесом 11. Вращение рычага поддерживается спиральной пружиной 6, один конец которой крепится к оси качания рычага 12, а другой, с помощью колодки 3, к платине часов. К рычагу крепится камень покоя 4 и пружинка отмыкания 5. В остальном хронометровый ход с рычагом покоя устроен и работает так же, как и ход с пружиной покоя.

Спиральная пружина 6 рычага покоя 2 позволяет регулировать сопротивление отмыкания и, кроме того, делает его более постоянным при движении камня покоя, что отсутствует в хронометровом ходе с пружиной покоя.

Величина покоя и возврат рычага покоя в нормальное положение регулируются специальным винтом 13.

Хронометровый ход с рычагом покоя имеет предохранительное приспособление от проскакивания зубьев ходового колеса.

Ход с рычагом покоя менее чувствителен к сотрясениям и толчкам. К его недостаткам можно отнести наличие трения в оси при повороте рычага, что снижает точность работы хода с рычагом. Применяется он главным образом в хронометрах размером карманных часов — карманных хронометрах.

Из рассмотренных конструкций хронометровых ходов следует, что 1) баланс получает импульс только в одном направ-

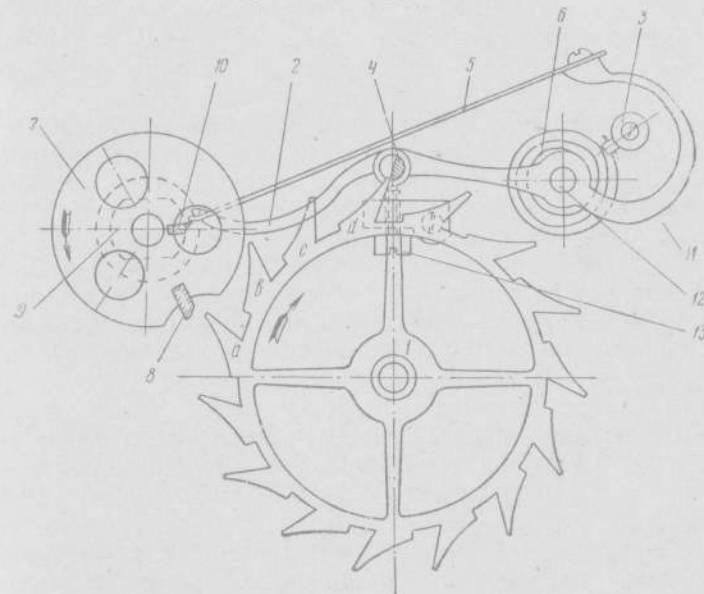


Рис. 93. Хронометровый ход с рычагом покоя.

лении, при чем от зуба ходового колеса, который в это время не находится на покое, 2) размах баланса не ограничен, и колебания баланса совершаются более свободно, чем в рассмотренных ранее ходах.

Двигателем в хронометрах является заводная пружина, обычно снабженная специальным приспособлением для постоянства момента силы — улиткой.

Часы с хронометровым ходом устанавливаются на карданном подвесе, в результате чего механизм находится всегда в горизонтальном положении.

При ознакомлении с величинами углов хронометрового хода мы встретимся с новыми определениями. Так, под углом покоя следует понимать угол, на который надо повернуться

пружине или рычагу покоя, чтобы зуб колеса соскочил с камня покоя. Величина угла покоя будет зависеть от длины рычага или пружины и может быть определена в градусах и линейных единицах.

Длиной пружины или рычага покоя считается расстояние от оси вращения до камня покоя.

Угол замыкания или угол притяжки—угол наклона срезанной поверхности камня покоя к радиусу ходового колеса.

Угол освобождения—угол, на который повернется пружина или рычаг покоя под действием спускового камня до момента соскакивания его с золотой пружинки.

Угол импульса—угол поворота баланса при получении импульса.

Приведем некоторые значения для размеров и углов деталей хронометрового хода, обычно принятые в практике работы.

Ходовое колесо имеет 15 зубьев. Реже встречаются колеса с 16 и 18 зубьями. Диаметр ходового колеса берется в зависимости от диаметра платин или диаметра баланса. В среднем, диаметр ходового колеса принимается: от 0,165 до 0,185 диаметра платины, или от 0,35 до 0,45 от диаметра баланса. Передняя грань зуба колеса поднутрена на угол 22—26°. Вершина зуба имеет небольшую фаску, в зависимости от шага колеса: 0,03—0,04 шага. Угол падения 2—3°.

Угол подъема баланса 35—45°.

Угол покоя примерно: 1° или 0,05—0,08 от шага.

Длина пружины покоя: 0,6—0,9 диаметра ходового колеса; длина рычага покоя: 0,3—0,6 диаметра ходового колеса.

Камень покоя—срезанный цилиндр с диаметром, равным $\frac{1}{4}$ шага ходового колеса.

Угол освобождения примерно в $1\frac{1}{2}$ раза больше угла покоя.

Угол замыкания берется равным 8—9°.

Угол импульса берется на 5° меньше угла подъема баланса.

Диаметр действующей окружности спусковой рольки равен $\frac{1}{4}$ диаметра ходового колеса.

Действующий диаметр импульсной рольки равен примерно 0,5 диаметра ходового колеса. Для облегчения импульсной рольки в ней высверливают 3—4 отверстия. Задняя поверхность зуба ограничивается дугой окружности, а у обода колеса—прямой линией, параллельной передней грани соседнего зуба или направлена к центру колеса.

Размеры спускового и импульсного камней, а также другие размеры деталей хода выбираются из соображений прочности и удобства в работе.

ГЛАВА X

ТИПЫ ЧАСОВ И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Все механические часы, предназначенные для бытовых нужд, обычно подразделяют на две группы: 1) мелкие часы и 2) крупные часы.

В первую группу входят следующие основные виды часов:

Часы карманные и наручные—обыкновенные.

Часы с секундомером.

Секундомеры.

Часы с репетиром.

Во вторую группу входят:

Стенные часы.

Половые часы, установленные на полу.

Настольные или, как иногда называют этот вид часов, каминные часы.

Будильники.

Для первой группы часов, при определении их типа и технической характеристики, необходимо учитывать следующие основные данные:

а) размер (калибр) часов, в зависимости от величины платин, и толщину механизма;

б) открытые или закрытые, т. е. наличие крышки часов над стеклом со стороны циферблата и количество крышек со стороны мостов;

в) наличие секундной стрелки. Если секундная стрелка находится в центре циферблата—это отмечается особо;

г) количество камней и способы закрепления их в мостиках (наличие шатонов, непосредственная запрессовка или закатка их);

д) характеристика хода и регулятора. Здесь требуется определить: тип хода, виды баланса и спирали. Например: ход цилиндрический, швейцарский, анкерный, боковой и т. д. Баланс биметаллический, разрезной, монометаллический с винтами или без винтов. Спираль Бреге или плоская;

- е) форма платин корпуса часов;
- ж) мостики, способ их изготовления (тонкие штампованные или нормальные фрезерованные), количество их;
- з) система завода и перевода стрелок: ремонтур, перевод с подавкой, завод ключом и т. д.;
- и) длительность завода и точность хода часов;
- к) количество стрелок для секундомеров: однострелочный или двухстрелочный. Кроме того, имеется много секундомеров специального назначения: для спортивных целей, медицинских целей, для фотографирования и т. д. У этих секундомеров циферблаты имеют деления для показаний: $\frac{1}{5}$ — $\frac{1}{10}$ — $\frac{1}{20}$ — $\frac{1}{100}$ доли секунды.

Для второй группы часов, при определении их технической характеристики, учитывают следующие основные данные:

- а) размер корпуса часов и его форма: круглый корпус, квадратный и фасонный;
- б) вид двигателя: гиревой, пружинный или электрический заводы;
- в) длительность завода: суточный завод, недельный, двухнедельный, месячный и т. д.;
- г) наличие боевого механизма и его характеристика: со счетным кругом или гребенкой, получасовой бой или бой с четвертями;
- д) характеристика хода (крючковый, Грагама и т. д.);
- е) характеристика маятника—наличие компенсации, вид подвеса маятника. Наличие секундного маятника отмечается особо, и такие часы называют иногда регуляторами;
- ж) характеристика трибов: наборные-цевочные или фрезерованные;
- з) наличие секундной стрелки;
- и) точность хода часов и качество изготовления деталей.

Стенные часы с боем подразделяются на два типа—французские и американские, при чем первый тип по качеству лучше второго, у которого конструкция и качество изготовления деталей близко подходят к будильнику.

У настольных часов отмечают размер, форму, материал и качество изготовления корпуса. Кроме того, дают характеристику механизму, причисляя его к тому или иному виду часов (например, к будильникам, мелким—типа карманных—и другим часам).

У будильников отмечают форму корпуса, размер механизма, вид боя, материал и качество отделки корпуса и деталей механизма.

В данной главе мы рассмотрим основные факторы, определяющие качество карманных и наручных часов.

Размер часов. Для определения калибра часов необхо-

димо учесть размер и формы платинок, которые бывают круглые, овальные, прямоугольные или квадратные.

В часах с круглой платиной размер механизма определяется по максимальному диаметру ее.

Если механизм часов не круглой формы, то следует измерять ширину и длину платины. Например, размер часов с прямоугольной платиной определяется: $17,5 \times 27$ мм. Принято размер часов выражать в парижских линиях. Одна парижская линия равна 2,256 мм.

$$1'' = 2,256 \text{ мм.}$$

Если указанный выше в миллиметрах размер часов перевести на парижские линии, то их калибр определится: $7 \frac{3}{4}'' \times 12''$.

Для перевода миллиметров в парижские линии рекомендуем пользоваться следующей зависимостью:

$$1 \text{ мм} = 0,443''.$$

Пример: механизм часов Государственного часового завода имеет размер платины 42,9 мм. Определить калибр часов в парижских линиях. Размер часов в парижских линиях определится: $42,9 \times 0,443 = 19$ линий.

Ниже приведена таблица перевода размеров парижских линий в миллиметры для наиболее распространенных калибров часов (табл. 20).

Таблица 20

Определение калибра часов

Парижские линии	Миллиметры	Парижские линии	Миллиметры
5	11,28	11	24,81
5 $\frac{1}{2}$	12,41	11 $\frac{1}{2}$	25,94
6	13,53	12	27,07
6 $\frac{1}{2}$	14,66	12 $\frac{1}{2}$	28,20
7	15,79	13	29,33
7 $\frac{1}{4}$	16,35	14	31,58
7 $\frac{1}{2}$	16,92	15	33,84
7 $\frac{3}{4}$	17,48	16	36,09
8	18,05	17	38,35
8 $\frac{1}{4}$	18,61	18	40,61
8 $\frac{1}{2}$	19,17	19	42,86
8 $\frac{3}{4}$	19,74	20	45,12
9	20,30	21	47,37
9 $\frac{1}{2}$	21,43	22	49,63
10	22,56	23	51,88
10 $\frac{1}{2}$	23,69	24	54,11

Примечание.* Все данные приведены с точностью до 0,01 мм.

По толщине механизма часы разделяются на высокие (толстые), нормальные, плоские и очень плоские.

Для характеристики толщины механизма можно привести пример для мужских часов размером 18 линий—40,61 мм:

высокий (толстый) механизм имеет размер 6,4 мм;

нормальный механизм—5,4 мм;

плоский механизм—4,4 мм;

очень плоский механизм—3,5 мм.

Для механизма размером 8 линий нормальная толщина считается 2,8 мм, для размера 10 линий—3,3 мм.

Мужскими часами считаются механизмы размером от 12—13 линий и выше, при чем часы размером 13—15" считаются мужскими наручными часами, а свыше 15" — карманными.

Часы размером до 11—12" считаются дамскими часами, при чем в настоящее время очень распространены мелкие продолговатые часы, называемые браслетными часами, ширина которых очень мала.

35. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КАЧЕСТВА ЧАСОВ

Чтобы дать заключение о механизме, необходимо его тщательно исследовать и проанализировать значительное количество различных факторов, которые должны учитываться при определении качества часов.

Каждый часовой механизм характеризуется прежде всего степенью точности и постоянством в показаниях времени. Это является основным критерием при оценке качества часов.

Конструкция механизма, материал и качество изготовления отдельных его деталей должны обеспечить точность и постоянство хода, свойственные данным часам.

Рассмотрим основные факторы, в зависимости от которых можно определять качество часовых механизмов.

1. Платины и мостики. Верхняя платина часов обычно разделена на отдельные мостики (рис. 94) 1, 2, 7, 8, 9, 10— для лучшей сборки, регулировки и ремонта механизма. Плоскости у мостиков должны быть ровные и гладкие, без царапин и других изъянов. Мостики имеют по контуру фаски и тщательно отделаны. Поверхности мостиков покрыты ажуровой (узорами).

Наилучшими часами принято считать те, у которых белый (никелевый) и позолоченный механизмы. Хуже — посеребренные и никелированные мостики и платина.

2. Камни. Каждый часовой механизм имеет определенное количество и качество камней, а также различные способы их крепления в платине и мостиках.

При определении количества камней в часах учитывают

сквозные и накладные камни всех осей механизма, колонштейн и палетты.

Чаще всего часы имеют 7 камней, а в лучших сортах не меньше 15 камней. При наличии 7 камней они распределяются обычно следующим образом: ось баланса имеет 2 сквозных и 2 накладных камня, 2 камня идут на палетты и 1 на колонштейн. В механизме с 15 камнями распределение их такое же, как в механизме с 7-ю камнями, и дополнительно по 2 сквозных камня для осей анкерной вилки, ходового, секундного и промежуточного колес.

Бывают случаи, когда в механизме 17 камней, тогда 2 дополнительных камня ставятся для оси центрального колеса. Встречаются часы, у которых количество камней доходит до 23. В этом случае добавляются накладные камни для осей анкерной вилки и ходового колеса и ставятся камни для валика барабана.

Количество камней обычно указывается на мостиках механизма.

Лучшим материалом для камней является искусственный или естественный рубин.

Камни должны быть тщательно отполированы, не иметь царапин, выбоин, трещин и других повреждений. Следует обращать особое внимание на то, чтобы кончики осей имели определенный зазор (люфт) в отверстии камня.

Встречаются различные способы крепления камней: непосредственная запрессовка в платину и мостики или предварительная вставка камней в специальную оправу — шатон. В лучших часах камни запрессовывают или закатывают в шатоны, которые затем калибруются по отверстию в камне, обеспечивая, таким образом, при посадке их в платину и мостики правильное положение центров колес, находящихся в зацеплении, и устраняя перекосы осей в механизме.

На рис. 94 цифрами 3, 4, 5, 6 показаны камни в шатонах.

