

675, 8
Т 19

С. В. Т а р а с о в

П Р И Б О Р Ы
В Р Е М Е Н И

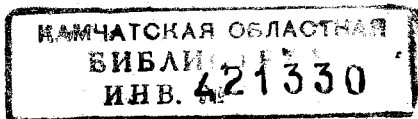
Допущено Министерством приборостроения, средств автоматизации и систем управления СССР в качестве учебника для учащихся средних специальных учебных заведений по специальности «Производство приборов времени»



Москва «МАШИНОСТРОЕНИЕ», 1976

6П5.8
Т19
УДК 681.11 (075.3)

Рецензенты: В. В. Солокин и А. Д. Романов



Тарасов С. В.

Т19 Приборы времени. Учебник для техникумов по специальности «Производство приборов времени». М., «Машиностроение», 1976.

376 с. с ил.

В учебнике изложены вопросы теории, расчета и проектирования приборов времени бытового и служебного назначения. Описаны современные конструкции приборов времени, приведены расчетные формулы и примеры расчета основных параметров конструкций. Рассмотрены типы маятниковых, балансовых, камертонных и кварцевых осцилляторов (колебательных систем) с механическим, электро-механическим и электроинициально-механическим приводом.

Книга может быть полезна инженерно-техническим работникам заводов часовой промышленности.

Т $\frac{31305-291}{038(01)-76}$ 291-76

6П5.8

За послевоенные годы отечественная часовая промышленность получила широкое развитие; наряду с значительным ростом выпуска часовой продукции появились новые направления и новые области развития науки и техники часового производства, созданы новые конструкции приборов времени и систем единого времени, работающих на новых принципах, отвечающих высоким требованиям по точности, надежности и долговечности.

Технические задачи и научные проблемы, решаемые в настоящее время смежными отраслями народного хозяйства страны с помощью приборов времени, весьма разнообразны и сложны. В свою очередь в создании и производстве приборов времени используются новейшие достижения отечественной и зарубежной науки и техники. Все это в комплексе вызывает потребность в учебной литературе для подготовки специалистов высшей и средней квалификаций.

Учебник предназначен для учащихся приборостроительных техникумов по специальности «Производство приборов времени».

Учебник по программе курса «Приборы времени» написан впервые. В нем отражен опыт работы и достижения отечественной часовой промышленности, а также использованы некоторые печатные труды авторов других отраслей. Изложены в необходимом объеме и на современном научно-техническом уровне вопросы теории, расчета и конструирования механических и электрических приборов времени и электрочасовых систем; кратко описаны молекулярные и атомные часы; уделено достаточно внимания рассмотрению приборов времени служебного назначения. Потребность в приборах служебного назначения резко возросла в связи с широкой автоматизацией управления и контроля производственными и технологическими процессами, поиском научных решений и развитием научных исследований, совершенствованием служб единого времени в транспортных артериях страны и в других отраслях и службах народного хозяйства.

Рост благосостояния населения нашей страны предъявляет повышенный спрос на приборы времени бытового назначения (реле, таймеры и др.) и на часы индивидуального и коллективного пользования, чему в немалой степени способствуют их высокие эксплуатационные качества.

Часовое производство сугубо массовое. Приборы времени всех видов выпускают в количестве десятков миллионов штук в год и в большом ассортименте, а часовые и приборные (технические) камни — в количестве сотен миллионов штук в год. Малые габаритные размеры и малая жесткость сложных по форме деталей, особенно у наручных часов, эстетика и декоративный вид накладывают дополнительные повышенные требования на конструкцию часов и на технологию их изготовления, сборки и контроля.

В учебнике разобраны особенности конструкции часовых механизмов: применение прямоугольной системы координат для плоских деталей, модифицированного циклоидального зацепления и остроконечного эвольвентного зацепления в кинематических парах часов и секундомеров; специальные часовые масла и смазки; виды декоративных и защитных покрытий; специальные марки металлов и материалов и др.

Массовость часового производства обусловила значительную унификацию и высокий уровень взаимозаменяемости деталей и узлов часового механизма, что обеспечивается широкой автоматизацией и механизацией всего цикла производства, гарантирующего соответствие часового изделия установленным требованиям стандартов.

В учебнике эти требования отражены в таблицах количественных значений допусков и посадок на различные соединения и на другие параметры.

Приведенный в учебнике материал поможет учащимся приборостроительных техникумов овладеть необходимыми знаниями по специальности и самостоятельно решать на производстве задачи по расчету и конструированию деталей, узлов и блоков приборов времени.

1. НАЗНАЧЕНИЕ И ПРИМЕНЕНИЕ ПРИБОРОВ ВРЕМЕНИ В НАРОДНОМ ХОЗЯЙСТВЕ И В БЫТУ

Приборы времени за последние три десятилетия прошли сложный путь развития. Они получили широкое применение в быту и промышленности, науке и технике, медицине и спорте и во многих других областях народного хозяйства для решения разнообразных задач и проблем.

Функции приборов времени значительно расширились. Кроме показаний текущего времени во всем его разнообразии, возросла потребность в измерении интервалов времени, записи меток времени, измерении физических величин (скоростей и ускорений), выдаче кодов времени в электронно-вычислительную машину, регулировании частот вращения двигателей, потребность в датчиках сигналов (импульсов) времени и временных программ различных устройств для автоматического управления процессами и службами.