О качестве часового механизма судят также и по степени полировки поверхности камней, их выпуклости и степени видимости.

3. Баланс и спираль. Компенсационный, биметаллический, разрезной баланс применяют в лучших часах. В современных часах он часто заменен инварным или никелевым монометаллическим балансом с винтами. Разрез обода баланса должен быть возможно уже.

В лучших часах применяется спираль с кривой Бреге, изготовленная из стали, термически обработанной до синего цвета, или из элиивара (белая, антимагнитная спираль).

Наличие в часах плоской, обыкновенной спирали следует рассматривать, как фактор, снижающий качество механизма. Колодка спирали, где заштифтован ее наружный конец, кре-

нятся в мостике баланса винтом. Для предохранения от проворачивания колодка и отверстие, куда она вставляется, имеют специальную форму.

В дешевых механизмах колодка и отверстие в мостике — круглые; крепление без винта — на трении.

В лучших моделях часов колодка крепится в специальной пружинящей накладке, дающей хорошую центровку последнему витку спирали, что показано на рис. 94 цифрой 11. Кроме

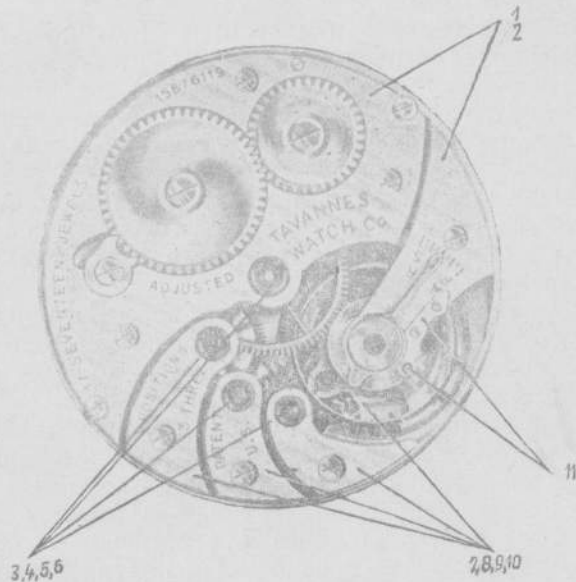


Рис. 94. Механизм часов со стороны мостиков.

того, применяются конструкции градусников, обеспечивающие прочную фиксацию их и повышенную чувствительность при регулировке.

4. Ход часов. Наилучшим ходом в часах следует считать свободный, анкерный швейцарский или английский ход.

Детали хода для высокосортных часов изготовляют из стали, закалывают и полируют. Иногда анкерную вилку изготовляют из белого металла, а ходовое колесо — из стали.

Если колесо изготовлено из латуни, то зубья его быстро изнашиваются и качество часов снижается.

5. Колеса и трибы. В часах повышенного качества колесо и трибы — фрезерованные. Триб ходового колеса обычно имеет 7—8 зубьев. Колеса имеют тонкий обод, хорошо шлифо-

ванную поверхность и матовое золочение. Зубья колес — высокие. Кончики осей (цапфы) колес и трибов — тонкие и тщательно отполированные.

6. Механизм завода и перевода стрелок — ремонтуар. Во многих часах старинных конструкций, иногда даже хорошего качества, встречаются системы перевода стрелки с помощью рычажка (рис. 95) или подавки с тrenzелем.

Как видно из рис. 95, кулачковая муфта (боченок) *U* своими прямыми зубьями находится в зацеплении с переводным колесом *K*, которое, в свою очередь, находится в постоянном зацеплении с колесами стрелочного механизма.

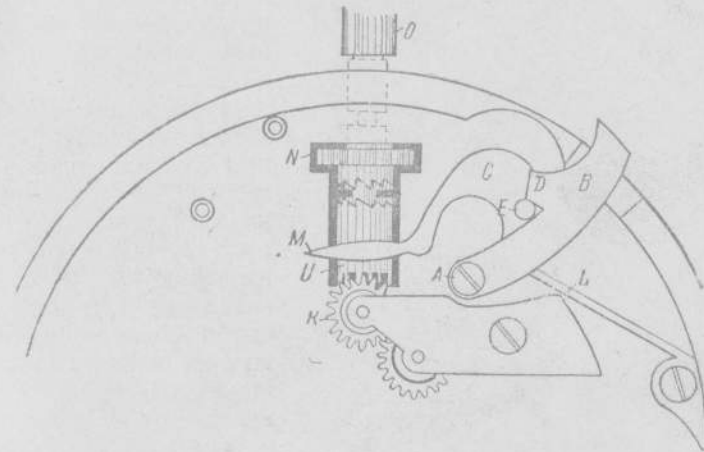


Рис. 95. Ремонтуар с рычагом.

При повороте рычага *B* вправо вокруг своей оси *A* — конец его *D* сойдет с штифта *E* переводного рычага *C*. Последний, под действием пружины *L*, своим концом *M* передвинет кулачковую муфту кверху и соединит ее косые зубья с такими же зубьями заводного триба *N*, сидящего свободно на заводном валике *O*.

При вращении заводного вала кулачковая муфта, сидящая на квадрате его, будет вращать заводной триб, который, в свою очередь, своими цилиндрическими зубьями передает вращение через заводные колеса вала барабана и, таким образом, заведет пружину.

На рис. 96 изображена система ремонтуара с подавкой и тrenzелем. Последний состоит из колес *C*, *D*, находящихся в постоянном зацеплении с колесом *B*. Все эти колеса сидят на одном мостике *H*, имеющем ось поворота *V*. Среднее колесо *B* находится постоянно в зацеплении с заводным трибом *F*, сидящим на заводном валике *T*.

Колесо трензеля *C* под действием пружины *G* всегда сцепляется с заводным колесом *R*, сидящим на валу барабана *A*. При нажатии подавки *Z* трензель, повернувшись вокруг своей оси *V*, выведет колесо *C* из зацепления с колесом *R* и соединит колесо *D* с вексельным колесом *P*.

Тогда при вращении заводного вала *T* заводной триб *F* передаст движение через колеса *B*, *D*, *P* трибу минутной стрелки *s* и, таким образом, будет осуществлен перевод стрелок.

Более совершенная конструкция ремонтуара, применяемая в современных часах, представлена на рис. 97.

Положение *I* показывает момент завода часов, при котором кулачковая муфта *P*, сидящая на квадрате заводного валика *T*, сцепляется своими косыми зубьями с заводным трибом *P₁*, свободно сидящим на заводном валике. При вращении заводного валика вращается кулачковая муфта и заводной триб, который через коронное и заводное колеса передает движение валу барабана.

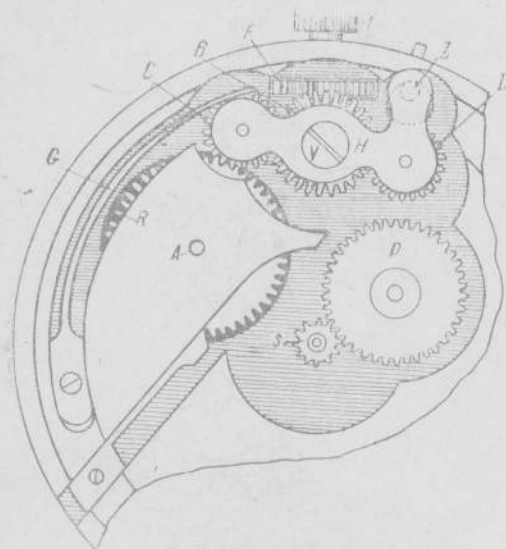


Рис. 96. Ремонтур с подавкой и трензелем.

В положении *II*, соответствующем моменту перевода стрелок, заводной валик *T* вытянут кверху. Переводной рычаг *B*, входящий своим концом *h* в канавку валика, повернулся вокруг оси *i* и своим другим концом *k* нажал на конец *e* заводного рычага *C*. При этом заводной рычаг, находящийся в выемке кулачковой муфты, опустится вниз и приведет кулачковую муфту в зацепление с переводным колесом *R*. Таким образом, при вращении заводного валика будет осуществлен перевод стрелок.

Пружинящий фиксаторный рычаг *A* своим штифтом *g*, входящим в выемки *m*, *n* переводного рычага, надежно закрепляет этот рычаг в своих крайних положениях при заводе часов или переводе стрелок. Плоская, или проволочная пружина *D* служит для подъема заводного рычага при переходе из положения *II* в положение *I*.

Указанная система ремонтуара в настоящее время является

наиболее распространенной в хороших часах и обеспечивает надежность работы механизма завода и перевода стрелок. Только конфигурации рычагов и пружинок обычно во всех механизмах отличаются друг от друга.

В ряде часов детали ремонтуара изготовлены из проволоки, при чем они не имеют фиксаторного рычага. Это является показателем, снижающим качество часов.

Следует обратить внимание на прочность посадки коронного колеса. На выступ барабанного мостика в лучших часах, где закрепляется коронное колесо, предварительно надевается стальная накладка, на которую и садится это колесо.

В некоторых часах, особенно американских фирм, до сих пор встречается ремонтур типа „Сливе“ — очень сложной конструкции, затрудняющей его изготовление и ремонт.

7. Отделка часов. При внешнем осмотре часового механизма необходимо обращать внимание на качество изготовления циферблата, который должен иметь хорошую, ровную плоскость и углубление для секундной стрелки. Стрелки в хороших часах должны быть тонкими и равномерно отсиненными по всей плоскости.

Винты, пружинки и другие детали должны быть тщательно отполированы, на них не должно быть ни царапин, ни заусениц, ни каких-либо других дефектов. Латунные детали имеют матовое золочение. Корпус часов должен быть герметичным и иметь антикоррозийное покрытие (воронение, хромирование и т. д.).

Опытные мастера часового дела, помимо осмотра механизма, выслушивают ход часов в различных положениях. По равномерности хода часов, чистоте ударов и отсутствию постороннего шума в механизме определяют качество работы данных часов.

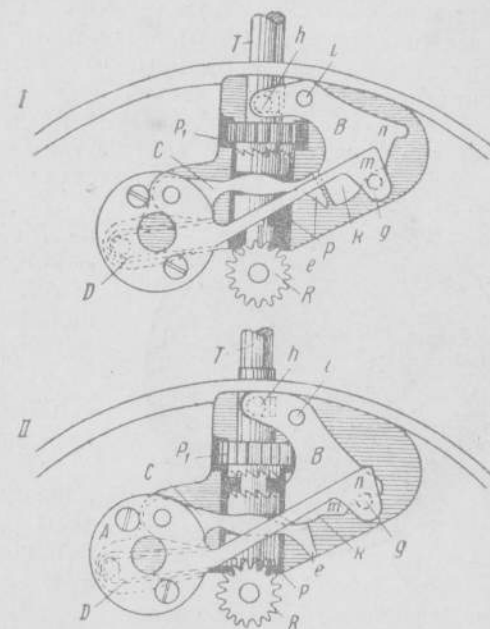


Рис 97. Ремонтур.

Как видно, для определения качества часов необходимо учитывать значительное количество факторов, связанных с конструкцией механизма, технологией изготовления и обработкой поверхностей деталей часов.

36. ЧАСЫ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

В настоящее время в обиходе встречаются следующие типы карманных и наручных часов, выпускаемых государственными часовыми заводами: карманные часы 1-го и 2-го Московских госзаводов, карманные часы „ЗИМ“ завода имени Масленикова и наручные часы „ЗИФ“ завода имени Фрунзе.

Научно-исследовательскими институтами и заводами часовой промышленности разработаны новые улучшенные конструкции часовых механизмов:



Рис. 98. Часы Гос. час. завода имени Кирова.

1) карманные часы „Салют“ и „Молния“—размером и весом меньше довоенных, с более высокой точностью хода и повышенным качеством обработки деталей;

2) мужские наручные часы „Победа“ в продолговатом корпусе на 15 камнях;

3) дамские наручные часы „Звезда“, по форме похожие на часы „ЗИФ“, но с несколько меньшим габаритом и повышенным качеством отделки.

Ниже приводим краткую характеристику часов отечественного производства.

Часы 1-го и 2-го Государственных часовых заводов. Механизм карманных часов Государственного часового завода имени Кирова размером 19 линий, на 15 камнях (иногда их выпускают и на 7 камнях) изображен на рис. 98. Ход у них анкерный—швейцарский. Продолжительность хода—около 36 часов. Ходовое колесо и вилка—латунные. Баланс—компенсационный, биметаллический, разрезной. Спираль Бреге. Камни находятся в шатонах, которые запрессованы в платину и мостики. Механизм—никелированный. Часы обладают хорошим ходом, поддающимся легкой регулировке и установке. Вместе с тем, механизм прочный, устойчивый при вибрациях и сотрясениях. В связи с этим качеством, механизм часов имеет большое применение в автомобильных, авиационных и других видах специальных часов.

Часы „ЗИМ“. Карманные часы завода имени Масленикова размером 19 линий на 15 камнях изображены на рис. 99.

По сравнению с часами 1-го и 2-го Государственных часовых заводов, часы „ЗИМ“ имеют более плоский механизм и более совершенную конструкцию.

Тонкая эластичная заводная пружина в сочетании с тонкими цапфами осей колесной системы и хода обеспечивают легкий и постоянный ход часов. —Конструкция деталей хода дает возможность легко производить установку и регулировку хода часов. Баланс—монометаллический с винтами. Спираль с концевой кривой Бреге изготовлена из элинвара. Расположение заводных колес ремонтара, как видно из рис. 99, отличает часы „ЗИМ“ от остальных часов отечественного производства, где коронное и барабанное колеса расположены сверху на мостиках. Механизм ремонтара прочный. Качество работы этих часов—высокое.



Рис. 99. Часы „ЗИМ“.

Часы „ЗИФ“. Наручные часы завода имени Фрунзе имеют прямоугольную форму (рис. 100).



Рис. 100. Часы „ЗИФ“.

Размер их $7\frac{3}{4} \times 12$ линий. Механизм—золоченый или серебряный. Ход анкерный, швейцарский, боковой, камней 15. Последние запрессовываются непосредственно в платину и мостики. Баланс монометаллический с винтами, спираль из элинвара с концевой кривой Бреге. Ремонтар очень прочный и детали его редко выходят из строя. Заводная пружина тонкая, эластичная. Благодаря хорошей конструкции хода и правильным соотношениям размеров его деталей (широкие палетты, большой размер ходового колеса, большой диаметр баланса и т. п.) ход легко поддается регулировке и обеспечивает высокую точность и надежность в работе.

Секундомер

Для измерения небольших отрезков времени служат специальные часовые механизмы—секундомеры. При помощи секундомеров можно измерить секунды и доли секунд.

Существует большое количество самых разнообразных ти-

пов секундомеров, служащих для специальных целей, как например: спортивные, медицинские, для фотографирования и т. д.

Наиболее простым типом является секундомер с одной секундной стрелкой и минутным счетчиком, позволяющим отсчитывать 30 или 60 мин. Секундная стрелка дает показания с точностью до $\frac{1}{5}$ сек.

Большое распространение имеют секундомеры с двумя секундными стрелками и минутным счетчиком. Одна из секундных стрелок работает после запуска секундомера непрерывно, а другая может быть, при желании, остановлена, а затем вновь пущена совместно с первой. Такого типа секундомеры имеют большое применение для хронометража производственных процессов.

В обиходе распространены карманные или наручные часы с секундомером, имеющие одну или две стрелки. Это сложный механизм, требующий высокой точности изготовления деталей, сборки и регулировки всего механизма.

Для ознакомления с принципом работы секундомерного механизма рассмотрим устройство наиболее распространенного типа однострелочного секундомера, выпускаемого 1-м Государственным часовым заводом.

На рис. 101-1 показан вид этого секундомера со стороны мостов. Циферблат у него разделен на 300 делений. Цена деления $\frac{1}{5}$ секунды, цифрами обозначена каждая 5-я секунда, начиная от 5 и кончая 60 секундами (5, 10, 15, 20 и т. д. до 60). В верхней половине циферблата имеется малая шкала для стрелки минутного счетчика, разделенная на 30 минут с одифровкой через каждые 3 минуты (3, 6, 9, 12 и т. д. до 30). Размер механизма 43 мм.

Схема колесной системы механизма, показанная на рис. 102-1, состоит из барабана 1, сцепляющегося с трибом минутного колеса 2, на одной оси с которым сидит минутное колесо 3, передающее движение трибу промежуточного колеса 4. Триб минутного колеса совершает один оборот за 30 минут и несет на себе минутную стрелку 13.

Сидящее на трибе 4 промежуточное колесо 5 сцепляется с трибом секундного колеса 6, на который насажено секундное колесо 7.

Ось секундного колеса расположена в центре механизма, делает один оборот за 1 минуту и несет на себе секундную стрелку 12.

Секундное колесо находится в зацеплении с трибом ходового колеса 8, а ходовое колесо 9, сидящее на трибе 8, связано с якорем (анкерной вилкой) 10.

Колесная система секундомера рассчитана следующим образом: минутное колесо имеет 60 зубьев, промежуточный триб — 10 зубьев, промежуточное колесо — 50 зубьев, секунд-

ный триб — 10 зубьев, секундное колесо — 80 зубьев, анкерный триб — 8 зубьев, анкерное колесо — 15 зубьев.

Передаточное отношение от оси минутного колеса до оси секундного колеса будет равно

$$\frac{60 \cdot 50}{10 \cdot 10} = 30.$$

И действительно, за один оборот минутной стрелки, сидящей на оси минутного колеса, секундная стрелка, сидящая на оси секундного колеса, сделает 30 оборотов, что будет соответствовать 30 минутам.



Рис. 101. Однострелочный секундомер Государственного часового завода.

Рассчитаем число колебаний баланса. Из формулы (21) известно, что число колебаний баланса в час определяется как удвоенное произведение всех чисел зубьев колес, начиная от центрального колеса, поделенное на произведение чисел зубьев всех трибов, начиная от промежуточного триба. В секундомере ось минутного колеса, несущая минутную стрелку, совершает один оборот за 30 минут, т. е. за $\frac{1}{2}$ часа. Таким образом, высчитанное по формуле (21) число колебаний баланса будет отнесено не к одному часу, а к половине его.

Определим это число колебаний баланса за половину часа

$$N = \frac{2 \cdot 60 \cdot 50 \cdot 80 \cdot 15}{10 \cdot 10 \cdot 8} = 9000 \text{ колебаниям.}$$

Тогда за 1 час баланс сделает 18 000 колебаний. В действительности, во всех секундомерах, показывающих с точно-

стью $\frac{1}{5}$ секунды, баланс обычно совершает в секунду 5 колебаний, т. е. каждому колебанию баланса соответствует поворот секундной стрелки на одно деление циферблата.

Если бы в данном механизме ось минутного колеса совершала за час один оборот (циферблат минутного счетчика был бы разделен на 60 минут), то рассчитанное по вышеприведенной формуле число колебаний баланса было бы равно 18 000, а не 9000 колебаниям, как это получилось при расчете нашего механизма.

Рассматриваемый нами секундомер обладает швейцарским анкерным ходом: анкерная вилка 10 — латунная; баланс 11 —

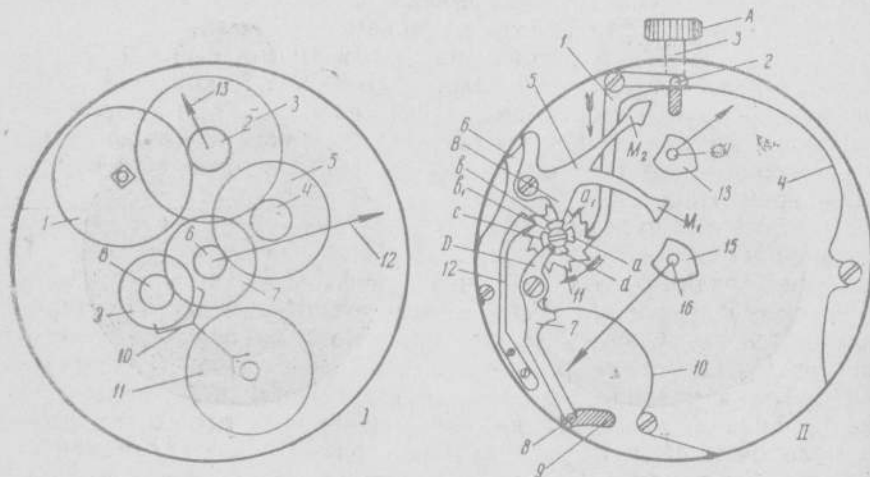


Рис. 172. Схемы "колесной и рычажной систем секундомера.

монометаллический латунный, гладкий, без винтов; спираль обыкновенная; плоская; число камней 11, при чем они идут для осей ходового колеса, анкерной вилки и баланса.

Рассмотрим схему рычажной системы однострелочного секундомера и основные этапы ее работы.

Все детали рычажной системы секундомера расположены под циферблатом в специальной расточке, сделанной в платине (рис. 101-II).

Устройство рычажной системы секундомера показано на рис. 102-II.

Пусковой рычаг 1 на одном конце имеет штифт 2, в который упирается заводной валик 3, укрепленный в заводной головке А. Пружина пускового рычага 4 прижимает штифт 2 к заводному валику. Колонное колесо имеет четыре колонки (а, b, c, d), соответственно четыре прорези (а₁, b₁, c₁, d₁) и косые (храповые) зубья 11.

В косые (храповые) зубья упирается конец пускового рычага и пружинящая собачка 12, фиксирующая колонное колесо в определенном положении. Во взаимодействии с колонным колесом находятся двойной молоток 5 с прижимающейся к нему пружиной 6, и тормоз-баланс 7, с прижимающейся к нему пружиной 10. На конце тормоза баланса укреплен стопорный штифт 8, проходящий через отверстие платины 9 и касающийся обода баланса. На триб минутного колеса насажено минутное сердечко 13, на втулку 14 которого надета минутная стрелка, а на триб секундного колеса насажено секундное сердечко 15, на втулку которого 16 надевается секундная стрелка.

Назначение всех деталей рычажной системы станет ясным, когда мы рассмотрим работу механизма.

Работа механизма разбита на три основных этапа и управляется нажимом заводной головки (она же пусковая) А. При первом нажатии происходит пуск механизма, при втором — остановка механизма, при третьем — установка стрелок на нуль.

Проследим работу рычажной системы, соответствующую всем трем этапам.

1-й этап — пуск механизма — соответствует положению, указанному на рис. 102-II. При нажатии заводной головки А заводной валик 3 толкнет вниз штифт 2 пускового рычага и пусковой рычаг 1, тогда конец пускового рычага, упирающийся в косые зубья 11 колонного колеса, повернет последнее на $\frac{1}{12}$ своего оборота по направлению часовой стрелки. При этом произойдет следующее: плечо В двойного молотка 5 из прорези а₁ колонного колеса попадет на его колонку b, а молоточки М₁ и М₂ отойдут от сердечек. Плечо D тормоза баланса 7 с колонки С попадет в прорезь c₁ колонного колеса, в результате чего стопорный штифт 8 отойдет от обода баланса. Баланс, будучи освобожден от торможения, начнет колебаться, и механизм начнет работать.

Стопорный штифт 8, расположенный параллельно оси баланса, должен быть установлен таким образом, чтобы при освобождении баланса он задел за обод баланса и сообщил ему толчок — качнул его. При такой системе торможения это является неперемным условием пуска секундомера.

2-й этап — остановка механизма. Так же, как и в первом этапе, при нажатии заводной головки колонное колесо повернется на $\frac{1}{12}$ часть своего оборота. При этом: плечо В двойного молотка, останется на колонке b, и молоток будет неподвижен. Плечо D тормоза баланса 7 из прорези c₁ попадет на колонку d, а стопорный штифт 8 подойдет к ободу баланса, коснется его и затормозит. Механизм остановится.

3-й этап — установка стрелок на нуль. При нажатии заводной головки, как и при первых двух этапах работы, колонное

колесо повернется на $\frac{1}{12}$ часть своего оборота. Тогда плечо *B* двойного молотка *5* с колонки *8* упадет в прорезь *8*. В результате этого молоточки *M*₁ и *M*₂ упадут на сердечки *13*, *15* и поставят их в нулевое положение, при котором минутная и секундная стрелки, надетые на втулки сердечек *14* и *16*, встанут на нуль своих шкал.

Плечо *D* тормоза баланса останется на колонке *d*, а значит, и тормоз баланса *7* останется неподвижен. Баланс будет попрежнему застопорен, и механизм не будет работать. При последующем нажатии заводной головки вновь последует 1-й этап работы — пуск механизма.

Пружина колонного колеса *12* фиксирует колонное колесо при его поворотах в строго определенных положениях, обеспечивающих правильное взаимодействие плеча *B* двойного молотка и плеча *D* тормоза баланса с колонками и прорезями колонного колеса. При этом, как мы видели из разбора этапов работы рычажной системы, плечи *B* и *D* в течение двух этапов, соответствующих двум нажатиям заводной головки, должны лежать на одной и той же колонке колонного колеса, а при третьем этапе должны упасть в одну из прорезей колеса.

Это положение необходимо иметь в виду при установке всех деталей рычажной системы механизма секундомера и их взаимной регулировки. В связи с этим колонное колесо должно быть изготовлено довольно точно — с одинаковыми по своей ширине колонками и равными прорезями.

Поверхности сердечек и оснований молоточков *M*₁, *M*₂, приходящих в соприкосновение, должны быть отполированы и, при ударе молоточка в любую точку сердечек, последние должны сразу встать в нулевое положение. При этом стрелки должны точно встать на нуль своих шкал.

Все вышензложенное должно быть проверено и отрегулировано при сборке рычажной системы секундомера.

Так как разбор конструкций всех типов секундомеров не является задачей данной книги, тем более, что в основе принципа работы всех секундомеров положен тот же принцип, который описан нами выше, мы с ознакомлением, с расчетом и работой секундомеров на этом ограничимся.

37. ХАРАКТЕРИСТИКА НЕКОТОРЫХ ФИРМЕННЫХ ЧАСОВ

Все импортные фирменные часы можно разделить на две группы.

В первую группу входят часы, отличающиеся высокими и средними техническими качествами, следующих фирм: „Патек Филипп“, „Лонжин“, „Генрих Мозер“, „Омега“,

„Павел Буре“, „Зенит“, „Нардин“, „Эриксон“, „Интернационал-Ватч“, „Вольтгам“.

Все часы первой группы, в зависимости от конструкции и качества изготовления деталей, разделяются на высший сорт, 1-й и 2-й сорта и несортные. Например, высший сорт часов этих фирм предусматривает: белый (никелевый) или золоченый механизм, компенсационный баланс, спираль Бреге, отделку высшего качества, плоский механизм, количество камней от 15 и выше; несортные — золоченый механизм, баланс и спираль обыкновенные, часы нормальной толщины или толстые, количество камней 11—15.

Ко второй группе можно отнести фирмы: „Ф. Жако“, „Таван-Ватч“, „Борель“, „Тиссо“, „Этерна“, „П. Мозер“, „Раймонд“, „Сима“, „Инвикта“, „Эльжин“, „Докса“, „Ля-Рошет“, „Юнганс“, „Сольтер“, „Тобиас“, „Энигма“, „Мистерия“, „Роскопф“, „Сандр“ и другие.

Часы указанных фирм разделяются на 1-й, 2-й и низший сорт.

Например, часы второго сорта предусматривают золоченый механизм, обыкновенные баланс и спираль, отделку среднего качества, толщину нормальную и выше, количество камней—15.

Низшие сорта часов обладают одним или несколькими факторами, которые снижают их качество: количество камней 7—10, качество отделки ниже среднего, детали тонкие, штампованные, ход штифтовый („Роскопф“) или цилиндрический и т. д.

Рассмотрим несколько типов часовых механизмов общеизвестных фирм.

Часы „Павел Буре“. Часы фирмы „Павел Буре“ (рис. 103) выпущены нескольких сортов, начиная от высшего и кончая несортными.

У высшего сорта механизм никелевый (белый), баланс компенсационный, спираль Бреге, вилка и анкерное колесо — стальные, имеет мальтийский крест, отделка высшего качества.

У часов третьего сорта баланс и спираль обыкновенные, а вилка и анкерное колесо — латунные. Механизм на 11 камнях.

Все часы фирмы „Павел Буре“ отличаются прочностью своих деталей, массивностью платины и мостов, ремонтурных колес и т. п. Крепление барабанного и коронного колес производится сверху специальным мостиком.

Механизм очень выносливый и даже при тяжелых условиях его эксплуатации дает хороший ход.



Рис. 103. Часы „Павел Буре“.

На балансовом мостике у регулятора обычно стоят буквы П и У (прибавить, убавить).

Часы „Зенит“ (рис. 104). Механизм этих часов обычно золоченый; отделка высокого качества. Баланс компенсационный, спираль Бреге.

Градусник имеет специальное приспособление, дающее возможность передвигать его плавно, без рывков, на небольшие величины.

Характерным для механизма Зенит является устройство ремонтуара с так называемым „сливе“.

Часы Омега (рис. 105) никогда не выпускались низших сортов и обладают очень высокой точностью хода.