К. Маркс писал: «Часы — это первый автомат, употребленный для практических целей. На их основе развилась вся теория *производства равномерного движения*»¹.

Широкое применение приборов времени стало возможным благодаря новым качественным параметрам, достигнутым за последние годы в разработке конструкций приборов времени, а именно благодаря существенному повышению точности хода, гарантированной надежности работы в сложных эксплуатационных условиях (перегрузки, вибрации, вакуум, температурный диапазон, невесомость и др.), увеличению продолжительности работы в автономных системах до 1 года и более.

В качестве колебательных систем, помимо традиционных — маятника и системы баланс—спираль, в приборах времени бытового и служебного назначения получили применение камертонные и кварцевые осцилляторы. Прежнее понятие «часы» уступило место более широкому понятию «приборы времени».

¹ Маркс К. и Энгельс Ф. Сочинения. Изд. 2-е. Т. 30, с. 263.

2. ОРГАНИЗАЦИЯ ОТЕЧЕСТВЕННОЙ ЧАСОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ЕЕ РОЛЬ В НАРОДНОМ ХОЗЯЙСТВЕ

Успехи в области разработки и производства приборов времени, отвечающих современным требованиям, стали возможны благодаря созданию в годы первых пятилеток одной из передовых подотраслей народного хозяйства — часовой промышленности.

В дореволюционной России не было часовой промышленности, и спрос на часы удовлетворялся за счет импорта. Из зарубежных стран ввозили готовые часы, главным образом карманные, и комплекты, которые затем собирали в готовые изделия в часовых мастерских Москвы, Ленинграда, Одессы, Казани, Харькова и других городов.

Учитывая острую нужду населения и развивающейся промышленности в часах и часовых механизмах, правительство приняло решение построить в Москве два часовых завода. Уже в 1930 г. на 1-м Московском часовом заводе было освоено производство карманных часов и первая партия их демонстрировалась на торжественном заседании коллектива, посвященном 13-й годовщине Великой Октябрьской социалистической революции.

На 2-м Московском часовом заводе в те же годы был налажен выпуск будильников и настенных часов.

В 1933—1934 гг. значительно увеличились номенклатура и количественный выпуск часов на этих заводах, но тем не менее потребность в часах не удовлетворялась.

Правительством было принято решение о реконструкции московских часовых заводов и строительстве Пензенского и Куйбышевского часовых заводов.

Одновременно с часовыми заводами строились заводы-смежники. В г. Петродворце под Ленинградом был введен в действие завод часовых рубиновых камней, а на одном из предприятий химической промышленности налажено производство синтетического рубина. На Ленинградском сталепрокатном заводе было организовано производство заводных пружин и т. д.

Кроме часов бытового назначения, к 1940 г. было освоено производство авиационных часов, секундомеров, часов с секундомером, электрических первичных и вторичных часов, приставных ходов к самопишущим приборам, морских хронометров и других часовых механизмов, необходимых народному хозяйству.

По окончании Великой Отечественной войны 1941—1945 гг. наступил новый этап в развитии часовой промышленности. Правительством были определены пути развития часовой промышленности на ближайшие годы, утверждены к производству наручные и карманные часы новых калибров, организована собственная станкостроительная и инструментальная база. В эксплуатацию были введены новые часовые и камневые заводы, организованы научно-исследовательский институт и специальное конструктор-

ское бюро по станкостроению. Восстановление часового производства шло быстрыми темпами.

К 1-му января 1975 г. производство всех видов часов достигло 50,6 млн. шт. при значительном расширении ассортимента и повышении качества часов. Таких высоких показателей за короткий период своего развития часовая промышленность достигла благодаря совершенствованию технологических процессов, внедрению новых более прогрессивных методов обработки, созданию автоматических станков, линий и автоматизированных участков.

Успешному развитию производства приборов времени способствовали теоретические и экспериментальные исследования, проводимые в нашей стране за последние пятьдесят лет в научно-исследовательских организациях и непосредственно на часовых заводах. Начало прогрессивному подходу в теории часов было положено в трудах академика А. А. Андропова и его учеников (Горьковский государственный университет). Значительные работы в области теории часов проведены проф. З. М. Аксельродом (Ленинградский институт точной механики и оптики), проф. Ф. В. Дроздовым (Московское высшее техническое училище им. Н. Э. Баумана), В. А. Шполянским и Б. М. Чернягиным (Научно-исследовательский институт часовой промышленности) и др.

3. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ИСТОРИИ РАЗВИТИЯ ЧАСОВ

Часы, как и все существующее на Земле, имеют свою историю. Прежде чем достичь той высокой точности и совершенства, какие имеют современные часы, они прошли долгий путь развития. Первыми часами были *солнечные* часы, или *гномоны*. Они представляли собой высокий столб (обелиск), поставленный вертикально на горизонтальной площадке, в центре начерченного циферблата. По тени, отбрасываемой от столба на циферблат, определяли время дня. Солнечные часы были известны за 500 лет до нашей эры. В более позднее время солнечные часы сооружались на зданиях и имели различную форму. Такие часы сохранились в Москве на здании Историко-архивного института на улице 25-го Октября. Переносные солнечные часы, относящиеся к VI в. н. э., хранятся в музее Звартноц в предместье г. Еревана Армянской ССР.