Характерная черта этих часов — крепление переводного колеса к заводному рычагу (рис. 105, справа). При этом переводное колесо находится в постоянном зацеплении с кулачковой муфтой и

при переводе стрелок опускается вместе с ним к вексельному колесу.

Баланс всегда компенсационный, вилка и ходовое колесо стальные.

Обычно колеса ангренажа в старых выпусках идут под одним мостом.



Рис. 104. Часы „Зенит“.



Рис. 105. Часы „Омега“.

Часы „Лонжин“. На рис. 106 изображены три типа часов „Лонжин“ различного размера. Обычно часы этой фирмы являются часами высшего качества.

Первый механизм — один из распространенных. Недостатком его является наличие простой одинарной рольки.

Второй — средний механизм лучшего качества с двойной ролькой, ремонтуар — с вытяжкой. Третий — самый простой и старый тип часов данной фирмы. Все колеса у этого механизма находятся под одним мостом; ролька одинарная. Завод и перевод стрелок, как и в первом механизме, осуществляются с помощью трензеля.

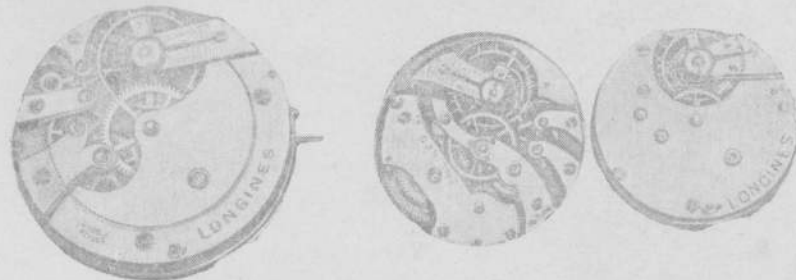


Рис. 106. Часы „Лонжин“.

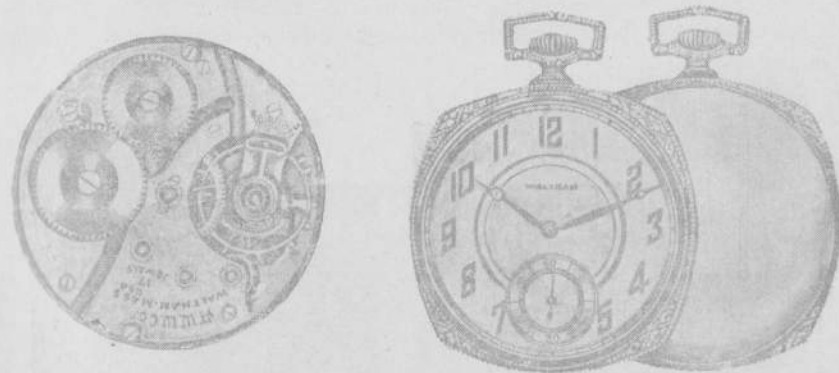


Рис. 107. Часы „Вольтгам“.

Часы американской фирмы „Вольтгам“ (рис. 107) выпускаются обычно высшего качества. Встречаются механизмы как золоченые, так и белые с различным количеством камней — от 15 до 23.

Ремонтуар идет со „сливе“ и имеет очень сложные по конфигурации заводные рычаги.

Данная фирма выпускает также несортные часы на 7 камнях. Часы фирмы „Г. Мозер“ имеют тонкий и нежный механизм.



Рис. 108. Часы „Таван-Ватч“. Вид со стороны циферблата.

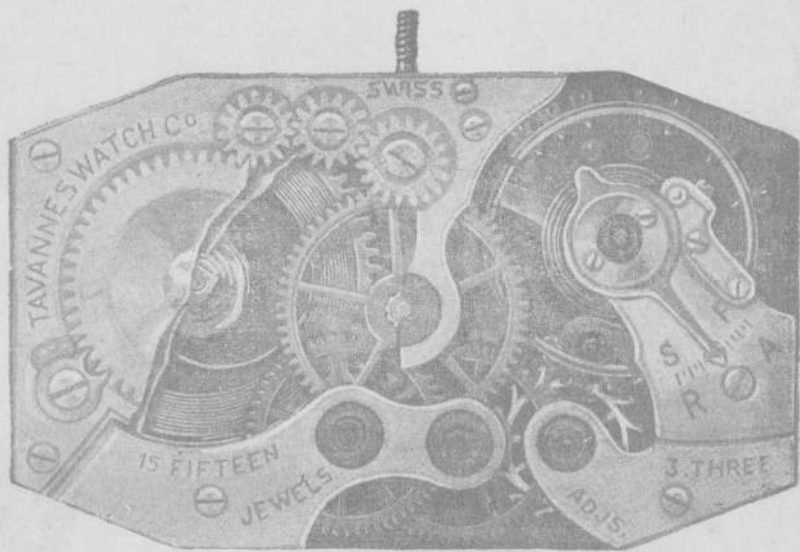


Рис. 109. Дамские часы „Таван-Ватч“.

Детали исключительно высшего качества, в результате чего механизм очень легко собирается и регулируется.

Отличительная черта этих часов: легкость хода и надежность его, эластичная заводная пружина, легкая анкерная вилка, малые углы покоя и падения. Одним из недостатков этого механизма является плоская обыкновенная спираль.

Следует отметить наличие нескольких одноименных фирм „Мозер“, как, например, „Оскар Мозер“, „А. Мозер“ и др. Часы этих марок обычно низкосортные.

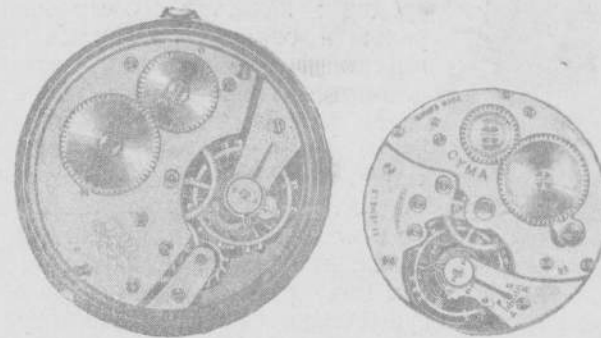


Рис. 110. Часы „Сима“.

Часы „Таван-Ватч“ (рис. 108) выпускаются под различными марками и разнообразны по своему качеству и виду. Эта фирма выпускает как часы низкого качества, цилиндровые, так и хорошие, анкерные.

На рис. 94 и 108 изображен один из последних калибров часов „Таван-Ватч“ на 17 камнях-шатолах с разрезным балансом, спиралью Бреге и ремонтаром, изготовленным из стальных закаленных рычагов и пружинок. Эти часы являются современными модернизированными часами, качество которых несколько выше среднего.

На рис. 109 изображены дамские часы этой же фирмы на 15 камнях калибра $6\frac{1}{2} \times 10\frac{1}{2}$ линий.

Интересным в этих часах является применение трех малых заводных колес, заменяющих одно большое коронное колесо и позволяющих применить барабан большого диаметра, который занимает почти половину всего механизма.

На рис. 110 изображены механизмы часов, идущих у этой фирмы под маркой „Сима“.

Эти часы среднего и ниже среднего качества с золоченым или никелированным механизмом, обыкновенным балансом и

спиралью Бреге. Хорошим в этих часах является ремонтур, обеспечивающий, благодаря своей хорошей конструкции рычагов, прочный легкий завод и перевод стрелок. Механизм ремонтура портится очень редко.

Часы „Сима“ должны иметь очень сильную пружину, особенно если они на 7 или на 4 камнях. В последнем случае камни идут только для оси баланса, а палетты и колонштейн — стальные.



Рис. 111. Часы „Доминатор“.

На рис. 111 изображен калибр, выпущенный под маркой „Доминатор“.

Последний является механизмом ниже среднего качества с обыкновенной спиралью и балансом. У вилки градусника вместо двух штифтов вставлен один длинный штифт, загнутый в виде петли.

На рис. 112 изображены низкие сорта часов этой фирмы, выпускаемые под маркой — „Энигма“ и „Мистерия“.

„Энигма“ — часы с цилиндрическим ходом. Все детали штампованы, в том числе и тонкие мостики. Под одним из

них расположен баланс, а под другим — все колеса ангренажа.

Перевод стрелок осуществляется при помощи трензеля.

„Мистерия“ — часы с анкерным ходом; все их детали штампованные, в том числе и тонкие мостики, которых в этом механизме так же, как и в „Энигме“, два.



Рис. 112. Часы „Энигма“ и „Мистерия“.

Часы „Роскопф“ низкого качества; все детали и мостики тонкие, штампованные и грубо обработанные.

Ход у них анкерный штифтовый, напоминающий ход у будильников. Характерным является отсутствие центрального колеса с трибом. Ведущим колесом стрелочного механизма, вместо

Характеристики механизмов

Таблица 21

Тип часов	Числа зубьев колес и трибов		Внутренний диаметр барабана, в мм <i>D</i>	Диаметр заводного валика, в мм <i>d</i>	Толщина заводной пружины, в мм <i>e</i>
	ангренажа	стрелочного механизма			
1-го и 2-го Государственного часового завода	88-13 80-10 75-10 80-8	13-26 1-48	16,75	5,3	0,22
„ЗИМ“	84-14 80-10 75-10 80-8	12-36 10-40	17,50	5,48	0,20
„ЗИФ“	72-12 64-8 60-8 60-6	12-32 8-36	10,75	3,45	0,11
„Г. Ф. Жако“	80-10 80-10 60-8 60-6	10-30 8-32	17,25	5,65	0,20
„П. Буре“	90-12 80-10 75-10 70-7	12-36 10-40	16,20	5,25	0,21
„Зенит“	80-12 80-10 75-10 80-8	10-30 8-32	17,25	5,26	0,19
„Г. Мозер“	80-12 64-8 60-8 60-6	12-36 10-40	18,36	5,85	0,25
„Сима“	84-14 80-10 75-10 80-8	12-36 8-32	17,32	5,1	0,22
„Тавая-Ватч“	80-12 64-8 60-8 60-6	12-36 10-40	14,55	4,91	0,17
„Доминатор“	84-14 80-10 75-10 80-8	12-32 8-36	17,05	5,20	0,20
„Вальтгам“	95-12 80-10 75-10 80-8	12-40 10-36	17,80	5,95	0,19
„Парадокс“	78-12 80-10 60-8 60-6	12-36 10-40	16,12	4,91	0,22
„Мистерия“	78-12 80-10 75-10 80-8	12-27 8-32	10,20	3,40	0,16
„Роскопф“	80-10 80-10 75-10 70-7	15-40 12-54	18,60	5,95	0,22

оси центрального колеса является добавочное колесо с трибом, сидящее на втулке барабанной крышки „на трении“.

Следует отметить, что современные модернизированные часы перечисленных старых фирм конструктивно мало отличаются друг от друга.

Выше (стр. 239) приводим табл. 21, в которой даны числа зубьев колесной передачи и размеры заводного барабана с пружиной для ряда часовых механизмов.

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

Э Л Е К Т Р И Ч Е С К И Е Ч А С Ы

ГЛАВА XI

ВВЕДЕНИЕ

Под электрическими часами подразумевают часовые механизмы для измерения или указания времени, к которым подведен электрический ток.

Этот ток в электрочасах может иметь следующие назначения:

- 1) автоматически производить завод часов;
- 2) выполнять роль двигателя в часах;
- 3) осуществлять связь между отдельными часами в общей сети электрических часов и периодически передвигать стрелки часов.
- 4) одновременно выполнять функции двигателя и регулятора.

Основные преимущества электрических часов перед механическими часами:

- 1) устранение процедуры регулярного завода часов, частой смазки и чистки;
- 2) получение полной согласованности показаний всех часов, входящих в данную сеть электрических часов;
- 3) возможность эксплуатации часов на открытом воздухе и в других местах, подверженных большим изменениям температуры;
- 4) возможность установки их в любом месте, что в отношении механических часов, требующих заводки, не всегда удобно сделать;
- 5) простота конструкции и легкость изготовления их (особенно так называемых вторичных часов), что упрощает производство и снижает стоимость электрических часов.

Электрочасовой механизм широко применяется в быту и в различных приборах, с помощью которых можно измерить малые промежутки времени с большой точностью.

Рассмотрим классификацию электрических часов (рис. 113).

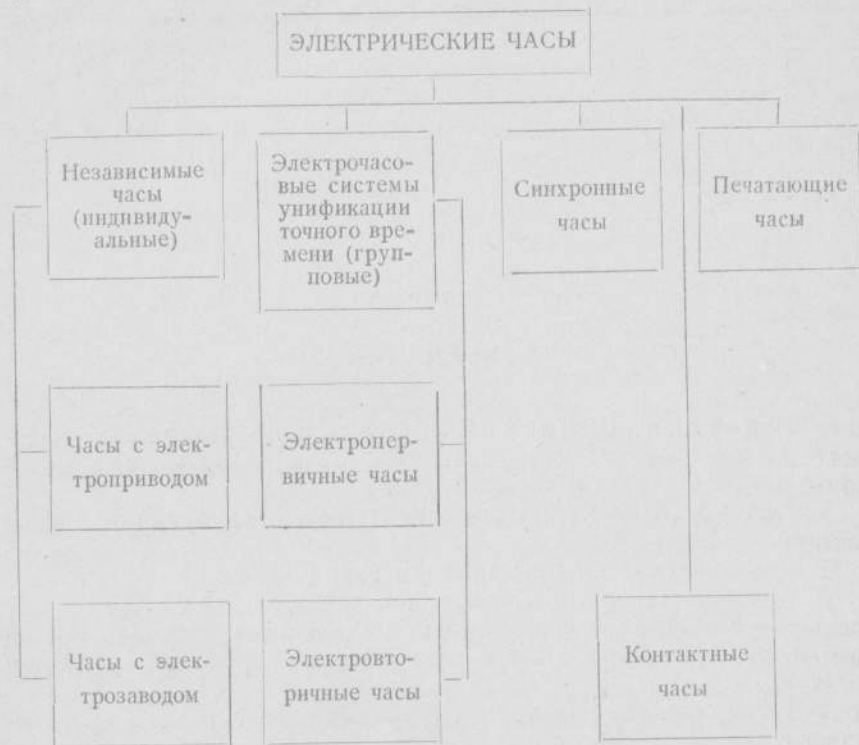


Рис. 113. Классификация электрических часов.

Независимые электрические часы имеют собственный регулятор и могут быть с электроприводом (стенные и настольные часы) и электроразводом (стенные, настольные и транспортные часы).

Электрочасовые системы унификации точного времени состоят из первичных часов (основных) и группы вторичных часов.

Одни первичные (маятниковые) часы управляют группой вторичных часов, которые состоят из механизма перевода стрелок и циферблата.

Синхронные часы состоят из синхронного двигателя, передаточного и стрелочного механизмов.

К программным (контактным) часам относятся сигнальные и процедурные часы. В качестве часового механизма могут применяться независимые или вторичные часы.

Под печатающими часами подразумевают табельные часы с механизмом вторичных электрочасов и штемпелем времени, с помощью которых в любое время можно получить отпечаток на бланке числа, месяца, часов и минут. Штемпеля времени имеют электромагнитные механизмы.

Кроме указанных электрических часов существует ряд приспособлений и механизмов, которые не включены в данную классификацию. Сюда относятся, например, автомобильные тарифные часы и др.

Рассматривая электрические часы, мы не будем останавливаться на элементах устройства их, общих с механическими часами.

Приведенная классификация включает в себя независимые (индивидуальные) часы, к которым относятся часы с электроприводом и часы с электроразводом.

Независимые часы с электроразводом отличаются от механических часов лишь электрическим заводом. Одним из лучших электроразводов можно считать электромагнитный механизм — автоматический электроразвод Рифлера, который применяется в точных астрономических часах.

Кроме указанного электроразвода Рифлера существуют автоматические электроразводы Фаварже, Перре, Арона, Вагнера и другие, которые нами не рассматриваются.

В часах с электроприводом механическая и электрическая части неразделимы, и принципы устройства их приводятся нами ниже в описании независимых первичных электрочасов.

Излагаемый материал освещает принципы устройства и работу электрочасовых механизмов, которые чаще всего могут встретиться в практике работы часового мастера.

Использованная авторами литература по электрохрониметрии помещена в общем перечне в конце книги.

ОСНОВНЫЕ ДЕТАЛИ И УЗЛЫ ЭЛЕКТРОЧАСОВ

1. ЭЛЕКТРОМАГНИТЫ

Как известно, электрический ток обладает свойством создавать магнитное поле.

Вокруг проводника, через который проходит ток, образуется магнитное поле с магнитными силовыми линиями.

Если проводник, через который пропущен электрический ток, намотать на катушку, а вовнутрь катушки поместить железный стержень, то последний становится магнитом, который будет притягивать к себе железные предметы, находящиеся вблизи него. Такое устройство называется электромагнитом.

Железный стержень внутри катушки называется сердечником, который как и естественный магнит, будет иметь два полюса: северный N и южный S .

Если вблизи сердечника, который стал магнитом, поместить железный предмет, называемый в электрочасах якорем, то сердечник будет его притягивать.

Сила электромагнита зависит от числа витков обмотки катушки и силы тока, проходящего через обмотку.

Якорь может получить от электромагнита поступательное или вращательное движение.

Для увеличения силы электромагнита сердечнику обычно придается П-образная форма, и оба конца сердечника вставляются в катушки.

На рис. 114, слева, изображен электромагнит с притяжным якорем. Он состоит из катушек M_1 и M_2 , через которые пропущен электрический ток. Два круглых сердечника e укреплены на железном ядре F .

Якорь C имеет ось вращения в точке A и притягивается к сердечникам e , преодолевая силу пружины B .

Винт g служит для ограничения движения якоря. В полюсы сердечника вставлены латунные штифты d . Это делается для того, чтобы после прекращения пуска тока через катушки, оста-

точный магнетизм в сердечнике не притянул бы якорь, плотно к сердечнику и не задержал его в этом положении. Латунные штифты позволяют якорю, после прекращения пуска тока, вернуться в свободное положение.

Электромагнит с качающимся прямым якорем изображен на рис. 114, справа.

Якорь C вращается вокруг своей оси A и помещен между двумя катушками M_1 и M_2 , в которых находятся сердечники, закрытые полюсными башмаками E_1 и E_2 .

В электрических часах применяются, главным образом, электромагниты с качающимся или вращающимся якорем.

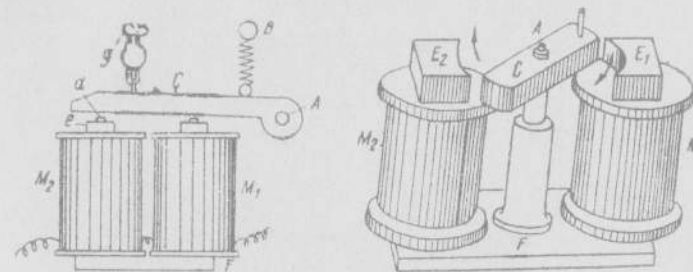


Рис. 114. Электромагниты с притяжным и качающимся якорями.

Кроме того, в электрических часах имеют большое применение поляризованные электромагниты с качающимся якорем (рис. 115), создающие определенность во вращении якоря.

Постоянный магнит P сообщает полюсам сердечника A и A_1 и якорю определенную полярность. Если бы не было этого постоянного магнита, то при прохождении тока через катушки M и M_1 якорь прилипал бы к любому из сердечников, так как сила у обоих сердечников одинакова.

Постоянный магнит, прижатый южным полюсом S к якорю F , сообщает ему северную полярность, а сердечники A и A_1 получают на своих концах (полюсах) южную полярность.

При пуске через катушки постоянного электрического тока определенного направления один из полюсов сердечника A будет иметь южный магнетизм, а другой — A_1 — северный. В этом случае имеющийся от постоянного магнита южный магнетизм в полюсе A будет усилен, а в полюсе A_1 ослаблен от северного намагничивания, произведенного проходящим через катушку током. Якорь будет притянут к более сильному полюсу A .

Если через катушки пропустить ток другого направления, то полюс A_1 станет сильнее и якорь перейдет к нему.

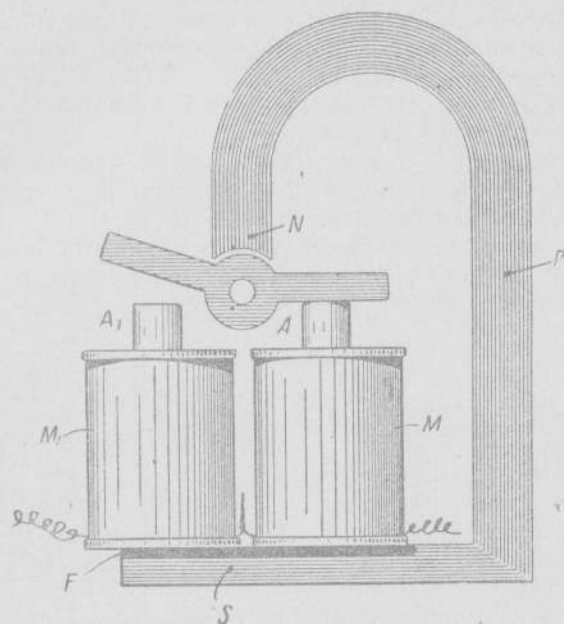


Рис. 115. Поляризованный магнит с качающимся якорем.

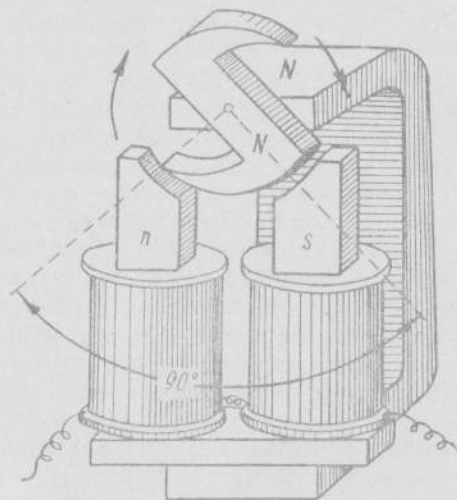


Рис. 116. Поляризованный магнит с вращающимся якорем.

Поэтому поляризованные электромагниты требуют посылки тока меняющегося направления.

Как видно из рисунка, в поляризованном электромагните с качающимся якорем отсутствует пружина, возвращающая якорь в первоначальное положение, так как электромагниты работают попеременно.

Преимуществом поляризованного электромагнита является наименьший расход электрической энергии по сравнению с неполяризованным.

Другой тип поляризованного электромагнита с вращающимся якорем представлен на рис. 116.

Сердечники катушки имеют полюсные наконечники *n* и *s*, середины поверхностей которых расположены по отношению к центру якоря под углом 90° .

При прохождении тока через обмотку катушек, каждый пуск тока нового направления будет поворачивать якорь в одну и ту же сторону на $1/4$ оборота, т. е. на 90° .

Якорь имеет Z-образную форму. При помощи переменного направления тока якорь будет совершать скачкообразное вращательное движение.

Поляризованные электромагниты применяются во вторичных электрических часах. Так, например, поляризованный электромагнит с вращающимся якорем применяется в часах 2-го Государственного завода.

2. КОНТАКТНОЕ УСТРОЙСТВО

Во всех электрических часах имеется контактное устройство, при помощи которого осуществляется переход электрического тока из одного проводника в другой. Существуют различные конструкции контактов. Мы остановимся на контактном устройстве независимых первичных электрочасов 2-го Государственного часового завода.

Схема этого контактного устройства представлена на рис. 117, слева; оно имеет трехпластинчатый контакт *a*, *b* и *c*, катушку *M* и искрогасительное сопротивление *R*.

Контакт *a* имеет собачку *d*, которая приходит в соприкосновение с гребенкой *e* маятника часов *f* (рис. 117, справа).

Когда гребенка приподнимает при своем качании собачку, нижний контакт *a* соединится с верхним контактом *c*, и ток от батарей пойдет параллельно через катушку *M* и сопротивление *R*.

При дальнейшем изгибании и подъеме пластинки *c* нарушится соединение между верхним контактом *c* и средним контактом *b*, и ток пойдет только через катушку.

При размыкании контактов сперва включается сопротивление и только потом разрывается цепь батарей. Таким обра-

зом, искрение основных контактов *a* и *c* будет сильно уменьшено благодаря искрогасительному сопротивлению *R*.

Общий вид контактного устройства часов 2-го Государственного часового завода показан на рисунке 117, справа.

3. ХРАПОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

В первичных часах маятник является ведущим элементом. Для работы часового механизма и показания времени в электрических часах необходимо передать движение от маятника колесной системе, в противоположность механическим часам, где движение передается от колес, через ход, маятнику.

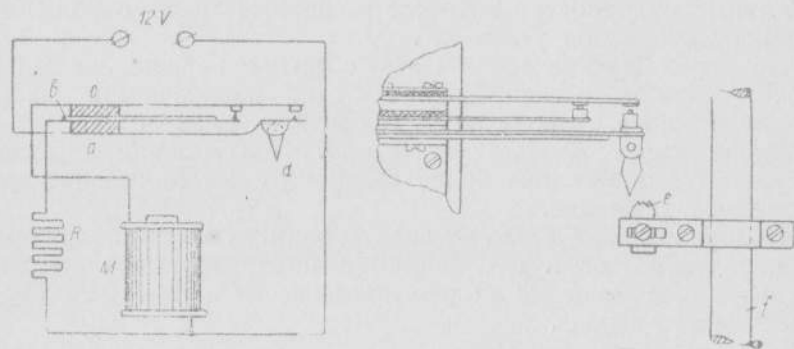


Рис. 117. Схема контактного устройства.

Передача движения от маятника к часовому механизму достигается при помощи храпового устройства.

Различают два вида храповых механизмов:

1) одинарного действия, который работает в одном направлении. Применяется для более коротких маятников, делающих 7200 колебаний в час;

2) двойного действия, работающего в обоих направлениях. Применяется для более длинных маятников, делающих 4800 или 3600 колебаний в час.

Храповой механизм маятника Гиппа одинарного действия представлен на рис. 118, слева, и работает только при левом или правом качании маятника.

Рычаг *h*, с осью вращения *x*, на одном плече имеет противовес *c*, а на конце другого плеча — штифт *i*, упирающийся в штангу маятника *P*. На рычаге укреплена также пружинящая собачка *s* и призматический штифт *s*₁. На отдельно установленном мостике имеется собачка *h*₁. Штифт *b* укреплен неподвижно.

Когда маятник совершает свое колебание налево, он толкает своей штангой штифт *i* и рычаг *h* вместе с собачкой *s*, кото-

рая будет скользить по колесу *r*, а собачка *h*₁ не даст возможности храповому колесу повернуться. При обратном колебании маятника рычаг *h*, под влиянием противовеса *c*, который опустится вниз, заставит штангу *P* повернуться вправо, пока она не упрется в штифт *b*. При этом собачка *s*, благодаря призматическому штифту *s*₁, повернет храповое колесо только на один зуб.

Если маятник будет делать 120 колебаний в минуту, а храповое колесо будет иметь 60 зубьев, то оно сделает точно один оборот в минуту.

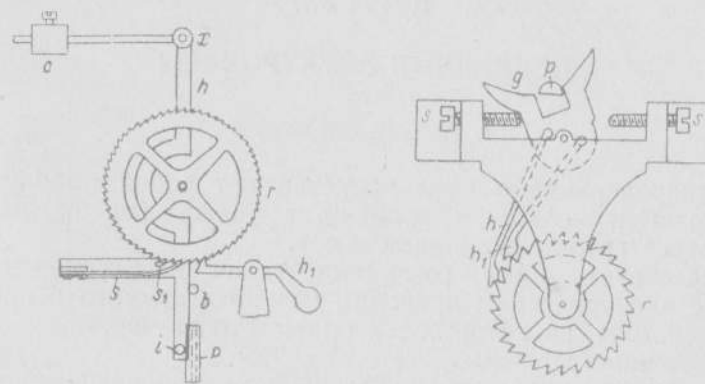


Рис. 118. Храповые механизмы одинарного и двойного действия.

В этом случае на ось храпового колеса можно будет надеть секундную стрелку.

Дальнейшая передача движения от оси храпового колеса к механизму осуществляется при помощи нормальных зубчатых колес и грибов.

У храпового механизма Гиппа двойного действия, представленного на рис. 118, справа, работа происходит при каждом колебании маятника.

На штанге маятника укреплен штифт *p*, который при каждом колебании маятника поворачивает вилку *g* от одного упорного винта до другого винта *s*.

Упорные винты могут регулировать движение вилки. Оси собачек *h* и *h*₁ помещены на вилке.

При каждом качании вилки собачки будут поворачивать храповое колесо *r* на полшага против часовой стрелки.

Вилка имеет рожки, как и в анкерном ходе механических часов, которые дают возможность маятнику свободно совершать свое дополнительное колебание.

ПЕРВИЧНЫЕ ЭЛЕКТРОЧАСЫ

4. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Электропервичные часы представляют собой прибор для измерения и показания времени, а также для приведения в действие группы вторичных часов.