На смену солнечным часам пришли водяные часы, называемые *клепсидрами*, что в переводе с греческого означает «воровка воды». В отличие от солнечных часов они показывали время днем и ночью. Время исчислялось количеством воды, вытекавшей из сосуда каплями или тонкой струей.

Водяные часы имели широкое распространение, ими пользовались при несении караульной службы, во время судебных процессов, на различных заседаниях для регламентации времени выступления ораторов. В Афинах ораторы часто подкупали рабов, приставленных к часам, чтобы они подлили воды в сосуд и тем

самым продлили время выступления ораторов. Со времен применения водяных часов известны крылатые выражения «в докладе было много воды», «много воды утекло».

Из множества конструкций водяных часов наибольшей известностью пользовались часы Ктезибия Александрийского (II в. до н. э.). Они отличались высокой точностью и ими пользовались при астрономических наблюдениях. Эти часы имели систему зубчатых колес и механизм, подобный механизму башенных часов.

В средние века были изобретены *песочные часы*, которые отличались большим удобством пользования.

Песочные часы применяют и в настоящее время для грубого отсчета промежутков времени в 5, 10, 15, 20 мин, например при лечебных процедурах.

Первое упоминание о *механических часах* содержится в византийских летописях. В VI в. н. э. византийский император Юстиниан II и его жена София пожертвовали в базилику Константинополя механические часы с боем.

В 936 г. монахом Гербертом, впоследствии ставшим папой Сильверстом II, были сделаны механические часы с боем. Он применил в часах гирию и колесную систему, заимствованную у водяных часов. Однако в его часах еще не было маятника и ход их регулировался особым устройством. Такие часы помещали на башнях зданий для всеобщего обозрения, почему они и получили название *башенных часов*.

В 1352 г. были изготовлены знаменитые Страсбургские часы, окончательно усовершенствованные в 1842 г. Страсбургские часы имеют вечный календарь, глобус, планетарий и аллегорические фигуры на религиозные темы.

На Руси первые башенные часы появились в 1404 г. и были установлены на ныне Спасской башне Кремля. Часы показывали дневные и ночные часы раздельно. Часы были изготовлены монахом Лазарем Сербиным, пришедшим из Византии.

Петр Первый в 1700 г. ввел на Руси новое летоисчисление (от Рождества Христова) и начало года установил с января месяца. До этого на Руси действовал славянский календарь, исчислявший время от сотворения мира, а начало года — с сентября месяца. Поэтому 1699 г. был самым коротким годом на Руси, он имел всего четыре месяца: сентябрь, октябрь, ноябрь, декабрь.

Петр Первый выписал из Голландии новые часы и в 1706 г. установил их на той же Спасской башне Кремля.

С этого времени на Руси стали вести суточный счет времени. Часы часто подвергали ремонту и обновлению.

В 1769 г. часы на Спасской башне были заменены другими, находившимися в Грановитой палате. На большом колоколе, в который отбивают часы, есть надпись: «Вылит сей колокол мая 27 дня 1769 г. Весу 135 пудов 32 фунта. Лил мастер Семен Мозжухин».

В 1852 г. часовые мастера, московские временные 3-й гильдии купцы личные почетные граждане, братья Николай и Иван Бутенюп провели капитальный ремонт и модернизацию часов-курантов.

Братья Бутенюп применили в часах минутную стрелку, чем значительно повысили точность отсчета времени, поставили новые циферблаты, капитально отремонтировали ход и бой четвертей и полных часов, отладили механизм курантов на вызванивание новых песен: Преображенского марша времен Петра Первого (исполнение утром) и молитвы «Коль славен» (исполнение вечером). Заменяли деревянное основание на чугунное и многое другое.

По свидетельству экспертной комиссии, составленной из квалифицированных часовых мастеров, «Механизм часов переделан вновь и по правильному ходу и верности заслуживает полного одобрения».

В октябрьские дни 1917 г. четыре орудийных снаряда попали в часы. Циферблат, выходящий на Красную площадь, был разбит, механизмы оказались поврежденными. В. И. Ленин дал указание починить часы. Работа была выполнена мастером кремлевских мастерских Беренцем, сыном часовщика Беренца, когда-то обслуживавшего эти часы. Колокольную музыку с вызваниванием гимна «Интернационал» наладил музыкант Михаил Черемных.

В. И. Ленин назвал Кремлевские куранты «Главными часами государства».

В настоящее время со Спасской башни Кремля в 24 ч 00 мин 00 с разносится мелодичный перезвон 35 колоколов с вызваниванием Гимна Советского Союза.

В XVI в. появились карманные часы, которые первоначально имели форму яйца. Вместо гири в них была применена пружина, что дало возможность сделать часы портативными. Такие часы с цепочкой или шнуром носили на шее, прикрепляли к одежде, поэтому название «карманные» было условным. В XVII в. Христиан Гюйгенс применил в карманных часах систему баланс—спираль, что позволило значительно повысить точность хода часов и применить их на кораблях в мореплавании.