Существует много различных типов электропервичных часов с электрическим приводом маятника прямого и косвенного действия, из которых мы опишем лишь некоторые, наиболее распространенные.

Основными деталями и узлами электропервичных часов являются: 1) корпус часов; 2) пружина подвеса маятника (пендельфер); 3) маятник с линзой (чечевицей); 4) механизм часов с циферблатом и стрелками; 5) контактное устройство для посылки импульсов тока; 6) электрическая схема.

Электропервичные часы посылают импульсы тока в сеть вторичных часов через строго определенные промежутки времени. Это осуществляется специальным контактным устройством, которое обыкновенно ежеминутно (иногда через каждые полминуты) замыкает на 1—2 сек. электрическую цепь вторичных часов, посылая в нее ток меняющегося направления.

Последнее вызвано тем, что в электровторичных часах, в частности, изготовляющихся на наших часовых заводах, применяются поляризованные электромагниты с вращающимся якорем. На рис. 119 изображена принципиальная, упрощенная схема контактного устройства электропервичных часов.

Схема состоит из диска *C*, имеющего кулачок *D*. Диск вращается вокруг своей оси от храпового устройства двойного действия, рассмотренного нами выше. Число зубьев храпового колеса рассчитывается таким образом, чтобы диск *C* делал один полный оборот за 2 минуты. С одной и другой стороны этого диска расположены контактные пластинки 1, 2, 3 и 4, 5, 6. Они отрегулированы так, что при положении покоя пластинка 2 прижата к пластинке 3, а пластинка 4 — к пла-

стинке 5. Средние пластинки 2 и 5 имеют на своих концах фибровые головки *A* и *B*.

При положении покоя, показанного на рис. 119, оба провода сети вторичных часов M_1 и M_2 соединены с положительным полюсом батареи: один — через контакты 2—3, а другой — через контакты 5—4. Отрицательный полюс присоединен к контактам 1, 6. В этом случае линия работать не будет.

Действие приведенного контактного устройства следующее: когда при повороте диска кулачок *D* нажмет на головку *A*, а контактная пластинка 2 разомкнется с контактом 3 и прижмется к контакту 1, тогда один из проводов вторичных

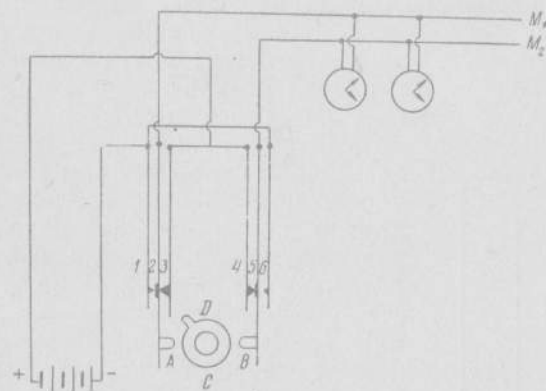


Рис. 119. Принципиальная схема контактного устройства часов 2-го Государственного часового завода.

часов M_1 будет соединен с отрицательным полюсом батареи, а другой провод M_2 будет попрежнему соединен с положительным полюсом.

При этом вторичные часы получают импульс, и стрелка их передвинется на одну минуту.

Диск *C* с кулачком, продолжая вращение, пройдет головку *A* и разомкнет цепь.

Через пол-оборота, что соответствует одной минуте, кулачок *D* нажмет на головку *B*, разомкнет контакты 5—4 и соединит контакты 5—6. Тогда провод M_2 будет соединен с отрицательным полюсом батареи, а провод M_1 останется соединенным с положительным полюсом. Таким образом, в цепь вторичных часов будет вновь послан импульс тока, но другого направления, и стрелки вторичных часов повернутся вперед на одну минуту.

Рассмотренное контактное устройство находится ниже циферблата первичных часов, как это видно на рис. 122 электропервичных часов 2-го Государственного часового завода.

Функции первичных часов могут иногда выполнять точные механические часы, снабженные контактным устройством.

5. МАЯТНИК ГИППА

Одним из пионеров электрочасового дела был швейцарский специалист М. Гипп, который более ста лет тому назад создал регулятор, получающий импульс от электрического тока.

Принцип действия таких часов заключается в том, что свободно колеблющийся маятник систематически, в момент затухания колебаний, когда его амплитуда достигает определенного минимального размера, получает импульс от электрического тока.

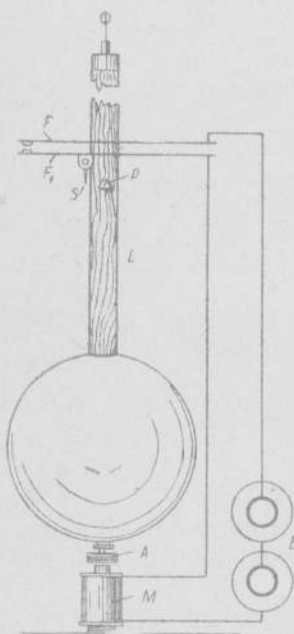


Рис. 120. Маятник Гиппа.

Маятник Гиппа (рис. 120) представляет собой стержень L , один конец которого подвешен на пендельфедере. На другом конце его находится линза с регулировочной гайкой; заканчивается стержень якорем A . Помимо этого, на стержне укреплен гребенка P с двумя или тремя зубьями, изготовленная из полудрагоценного камня — сапфира или рубина.

Электромагнит M , расположенный под стержнем, и контактные пружинки F и F_1 связаны с источником тока B .

На нижней контактной пружинке F_1 находится свободно качающаяся на своей оси собачка (язычок) S . При колебаниях маятника гребенка P будет периодически соприкасаться с язычком S , в результате чего контакты F и F_1 будут время от времени замыкаться.

При больших амплитудах маятника гребенка пройдет под язычком, повернет его вокруг своей оси, не приподнимая контактной пружинки. В этом случае язычок лишь перескакивает с одного зуба гребенки на другой.

При малых амплитудах маятника язычок задержится между зубьями гребенки и при обратном качании маятника гребенка приподнимет язычок вместе с его осью и соединит контакты обеих пружинок.

Через обмотку электромагнита, в результате замыкания,

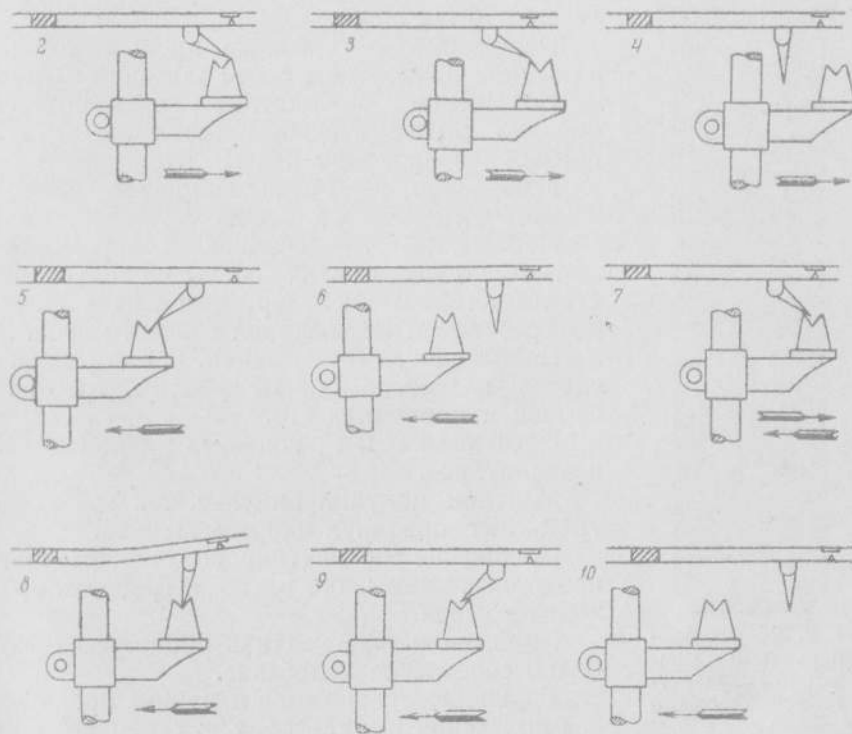
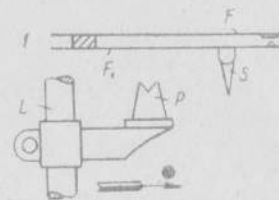


Рис. 121. Схема работы маятника Гиппа

пойдет электрический ток и якорь, укрепленный на маятнике, притянется к электромагниту.

Таким образом, до положения равновесия маятник получит импульс, амплитуда его вновь увеличится, и он будет продолжать свободно колебаться.

На рис. 121 приведены 10 последовательных положений маятника с гребенкой и язычком.

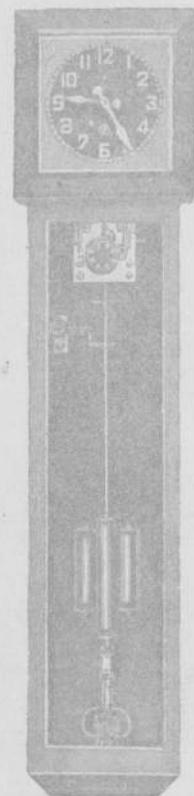


Рис. 122. Электропервичные часы 2-го Государственного часового завода.

Таким образом, весь цикл будет вновь повторяться. Маятник Гиппа применен в электропервичном регуляторе 2-го Государственного часового завода.

Общий вид этих часов изображен на рис. 122.

В этих часах маятник имеет компенсацию на температуру и делает 4800 колебаний в час.

Положение 1—маятник движется слева направо. Гребенка P со стержнем L приближается к язычку S для соединения контактов F и F_1 .

Положение 2—язычок проходит через правый зуб гребенки.

Положение 3—язычок проходит через левый зуб гребенки.

Положение 4—гребенка прошла язычок, а маятник продолжает свое колебание вправо.

Положение 5—маятник возвращается обратно справа налево, прошел левый зуб гребенки и проходит правый зуб.

Положение 6—маятник прошел язычок и закончил движение влево.

Положение 7—маятник возвращается вправо, но его амплитуда уменьшилась настолько, что язычок задержался между зубьями гребенки и не соскочил с левого зуба.

Положение 8—маятник, возвращаясь справа налево, заклинил зубьями гребенки язычок и приподнял его.

Пластины F и F_1 контакта приподнялись и замкнулись.

Маятник получил импульс, так как электромагнит притянул якорь маятника.

Положение 9—маятник, получив импульс, продолжает движение влево, и гребенка проходит язычок.

Положение 10—маятник продолжает свободно свое левое колебание.

Дальнейшее движение маятника проходит без получения импульсов, т. е. свободно, пока амплитуда маятника опять не уменьшится.

Электропитание часов производится от батареи напряжением 12—20 вольт.

Замыкание контактов происходит после 6—8 свободных колебаний маятника. Для регулировки величины минимальной амплитуды маятника, при которой будет происходить замыкание контактов, передвигают гребенку по канавке хомутика, в котором она укрепена.

Для регулировки продолжительности контакта можно поднять или опустить хомутик с гребенкой на стержне маятника.

К одним первичным часам рассмотренного типа можно присоединить до 50 вторичных часов.

С помощью часового реле и специальных устройств можно одним регулятором первичных часов сообщать импульсы значительно большему количеству вторичных часов.

6. ЧАСЫ „ЭПЧ“

Ленинградский завод электрических часов — „ЭЧЛ“ выпускает электропервичные часы типа „ЭПЧ“, принцип работы которых почти не отличается от электрочасов 2-го Государственного часового завода.

Схема электропервичных часов „ЭПЧ“ приведена на рис. 123. Она представляет собой контактное устройство с дополнительным приспособлением и является более полной, чем принципиальная схема, которая изображена на рис. 119.

Диск, имеющий кулачок A , выполнен здесь в виде циферблата с фибровым кулачком. Циферблат разделен на 120 делений. Контактный рычаг (указатель) B , расположенный выше циферблата, неподвижен. Количество контактов увеличено по одному с каждой стороны. Ближайшие к циферблату контакты 4 и 5 присоединены к добавочному сопротивлению $R-100$ ом. Это сделано для того, чтобы уменьшить искрообразование на контактах.

Схема имеет также подгоночный ключ, с помощью которого можно посылать внеочередные импульсы тока в линию вторичных часов L и L_1 для того, чтобы в случае необходимости установить правильное время вторичных часов.

Кулачок A , дойдя до контакта C , соединит контактную пластинку 4 с пластинкой 2, которая еще находится в контакте с пластинкой 3.

В этом случае ток от плюса батареи пойдет к пластинкам 3, 2, 4 и далее через сопротивление $R-100$ ом вернется в минус батареи.

При дальнейшем нажатии кулачка A на контакт C вначале нарушается контакт между пластинками 2 и 3, и ток от плюса батареи через пластинки 6 и 7 пойдет через подгоночный ключ в провод L линии вторичных электрочасов и параллельно

с этим ответвится во вторичный механизм *D*, установленный при первичных часах.

От линии вторичных часов через подгоночный ключ ток пойдет ко вторичному механизму *D* в контактную пластинку 2 и от нее в контактную пластинку 4 и, пройдя 100-омное сопротивление, вернется в минус батареи.

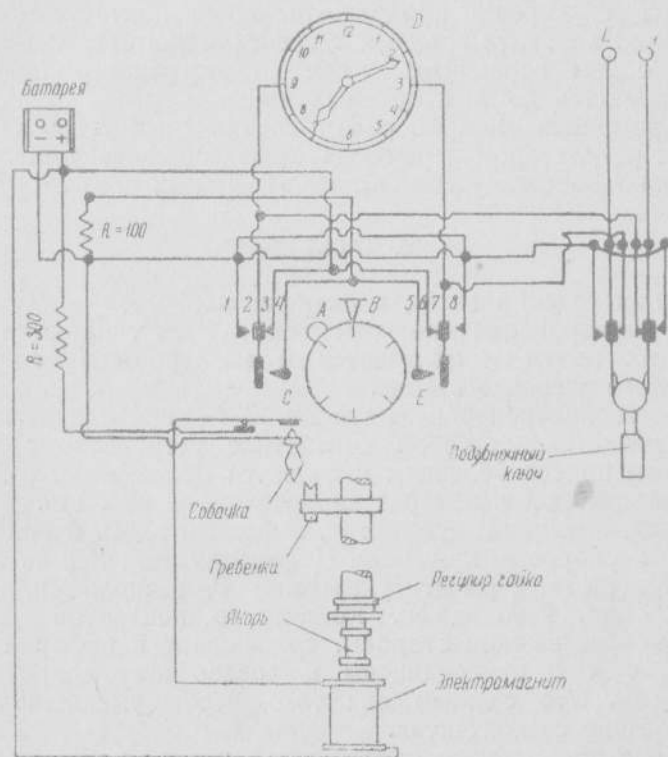


Рис. 123. Полная схема электропервичных часов „ЭПЧ“.

Когда кулачок *A* нажмет на контакт *C* таким образом, что пластинка 2 соединится с пластинкой 1, то 100-омное сопротивление через пластинки 1, 2 и 4 окажется накоротко замкнутым, и в линию вторичных часов будет подан импульс от тока полной силы.

При размыкании вначале будет включено 100-омное добавочное сопротивление, а затем уже отключена цепь электровторичных часов от минуса батареи.

Когда кулачок *A* дойдет до контакта *E*, повторится то же самое, только через контактные пластинки 5, 6, 7, 8.

Регулятор представляет собой круглый стержень, на конце которого помещен груз и якорь с регулировочной гайкой.

Гайкой с делениями пользуются при регулировке часов. Один поворот гайки соответствует изменению суточного хода на 1 минуту.

Для более точной регулировки часов применяют добавочные грузики, которые кладут на специальную площадку стержня маятника.

На стержне маятника помещена гребенка. Зазор между электромагнитом и якорем 1—2 мм. Контакты — серебряные.

Часы проходят испытание в контрольно-испытательной станции, после чего выдается паспорт на каждый экземпляр. Они обслуживают до 35 вторичных механизмов. Напряжение питающего тока — 24 вольта. Длительность импульса — 2 сек. Максимальный ток на контактах — 0,6 ампера.

Регулятор приводится в действие постоянным током. Часы устанавливаются в местах, защищенных от сырости, сотрясений и больших колебаний температуры.

7. ЧАСЫ „АТО“

К независимым электропервичным часам относятся распространенные в последние годы часы типа „АТО“, представленные на рис. 124.

Часы этого типа изготовляет одно из предприятий местной промышленности.

На конце маятника *P* этих часов имеется постоянный магнит *e*, согнутый по дуге круга и втягиваемый при замыкании электрической цепи в катушку *d*.

На верхней части маятника укреплена пластинка с собачкой *a*, которая соприкасается с храповым колесом *R*.

Для установки и регулировки пластинки *a* имеется установочный винт.

Пружинные контакты *b* и *c* расположены под храповым колесом и приключены к электрической цепи. На контактной пружинке *c* укреплена треугольная призма, изготовленная из твердого материала.

Собачка *f* предохраняет храповое колесо от поворота в обратную сторону.

Когда маятник движется справа налево, собачка *a* поворачивает храповое колесо на один зуб. В это время один из зубьев храпового колеса своей наклонной плоскостью ложится на призму контакта *c*, который в свою очередь соприкасается с контактом *b*, и электрическая цепь замыкается.

Собачка *f* в этот момент предохраняет храповое колесо от обратного поворота.

Катушка электромагнита при замыкании цепи втягивает в себя постоянный магнит *e*. В этот момент зуб храпового колеса сходит с призмы контакта, и цепь мгновенно размыкается. Маятник, получив импульс, движется обратно, а пла-

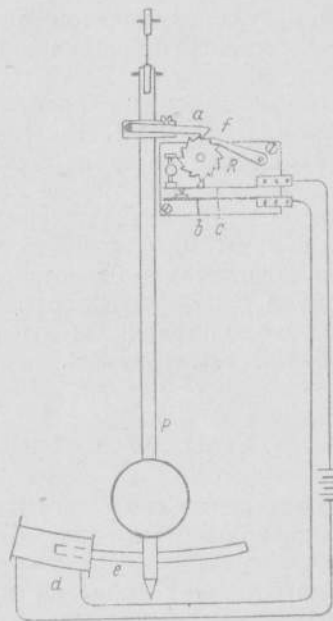


Рис. 124. Механизм типа „АТО“.

стинка с собачкой переходит на следующий зуб колеса. Так как размыкание цепи происходит мгновенно, то контакты не обгорают.

Таковы принципы работы и основные конструкции электропервичных часов.

ГЛАВА XI

ВТОРИЧНЫЕ ЭЛЕКТРОЧАСЫ

8. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Основная цель электропервичных часов — установление единого точного времени и согласование работы отдельных вторичных часов, соединенных между собой. Для осуществления этой цели и введена система унификации точного времени.

Электрочасовая установка состоит из первичных электрочасов и сети вторичных часов.

Электровторичные часы лишены основных элементов механизма часов и имеют лишь приспособления для приема импульсов тока от первичных часов и передачи движения на стрелки.

Схема наиболее простой электрочасовой установки показана на рис. 125, где вторичные часы включены в электрическую цепь параллельно.

Существует и другой способ включения вторичных часов — последовательное соединение.

В крупных установках иногда применяют различные распределительные доски, батарейные щитки, часовые переключатели и т. д. для каждого механизма вторичных часов.

Вторичные электрочасы иногда называют вторичными циферблатами, так как у них отсутствуют основные элементы часов: ход и регулятор.

Вторичные часы подвергаются на заводах наружному осмотру и проверке правильности указания времени.

По внешнему виду вторичные часы можно разделить на следующие группы:

1) по месту установки — часы с металлическим, герметически закрывающимся корпусом для установки их на открытом воздухе и в сырых помещениях, а также часы с деревянным корпусом для установки в сухих помещениях;

2) по размеру циферблата — часы с диаметром циферблата: 10, 15, 20, 30, 40, 60, 80, 100, 150 см и больше.

3) по количеству циферблатов — часы с односторонним, двухсторонним, трехсторонним и четырехсторонним циферблатами;

4) по освещению — часы с внутренним освещением при стеклянном циферблате и с наружным освещением при металлическом циферблате.

По своему устройству вторичные часы имеют механизмы различных систем, из которых нами рассматриваются только некоторые конструкции.

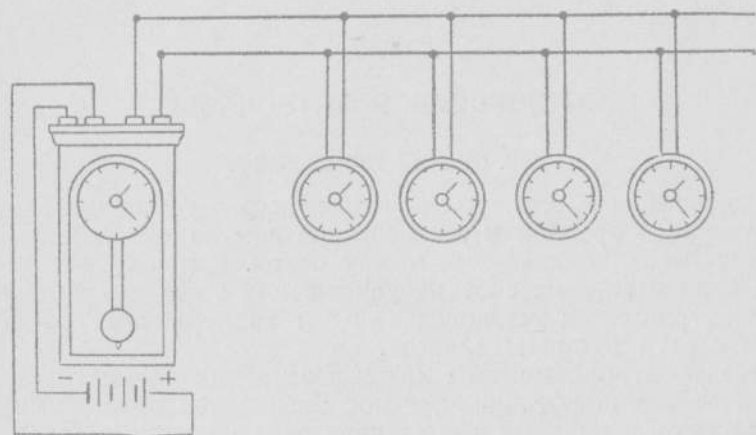


Рис. 125. Схема параллельного соединения первичных и вторичных часов.

9. УСТРОЙСТВО МЕХАНИЗМОВ

Вторичные часы с вращающимся якорем. Механизм электровторичных часов с вращающимся якорем изображен на рис. 126 и рис. 127.

Существуют несколько типов вторичных часов с поляризованным механизмом. Рассмотрим часы с бесшумным механизмом, по принципу которого устроены часы 2-го Государственного часового завода типа „ЭВЧ-М“.

Z — образный якорь SS насажен на ось червяка C .

Поляризованный электромагнит N имеет полюсные наконечники A и B , между которыми вращается якорь.

Червяк C находится в постоянном зацеплении с червячным колесом r , которое делает один оборот в час.

На оси червячного колеса помещены минутный триб, часовое колесо и стрелки.

Механизм работает так же, как и рассмотренный нами ранее поляризованный электромагнит с вращающимся якорем.

При каждом импульсе тока якорь, а вместе с ним и червяк,

поворачиваются на $1/4$ оборота. Импульс сообщается каждую минуту.

Червяк двухзаходный, а червячное колесо имеет 30 зубьев.

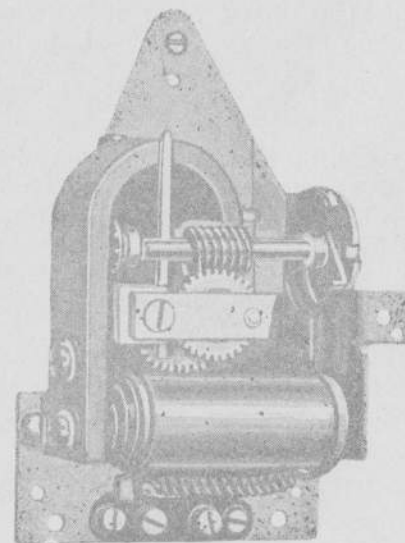


Рис. 126. Бесшумный механизм вторичных часов.

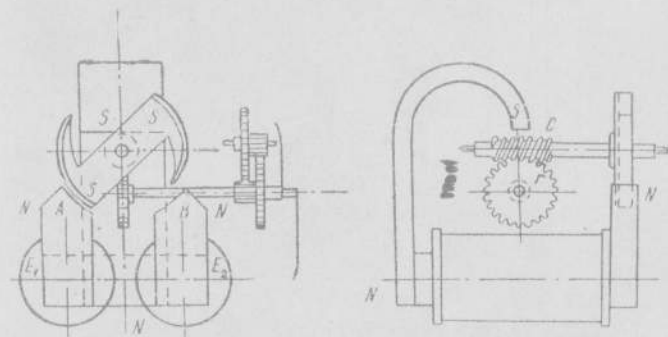


Рис. 127. Механизм вторичных часов с вращающимся якорем „ЭВЧ-М“.

Таким образом, каждую минуту червячное колесо поворачивается на $1/4 \times 2/30 = 1/60$ часть оборота, т. е. червячное колесо сделает один полный оборот за 60 минут.

Стрелочный механизм имеет следующие числа зубьев колес и трибов:

минутный триб	15 зубьев
вексельное колесо	54 зуба
вексельный триб	15 зубьев
часовое колесо	50 зубьев
передаточное отношение $i = \frac{15 \times 15}{54 \times 50} = \frac{1}{12}$.	

Червячная передача, примененная в данном механизме, препятствует опрокидыванию якоря. Поэтому никаких дополнительных тормозных приспособлений в нем не требуется, и часы имеют бесшумный ход.

Электрочасы с бесшумным механизмом применяют для небольших циферблатов, диаметром до 40 см и с уравновешенными стрелками.

Электровторичные часы „ЭЧЛ“. Механизм часов „ЭЧЛ“ с вращающимся якорем Ленинградского завода электрочасов представлен на рис. 128.

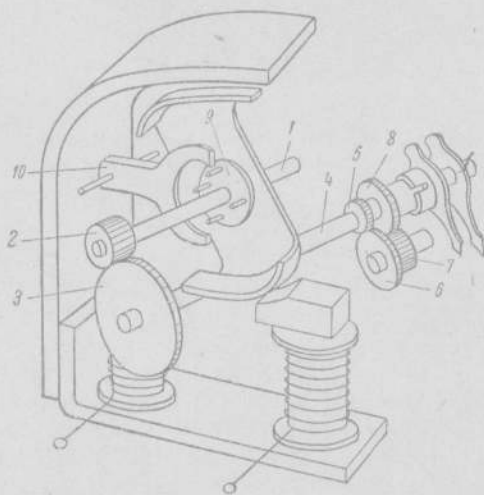


Рис. 128. Механизм вторичных часов

Червяк здесь заменен трибом 2, который насажен на оси якоря 1 и передает движение центральному колесу 3.

На оси 4 центрального колеса насажен триб минутной стрелки (минутник) 5.

Минутник передает движение вексельному (репейному) ко-

лесу 6, на одной оси с которым находится триб 7, передающий движение часовому колесу 8.

Таким образом, стрелочный механизм электрочасов устроен так же, как и в механических часах. Механизм работает от импульсов постоянного тока переменного направления, поступающих от первичных часов.

Передача движения с оси якоря на ось минутной стрелки осуществляется трибом с 6-ю зубьями и центральным колесом, имеющим 90 зубьев, т. е. передаточное отношение

$$i = \frac{6}{90} = \frac{1}{15}.$$

На оси якоря сидит муфта 9 с четырьмя штифтами, связанная с остановом 10, который регулирует повороты якоря так, что за 1 импульс якорь поворачивается на $90^\circ - \frac{1}{4}$ оборота.

Число оборотов минутной стрелки равно числу оборотов якоря, умноженному на передаточное отношение.

Следовательно, за один импульс число оборотов минутной стрелки

$$n = \frac{1}{4} \times \frac{1}{15} = \frac{1}{60} \text{ оборотам,}$$

что соответствует повороту стрелки на одну минуту, так как в один час она делает один полный оборот.

Колеса и трибы стрелочного механизма имеют следующие числа зубьев: минутник — 12, вексельное колесо — 36, вексельный триб — 10, часовое колесо — 40.

Передаточное отношение стрелочного механизма

$$i = \frac{12 \cdot 10}{36 \cdot 40} = \frac{1}{12}.$$

Напряжение батарей — 24 вольта.

Размер циферблата часов 20—30 см.

Вторичные часы с качающимся якорем. Механизм вторичных часов с качающимся якорем (рис. 129) применяют для часов с большим циферблатом (свыше 40 см). Таким механизмом снабжены часы „ЭВЧ-Б“, 2-го Государственного часового завода. Из рис. 129 и 130 видны принципы устройства и работы механизма, который состоит из двух катушек электромагнита E_1 и E_2 , у которых сердечники P прикреплены к южному полюсу S постоянного магнита. Как видно, здесь мы имеем поляризованный магнит.

Якорь N качается вокруг оси O вместе с сектором C , на котором сидят две собачки — короткая A и длинная B . Обе собачки имеют самостоятельные оси вращения.

Отклонения собачек и колебания якоря регулируются упорными винтами T_1 и T_2 .

Ось якоря выходит из корпуса механизма и на конце ее укрепляется рукоятка M , с помощью которой можно вручную производить качания якоря и тем самым передвигать стрелки.

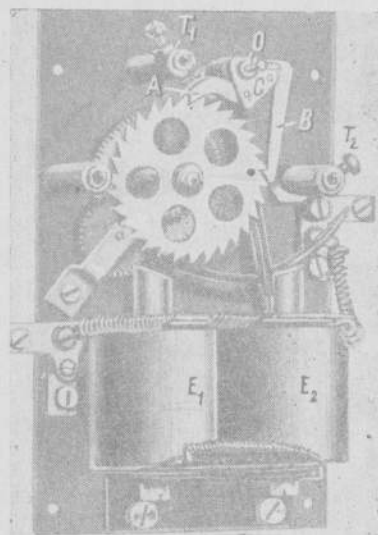


Рис. 129. Механизм вторичных часов с качающимся якорем (механизм со снятым магнитом).