В XVIII в. русский изобретатель-самоучка И. П. Кулибин (1735—1818 гг.) сконструировал и собственноручно изготовил уникальные часы величиной с гусиное яйцо с цилиндрическим ходом (рис. 1). Часы поражают своим замыслом и сложностью механизмов. С боем полных часов в них начинается показ сцен религиозного содержания. Часы были известны и за границей. Сейчас они хранятся в Ленинграде в одном из залов музея Эрмитаж. Кроме этих часов Кулибин изобрел планетные карманные часы диаметром $1\frac{3}{8}$ вершка, или 61,1 мм. На сложном циферблате этих часов размещено шесть стрелок, показывающих весну, лето, осень, зиму, месяцы и дни недели, часы, минуты и секунды; часы показывали фазы Луны, восход и заход солнца для различных широт.

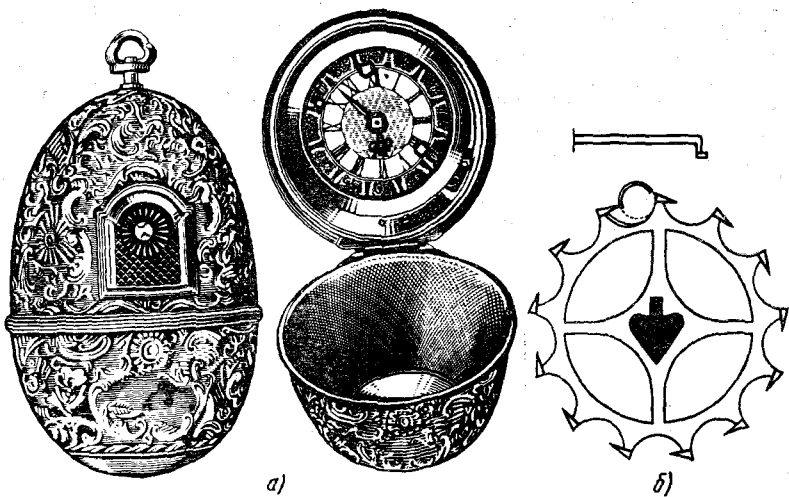


Рис. 1. Часы И. П. Кулибина:
 а — внешний вид; б — цилиндрический ход

Известны имена многих талантливых изобретателей и мастеров XVIII и XIX вв. Среди них следует назвать Терентия Волоскова и Льва Собакина, создавших уникальные часы со сложными механизмами, пригодные для астрономических наблюдений.

В конце XIX в. появляются *наручные механические часы*. Особенно широкое распространение они получили в последние 50 лет, вытеснив карманные часы.

Часовой механизм наручных часов принципиально ничем не отличается от механизма карманных часов, но наручные часы более удобны в эксплуатации. Усовершенствования в конструкции часов позволили выпускать их с высокой степенью точности хода и с различными дополнительными устройствами: календарем, секундомером, автоматическим подзаводом пружины и т. д. К настоящему времени имеются конструкции наручных электромеханических и электронно-механических часов с балансовым, камертонным и кварцевым осцилляторами с питанием от гальванического элемента.

Электрические (первичные и вторичные) часы различных конструкций появились в 1830—1840 гг. на Западе. Практическое применение в 1842 г. получили часы Гиппа благодаря изобретенному им маятнику.

Маятник Гиппа применяют и в настоящее время в первичных часах. Первые электрические маятниковые часы Ф. С. Буткевича появились в России в 1865 г. Первый морской электрохронометр был представлен в Москве в 1872 г. на политехнической выставке изобретателем И. А. Данишевским. Хронометр был удостоен Большой золотой медали. В хронометре применен компенсацион-

ный баланс с периодом колебания 0,5 с. Такой период колебания имеют все современные балансовые хронометры. Питание постоянным током осуществлялось от гальванического элемента через специальное реле, причем замыкание и размыкание контактов реле осуществлялись самим балансом.

И. А. Данишевский осуществил систему единого времени, т. е. передачу периодических импульсов тока во вторичные часы на определенном расстоянии. Системы были смонтированы в Астрономической обсерватории Московского университета, в Московском высшем техническом училище, где в то время работал И. А. Данишевский, и в Политехническом музее. За границей системы единого времени в то время работали от первичных маятниковых часов. Электрохронометры стали известны там лишь в конце XIX в.

В 1882 г. на политехнической выставке в Москве механик Одесского университета И. А. Тимченко демонстрировал электрический хронометр своей конструкции. В дальнейшем ряд изобретателей представляли свои конструкции балансовых электрических часов. Следует отметить, что в США электрические балансовые часы «Эврика» появились лишь в 1906 г.

Опережающее развитие у нас балансовых электрических хронометров по сравнению с маятниковыми часами диктовалось требованием широкого применения их в геодезических, картографических и других научных исследованиях, где необходим был точный прибор времени *переносного типа*.

В настоящее время электромеханические и электронно-механические приборы времени с маятниковым, балансовым, камертонным и кварцевым осцилляторами находят применение и как автономные приборы и как первичные часы в системах единого времени. В перспективе системы единого времени получают еще большее развитие и применение как неотъемлемая часть больших развивающихся систем связи, транспорта, энергосистем, систем управления в различных отраслях народного хозяйства и систем службы быта городского и сельского населения.

Значительное повышение точности измерения времени оказалось возможным в результате создания квантово-механических генераторов, излучающих высокостабильную частоту электромагнитных колебаний, и электронного устройства, понижающего эту частоту.

4. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ИЗМЕРЕНИИ И ХРАНЕНИИ ВРЕМЕНИ

Потребность в определении времени возникла в глубокой древности. Наблюдая за движением солнца, луны, разливом рек, созреванием плодов, сменой дня и ночи, человек установил строгую закономерность и периодичность этих явлений природы и положил их в основу измерения времени.

За основные единицы измерения времени были приняты сутки — время одного оборота Земли вокруг своей оси, и год — период движения Земли вокруг Солнца.

Деление суток на часы, минуты и секунды было выполнено греческим астрономом Клавдием Птоломеем (II в. н. э.).

Различают звездные и солнечные сутки и соответственно звездный и солнечный год. Звездные сутки равны полному обороту Земли вокруг своей оси относительно звезд, а солнечные сутки — обороту Земли вокруг своей оси относительно Солнца. Солнечные сутки на 3 мин 56,555 с больше звездных суток. Солнечный год на одни сутки меньше звездного года. Звездное время применяют только в астрономии. Объясняется это тем, что звездные сутки не согласуются с видимым движением Солнца и с естественным делением суток на день и ночь. Начало звездных суток приходится на различное время дня и ночи и совпадает с началом солнечных суток лишь 22 сентября. По солнечному времени начало суток относится к полуночи, а середина — к полудню.

Различают истинные солнечные сутки и средние солнечные сутки. Интервал времени между двумя последовательными одноименными кульминациями центра истинного Солнца называется *истинными солнечными сутками*. Недостаток их заключается в том, что продолжительность в разные периоды года различна.

Интервал времени между двумя последовательными одноименными кульминациями среднего Солнца называется *средними солнечными сутками*.

Под средним Солнцем понимают воображаемое солнце (точку), движущееся равномерно по небесному экватору и совершающее один оборот по небесному своду за тот же интервал времени, что и истинное Солнце, движущееся *неравномерно* по эклиптике — видимому пути Солнца среди звезд. Поэтому принято вести счет времени по средним солнечным суткам, равным 24 ч.

По ГОСТ 9867—61 установлено применение Международной системы единиц, обозначаемой символом SI или в русском написании СИ. Основными единицами измерения этой системы являются метр, килограмм, секунда, ампер, кельвин и кандела. По этому ГОСТу *секунда* определяется как $1/315\,569\,25,9747$ часть тропического года для 1900 г. января 0 в 12 ч эфемеридного времени. Тропический год — время полного оборота Земли вокруг Солнца. Он содержит 365 суток 5 ч 48 мин и 46 с. Эфемеридное время — равномерно текущее время, более точно определяемое из наблюдений и вычислений координат небесных тел солнечной системы. До издания указанного ГОСТа и введения в действие Международной системы единиц (СИ) секунда определялась как $1/86400$ часть средних солнечных суток.

Средние солнечные сутки определялись с погрешностью 10^{-7} ед., или 0,01 с, точность недостаточная при современных высоких частотах.

В начале 30-х годов нашего столетия была установлена неравномерность вращения Земли вокруг своей оси, что и послужило основанием для определения эфемеридной секунды как части тропического года.

Движение Земли по своей орбите вокруг Солнца происходит с большей стабильностью, чем вращение вокруг своей оси.

Следует заметить, что продолжительность секунды по новому определению равна средней продолжительности секунды по старому определению за последние три столетия. Это не вызывает появления новой единицы времени, но позволяет более строго определять эталон времени из совокупности движений небесных тел, в том числе Луны.

Таким образом, эфемеридная секунда как астрономический эталон, основанный на эфемеридном времени, остается необходимой для измерения больших интервалов времени и для хранения шкалы времени. Эфемеридную секунду определяют с погрешностью порядка $1 \cdot 10^{-9}$ ед., или 0,0001 с в сутки.

Помимо определения эфемеридной секунды, существует определение атомной секунды с помощью молекулярных и атомных эталонов времени (см. гл. 11).

Атомную секунду определяют как интервал времени, в течение которого совершается 9 192 631 770 колебаний, соответствующих резонансной частоте энергетического перехода между уровнями сверхтонкой структуры основного состояния атома цезия-133 при отсутствии внешних воздействий. Атомную секунду определяют с погрешностью $1 \cdot 10^{-10}$ ед., или на порядок выше, чем эфемеридную, астрономическую секунду.

Час и минута по ГОСТ 7664—51 отнесены к внесистемным единицам; 1 ч равен 3600 с; 1 мин равна 60 с. Стандартные интервалы времени: 1 год, 6 мес., 3 мес., 1 мес., 1 сутки, 1 ч, 100 с, 1 с и любой интервал времени, равный 10^{-n} , где n — целое положительное число.

Для удобства определения времени земной шар условно разделен меридианами на 24 часовых пояса. Каждый пояс содержит 15° и по времени соответствует 1 ч. Начало отсчета принято от Гринвича (предместье Лондона). Гринвическое время называется всемирным временем и Гринвический меридиан — нулевым меридианом. Города Москва и Ленинград находятся во 2-м поясе, следовательно, поясное время Москвы и Ленинграда на 2 ч раньше времени Лондона. Город Владивосток расположен в 9-м поясе, следовательно, во Владивостоке поясное время на 9 ч раньше лондонского и на 7 ч раньше московского.

Для лучшего использования дневного света при работе на предприятиях и в учреждениях декретом Совета Народных Комиссаров СССР по всему Советскому Союзу с лета 1930 г. стрелки часов переведены на один час вперед. Таким образом, московское (декретное) время отличается от лондонского времени на 3 ч,

а владивостокское — на 10 ч. По Советскому Союзу для железнодорожного транспорта и других служб народного хозяйства введено единое московское время; поэтому во всех поясах Советского Союза, кроме 2-го пояса, существует два времени — московское и местное.

Точное время определяют с помощью специальных астрономических наблюдений. Для этой цели в нашей стране и за рубежом существуют специальные службы времени, имеющие в своем распоряжении необходимые технические средства. Для определения текущего времени с достаточной для повседневной потребности точностью пользуются часами, показания которых потребители могут проверить по радиосигналам эталонных часов.

В качестве эталонных приборов времени служат астрономические маятниковые, кварцевые, молекулярные и атомные часы.

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПРИБОРЫ ВРЕМЕНИ

Глава 1

КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИБОРОВ ВРЕМЕНИ

1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПО ФУНКЦИОНАЛЬНОМУ И ДРУГИМ ПРИЗНАКАМ

По функциональному признаку механические приборы времени можно разделить на пять групп.

1-я группа — выявители текущего времени. К ним относятся бытовые и служебные часы всех видов. На шкалах циферблатов часов стрелки показывают текущее время в часах, минутах и секундах. Это самая распространенная и многономенклатурная группа приборов времени.

2-я группа — измерители интервалов времени. К ним относятся секундомеры, реле времени и др. На шкалах циферблатов стрелки показывают интервалы времени в часах, минутах, секундах и долях секунды.

3-я группа — измерители физических величин. К ним относятся часовые тахометры, счетчики оборотов и др. На шкалах циферблатов стрелки показывают среднюю угловую скорость и среднюю линейную скорость.

4-я группа — датчики интервалов времени и временных программ. К ним относятся бытовые и служебные таймеры, будильники, процедурные часы, часовые механизмы для программного управления различными процессами в производстве, научных и специальных исследованиях. Шкалы циферблатов — специальные.

5-я группа — датчики равномерной скорости. К ним относятся часовые механизмы самопишущих приборов, стабилизаторы скорости вращения электродвигателей, приставные спусковые регуляторы и т. п. Следует иметь в виду, что некоторые приборы времени могут выполнять две функции и более.

По конструктивному признаку механические приборы времени можно подразделить на две основные группы: маятниковые и балансовые.

К маятниковым приборам времени относятся напольные, настенные и настольные часы бытового и служебного назначения. Часы имеют маятниковый осциллятор (колебательную систему). Они

могут работать только при вертикальном подвесе маятника, т. е. в стационарном положении.

К балансовым приборам времени относятся часы и часовые механизмы бытового и служебного назначения весьма обширной номенклатуры. В качестве осциллятора в них применена система баланс—спираль. Эти приборы могут работать в любом положении к горизонту.

К группе балансовых приборов времени относится и морской хронометр 6МХ, который вследствие конструктивных особенностей хода работает только в горизонтальном положении (ось баланса вертикальна).

Как маятниковые, так и балансовые приборы времени можно подразделить на подгруппы: по продолжительности действия от одной полной заводки пружины или гири и по точности хода.

По продолжительности действия приборы можно подразделить на многодневные продолжительностью от 2 до 180 суток, на однодневные и на кратковременные продолжительностью от 0,15 до 6 ч.

По точности хода приборы можно классифицировать на хранители точного времени — астрономические часы и морской хронометр, точность хода которых определяется несколькими параметрами и составляет для астрономических часов $0,0002$ с, или 2×10^{-9} ед. в сутки; на часы прецизионные с точностью хода $5—10$ с в сутки и на часы широкого потребления различных классов точности — от 20 с до 3 мин в сутки.

По эксплуатационному признаку механические приборы времени можно подразделить на приборы для бытового применения, научных исследований, промышленного и служебного назначений, на приборы для медицины, коммунальных услуг и спорта.

Необходимо отметить, что некоторые приборы времени находят применение во многих областях народного хозяйства. Условия эксплуатации механических приборов времени весьма различны. Приборы отличаются высокой надежностью действия в сложных условиях, а именно в большом диапазоне вибраций, значительных перегрузках, в вакууме, невесомости и при большом температурном перепаде, влажности, действии магнитных полей, многолетнем хранении и эксплуатации. Надежность и долговечность действия выгодно отличают механические приборы времени от других приборов времени.

2. ЧАСОВОЙ МЕХАНИЗМ

Во всех механических приборах времени бытового и служебного назначения имеется часовой механизм, выдающий интервалы времени на исполнительное устройство или среднюю угловую скорость выходных осей.