Для уравнивания длинной собачки B имеется противовес в виде винта U . На оси храпового колеса, вращающегося как указано стрелкой, сидят: малое колесо K , выполняющее роль минутника, часовое колесо H и стрелки. Выше расположено вексельное колесо с трибом.

При каждом качании якоря, попеременно притягиваемого сердечниками электромагнита, одна из собачек будет передвигать храповое колесо, а другая предохранять колесо от поворота в обратную сторону. Затем их функции изменяются. С поворотом храпового колеса будет поворачиваться колесо K и весь стрелочный механизм со стрелками.

Так как якорь делает одно качание в минуту, а собачки поворачивают при этом храповое колесо на $1/2$ зуба, то при числе зубьев храпового колеса, равном 30, оно сделает один полный оборот за 60 колебаний якоря, т. е. за один час. Таким образом, на ось храпового колеса может быть насажена минутная стрелка.

Колеса стрелочного механизма имеют следующие числа зубьев:

минутное колесо	30
вексельное колесо	30 ¹
вексельный триб	6
часовое колесо	72.

Передаточное отношение

$$i = \frac{30 \times 6}{30 \times 72} = \frac{1}{12}$$

Как видно из приведенных типов механизмов, конструкции этих часов не сложны, и энергия затрачивается, главным обра-

зом, на передвижение стрелок. Общим недостатком изложенных механизмов является:

- 1) отсутствие самостоятельного показания времени и
- 2) при обрыве линии или неисправности контактов часы выходят из строя.

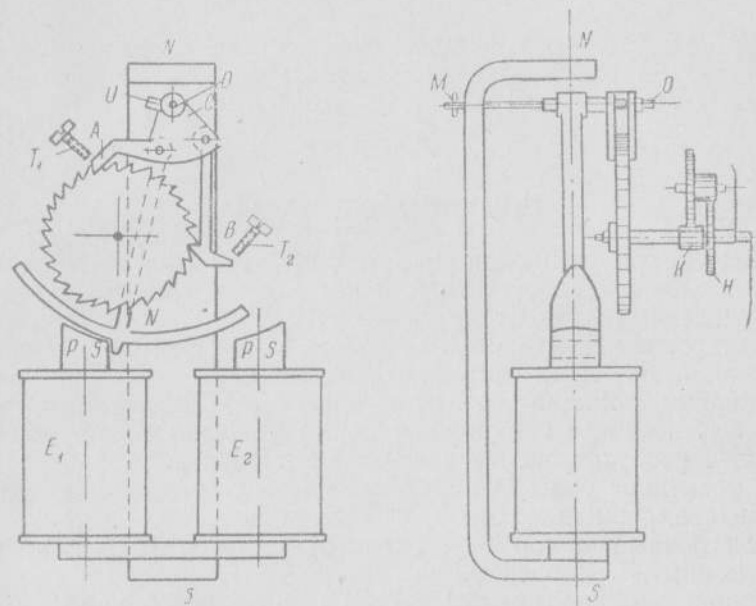


Рис. 130. Механизм вторичных часов с качающимся якорем типа „ЭВ4-Б“.

Вторичные часы с качающимся якорем применяются для циферблатов диаметром от 0,5 м до 2 м.

Помимо рассмотренных нами механизмов имеется ряд других, например механизмы Арона, Грау-Вагнера и другие, а также корректируемые вторичные часы, которые работают, как обычные, но контролируются первичными часами.

СИНХРОННЫЕ ЧАСЫ

Под синхронизацией подразумевают единство периода, суточных ходов и соответствие в показаниях времени нескольких удаленных друг от друга часов.

Синхронные часы являются часовым механизмом, имеющим двигатель, колесную систему и регулятор.

Впервые принцип синхронизации был изложен Л. Фуко в 1847 г. Позднее синхронизирующее устройство, получившее большое распространение, предложил З. Рифлер.

В последние годы электрические часы с синхронным двигателем (синхронным мотором) завоевали почетное место.

Синхронный мотор был сконструирован в 1917 г. американцем инж. Х. Уорреном.

Синхронный мотор питается от сети переменного тока, частота которого постоянна. Число оборотов мотора строго соответствует частоте переменного тока и не зависит от напряжения.

Число оборотов вала мотора при частоте переменного тока, принятой у нас, определяется:

$$n = \frac{3000}{P},$$

где n — число оборотов вала в минуту,

P — число пар полюсов мотора.

Из разнообразных конструкций электрочасов с синхронным двигателем рассмотрим часы, выпускавшиеся в свое время заводом „Метприбор“. Схема синхронного двигателя изображена на рис. 131.

Неподвижная часть этого двигателя состоит из катушки с обмоткой k , через которую пропускается электрический ток.

Полюса сердечника катушки S раздвоены и на одну из половин каждого полюса надеты массивные медные кольца или пружки a , благодаря которым вал мотора (ротор) B , по-

мещенный между полюсами, начинает вращаться самостоятельно, без предварительного развертывания.

Таким образом, этот двигатель начинает вращаться сразу по включении его в цепь электрического тока.

Так как здесь всего одна пара полюсов, то вал мотора делает при каждой перемене направления тока $\frac{1}{2}$ оборота.

У нас принято, что за 1 сек. ток 100 раз изменяет свое направление, т. е. частота переменного тока равна 100 периодам. Следовательно, в 1 минуту происходит 6000 изменений направления тока, а так как вал мотора делает пол-оборота

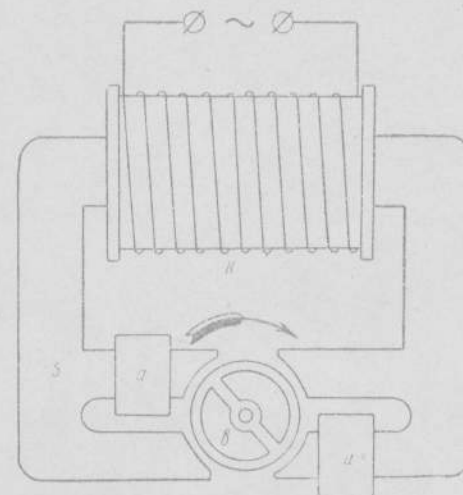


Рис. 131. Схема синхронного двигателя.

при каждом изменении тока, то в 1 минуту он сделает 3000 оборотов.

Чтобы передать вращение с вала мотора на колесный механизм, очевидно, необходимо сделать передачу, уменьшающую это число оборотов, и получить на одной из осей колес 1 оборот в минуту для того, чтобы можно было насадить на нее секундную стрелку.

Осуществляется это зубчатой передачей с передаточным отношением:

$$i = \frac{1}{3000}.$$

Синхронные двигатели Уоррена применяются и для сампирующих приборов, где выходная ось делает 2 оборота в минуту, а передаточное отношение $i = \frac{1}{1500}$.

С ротора движение передается на выходную ось через систему зубчатых колес с числами зубьев, обеспечивающих передаточное отношение:

$$\frac{14}{70} \times \frac{14}{70} \times \frac{14}{70} \times \frac{10}{80} \times \frac{36}{54} = \frac{1}{1500}.$$

Вся колесная передача, называемая редуктором скорости синхронного двигателя, помещена в специальную запаянную коробку (рис. 132), наполненную смазочным маслом для уменьшения потерь на трение в зубчатом зацеплении.

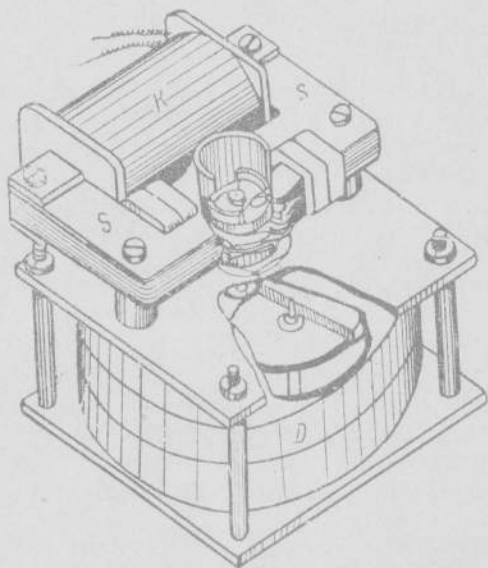


Рис. 132. Синхронный двигатель.

Синхронные электрочасы включаются либо непосредственно в осветительную сеть, либо через понижающий трансформатор — в зависимости от расчета обмотки катушек.

Несмотря на все кажущиеся удобства пользования синхронными часами, они обладают одним существенным недостатком, который заключается в том, что правильность хода синхронных часов зависит от постоянства частоты питающего их переменного тока, которая не всегда держится станцией на одном уровне.

Синхронные двигатели получили широкое применение в само-

пишущих приборах, где они заменяют часовой механизм механических часов.

Синхронные часы выпускаются настольными, стенными и доходят до значительных размеров (циферблат диаметром 4—5 м).

С более подробным изучением всех типов электрочасов желающие могут ознакомиться по литературе, перечень которой приводится в конце книги.

ЛИТЕРАТУРА

- Л. П. Шишелов. Механика часового механизма, ч. I—III, 1935—1937.
 Л. П. Шишелов и А. Т. Гомберг. Зубчатые зацепления в точной механике, 1934.
 Ф. В. Дроздов. Приборы времени, 1940.
 Геирх Канн. Практическое руководство по часовому делу, вып. I—IV 1937—1938.
 М. Ф. Васильев. Основы теории часовых механизмов, 1934.
 И. Н. Моисеев. Механизмы точной механики, 1934.
 Л. Лосье. Теория регулировки карманных часов. Перевод с французского И. В. Сергеева и Е. А. Завадской.
 Е. И. Левитан. Часовые механизмы дистанционных трубок, 1944.
 В. А. Россовская. Время и его измерение, 1933.
 П. Н. Долгов. Служба точного времени в СССР, 1934.
 А. М. Пинкин. Ремонт часов, 1944.
 А. В. Виноградов. Электрические часы и проблема часофикации, 1933.
 А. Г. Ильин. Электрические часы, устройство, установка и обслуживание, 1930.
 Проспект 2-го Государственного часового завода, Электрические часы, 1931.
 ВНИИМ, определение долгот и измерение времени, 1936.
 В. Шульц. Часы и уход за ними, 1929.
 Г. Григорьев и Г. Поповский. История часов, 1937.
 Наркомторг РСФСР, условия скидки у населения подержанных часов и продажи их после ремонта и реставрации, 1940.
 W. Sander, Die Uhrenlehre, Leipzig, 1923.
 G. A. Krumm, Lehrgang für den Fachzeichnen — Unterricht des Uhrmachers, B. I, II, Leipzig, 1925. G. A. Krumm, Uhrmacher Fachunterricht, т. I—VII, Berlin, 1929—1930.
 Julius Hanke. Die Uhrmacherlehre, Leipzig, 1923.
 W. Schlotz. Der Uhrmacher am Werkstisch, Berlin, 1924.
 H. Romershausen. Das Fachrechnen des Uhrmachers, Heft 1, 2, Leipzig, 1926.
 C. Jos. Linnartz. Das Fachzeichnen des Uhrmachers, Halle, 1929.
 Ch. Poncet, L'horloger. Paris, 1925.

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие	3
<i>Часть первая</i>	
МЕХАНИЧЕСКИЕ ЧАСЫ	
<i>Глава I. Введение</i>	<i>5</i>
1. Единицы времени	6
2. Исторический обзор	9
3. Классификация механических часов	11
<i>Глава II. Основы устройства часов</i>	<i>—</i>
4. Основные узлы часов и их назначение	13
5. Схемы часового механизма и часовая терминология	15
6. Усилия, передаваемые в часах	18
<i>Глава III. Часовые двигатели</i>	<i>—</i>
7. Устройство гиревого завода	20
8. Величина опускания гири и продолжительность хода часов	25
9. Вспомогательный завод	26
10. Устройство пружинного завода	30
11. Движущая сила пружины. Подбор пружины	38
12. Работа пружины в барабане. Остановы	42
<i>Глава IV. Колесная система</i>	<i>—</i>
13. Принципы передачи движения	48
14. Расчет чисел зубьев колес	64
15. Элементы зубчатых колес и основные соотношения размеров	69
16. Профили зацеплений	81
17. Расчет передачи часового механизма	99
<i>Глава V. Маятник</i>	<i>—</i>
18. Маятник — регулятор часового механизма	105
19. Компенсационные маятники	109
20. Подвесы маятника	113
<i>Глава VI. Ход для маятниковых часов</i>	<i>—</i>
21. Устройство и работа ходов	114
22. Построение ходов	119
Построение хода Граама	122
Построение крючкового хода	126
<i>Глава VII. Боевые механизмы</i>	<i>130</i>
23. Устройство и работа боевых механизмов	—
24. Расчет чисел зубьев колесной системы боевого механизма	141
<i>Глава VIII. Баланс и спираль</i>	<i>146</i>
25. Баланс — спираль — регулятор часового механизма	—

26. Подбор баланса и спирали	150
27. Устройство и работа градусника	152
28. Компенсационные балансы	158
29. Регулировка часов	161
Глава IX. Ход для балансовых часов	163
30. Виды ходов	—
31. Цилиндровый ход	—
32. Ход дуплекс	170
33. Свободный анкерный ход	171
а) Швейцарский анкерный ход	173
Работа анкерного хода	184
Зазоры в предохранительном приспособлении	188
Остановки хода на импульсе и на покое	190
Соотношение размеров в анкерном ходе	192
б) Построение и расчет анкерных ходов	196
Английский ход	—
Швейцарский ход	199
в) Штифтовый анкерный ход	205
Устройство и работа хода	206
Построение хода	208
34. Хронометровый ход	212
Глава X. Типы часов и их характеристики	217
35. Определение качества часов	220
36. Часы отечественного производства	226
Секундомер	227
37. Характеристика некоторых фирменных часов	232

Часть вторая

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ЧАСЫ

Глава XI. Введение	241
Глава XII. Основные детали и узлы электрочасов	244
1. Электромагниты	—
2. Контактное устройство	247
3. Храповые механизмы	248
Глава XIII. Первичные электрочасы	250
4. Общие сведения	—
5. Маятник Гиппа	252
6. Часы „ЭПЧ“	255
7. Часы „АГО“	257
Глава XIV. Вторичные электрочасы	259
8. Общие сведения	—
9. Устройство механизмов	260
Вторичные часы с вращающимся якорем	—
Электровторичные часы „ЭЧД“	262
Вторичные часы с качающимся якорем	263
Глава XV. Синхронные часы	266
ЛИТЕРАТУРА	270