На рис. 2 показана функциональная схема основных узлов часового механизма наручных и карманных часов. По этой схеме

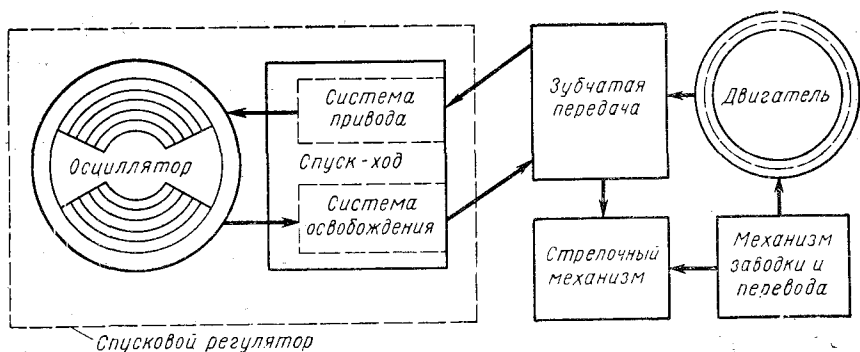


Рис. 2. Функциональная схема механизма наручных часов

часовой механизм имеет основные узлы: осциллятор (колебательную систему), спуск (систему хода), зубчатую передачу (колесную систему), двигатель (источник энергии), стрелочный механизм (исполнительное устройство) и механизм заводки пружины и перевода стрелок.

Часовой механизм относится к классу автоколебательных систем, а осциллятор совершает автоколебательное движение.

3. СПУСКОВОЙ РЕГУЛЯТОР

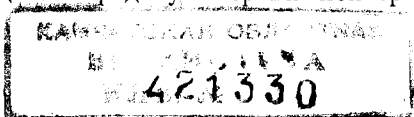
Спусковым регулятором часового механизма называется устройство, состоящее из осциллятора, совершающего равномерные колебания, и спуска, преобразующего колебания в интервалы времени исполнительного устройства; при этом поступление энергии на осциллятор для поддержания его колебаний регулируется тем же спуском.

Таким образом, функции спускового регулятора заключаются в следующем.

В определенной фазе движения осциллятора (до положения равновесия) спуск, получив импульс энергии от осциллятора, освобождает колесную систему для поворота ее на строго определенный угол (см. рис. 2), т. е. передает интервал времени от осциллятора на исполнительное устройство. Колесная система после освобождения передает от источника питания в систему привода спуска *силовой* момент, который затем в виде силовых импульсов поддерживает колебания осциллятора, преодолевая все виды сопротивлений.

Такое обратное воздействие привода спуска на осциллятор носит название обратной связи.

Из сказанного следует, что в спусковом регуляторе спуск выполняет две функции, он состоит из системы освобождения, работой которой управляет осциллятор, и системы привода, осуществляющего передачу энергии непосредственно на осциллятор.



Конструктивно обе системы объединены в одном узле. Кинематически спуск преобразовывает колебательное движение осциллятора во вращательное движение колесной системы.

Основным органом в спусковом регуляторе и часовом механизме является осциллятор, совершающий равномерные колебания, преобразуемые затем в показания текущего времени, отсчет интервалов времени и т. п.

Спусковые регуляторы, имеющие в качестве осциллятора систему баланс—спираль, а в качестве спуска — свободный анкерный ход, выполняют в виде самостоятельных изделий, они известны под названием *приставных спусковых регуляторов*. Их широко применяют как регуляторы скорости вращения двигателей, в программных механизмах самопишущих приборов, в реле времени, в настольных и настенных часах и других крупногабаритных приборах времени. Приставные спусковые регуляторы нормализованы и выпускаются часовыми заводами в больших количествах.

4. ОСЦИЛЛЯТОРЫ С СОСРЕДОТОЧЕННЫМИ И С РАСПРЕДЕЛЕННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

В приборах времени бытового и служебного назначения осцилляторы принято делить на осцилляторы с сосредоточенными параметрами и осцилляторы с распределенными параметрами. К первым относятся физический маятник, система баланс—спираль; ко вторым — пластина, струна, камертон, кварц.

Физический смысл такого деления осцилляторов и их названия заключается в следующем: в осцилляторах с сосредоточенными параметрами можно физически выделить части колебательной системы, имеющие преимущественно или упругость или инерционность; например, в маятниковом осцилляторе преобладает инерционность массы физического маятника, в балансовом осцилляторе — инерционность массы самого баланса и упругость спирали.

В осцилляторах с распределенными параметрами каждая часть колебательной системы (например, пластина, струна, ветви камертона) имеет в равной степени как упругость, так и инерционность.

В маятниковом осцилляторе масса сосредоточена в одной точке — центре тяжести стержня и линзы, на значительном расстоянии от оси подвеса. В балансовом осцилляторе масса сосредоточена на ободе баланса, на значительном расстоянии от оси вращения. Инерционность масс обоих осцилляторов обуславливает и низкую частоту их колебаний. Так, частота колебаний маятника в бытовых часах составляет 1—2,5 Гц; частота колебаний системы баланс—спираль в бытовых часах составляет 2,5—10 Гц, в секундомерах 10—50 Гц. В осцилляторах с распределенными параметрами частота колебаний камертонного осциллятора составляет от 100 до 1000 Гц, кварцевого осциллятора (резонатора) от 1000 до 100 000 Гц и выше.

Низкая частота колебаний менее стабильна, чем высокая. Поэтому точность показаний камертонных часов на 1—1,5 порядка выше показаний балансовых часов, а точность показаний кварцевых часов на 1,5—2 порядка выше показаний камертонных часов. Например, часы с балансовым осциллятором (исключая морской хронометр) дают погрешность показаний в среднем 30 с в сутки, или $3,5 \cdot 10^{-4}$ ед.; часы с камертонным осциллятором — 2—3 с в сутки, или $(2,3 \div 3,5) 10^{-5}$ ед., и часы с кварцевым осциллятором — 0,01 с в сутки, или $1,1 \cdot 10^{-7}$ ед. Отдельные приборы времени с кварцевым осциллятором, компенсированные на температуру и давление, дают отклонение $1 \cdot 10^{-9}$ ед., или 0,0001 с. Заметим, что погрешность суточного вращения Земли вокруг своей оси составляет $1 \cdot 10^{-8}$ ед., или 0,001 с в сутки.

Низкочастотные осцилляторы — маятник астрономических часов и система баланс—спираль морского хронометра обеспечивают высокую точность хода за счет большой кинетической энергии осцилляторов и малых потерь на все виды трения.

Для камертонного и кварцевого осцилляторов решающее значение имеет выбор материала и его обработка; для маятника и обода баланса с точки зрения колебательного процесса выбор материала не играет никакой роли.

Для повышения стабильности колебаний маятников астрономических часов, последние изолируют тем или другим способом от воздействия вибраций, магнитных полей, перепада температуры и барометрического давления. Балансовые осцилляторы с той же целью изолируют от температурного перепада и влияния магнитных полей путем подбора соответствующего металла для баланса и спирали.

1. МАЯТНИК МАТЕМАТИЧЕСКИЙ И ФИЗИЧЕСКИЙ

Под *математическим маятником* понимают невесомый и недеформируемый стержень (нить), к одному концу которого подвешен груз mg (рис. 3), масса которого сосредоточена в одной точке C . Другим концом маятник закреплен в неподвижной точке O так, что может вращаться вокруг нее свободно колебаться. Расстояние от точки крепления O до точки C называют длиной маятника и обозначают буквой L .

Если ограничить колебания маятника вокруг неподвижной горизонтальной оси, то движения его будут происходить в вертикальной плоскости. Такой маятник называют *круговым*. В дальнейшем изложении речь будет идти о круговом маятнике.

В состоянии покоя маятник занимает вертикальное положение — положение равновесия. Если маятник отклонить от положения равновесия вправо или влево на угол φ и отпустить, то он под действием силы тяжести возвратится в положение равновесия и по инерции, благодаря приобретенной кинетической энергии, будет продолжать двигаться в другую сторону и отклонится на тот же угол φ , затем вновь повторит движение в обратном направлении и так будет колебаться бесконечно долго, если предположить, что отсутствует всякое сопротивление этому движению в виде трения о воздух, трения в точке подвеса и др. Максимальный угол, на который отклоняется маятник от положения равновесия, называют *амплитудой колебания* и обозначают буквой Φ .

Путь маятника от одного крайнего положения до другого называют *размахом колебания*. Размах колебания равен 2Φ .

Время, в течение которого совершается колебание маятника от одного крайнего положения до другого и обратно (маятник 2 раза проходит положение равновесия), называют *периодом колебания* и обозначают буквой T . Соответственно время одного колебания маятника называют полупериодом колебания $\frac{T}{2}$.

Момент, возвращающий маятник в положение равновесия, $M = FL$, где F — тангенциальная сила, равная $mg \sin \varphi$; m — масса маятника; g — ускорение силы тяжести.

Сила Q уравновешивается натяжением нити. Таким образом, восстанавливающий момент маятника $M = mgL \sin \varphi$.

Под *физическим маятником* понимают стержень из дерева или металла, на одном конце которого закреплен относительно тяжелый груз в виде цилиндра или линзы чечевичной формы. Другим концом стержень подвешен на горизонтальной оси в точке O (рис. 4). Колебания физического маятника также происходят в вертикальной плоскости.

Рис. 3. Схема математического маятника

Помимо точки C — центра тяжести всего маятника, имеется еще точка S , называемая *центром качания маятника*. Точка S замечательна тем, что является второй точкой подвеса или качания. Если перенести подвес маятника из точки O в точку S , то период колебания маятника не изменится. Это заключение известно как теорема Катера.

Свойство физического маятника иметь две точки качания с одинаковым периодом используют в конструкции метронома — прибора для счета тактов на уроках музыки.

Расстояние от точки подвеса O до точки S называют *приведенной длиной маятника* и обозначают буквой l . Чем больше масса стержня маятника относительно массы линзы, тем больше расстояние между точками C и S . Вообще точка S всегда находится ниже точки C , но выше центра тяжести линзы.

Следовательно, приведенной длиной физического маятника называют длину такого математического маятника, период колебаний которого равен периоду колебания физического маятника.

Приведенная длина маятника l незначительно превышает длину L ; например, маятник электрических первичных часов П-3 с периодом колебаний 1,5 с имеет приведенную длину $l = 559,1$ мм, а расстояние от оси вращения до центра тяжести $L = 549,7$ мм. Радиус инерции маятника $\rho = \sqrt{Ll} = 554,4$ мм. Соотношения между периодом и приведенной длиной маятника приведены ниже.

Период колебания T , с	2	$3/2$	$4/3$	1	$1/2$
Приведенная длина маятника l , мм	993,92	559,08	441,76	248,48	62,12

Метод и формула определения центра качания и приведенной длины маятника были разработаны Х. Гюйгенсом.

2. ТЕОРИЯ КОЛЕБАНИЙ МАЯТНИКА

Дифференциальное уравнение свободного колебания физического маятника без учета сил трения

$$J\ddot{\varphi} + mgL \sin \varphi = 0, \quad (1)$$

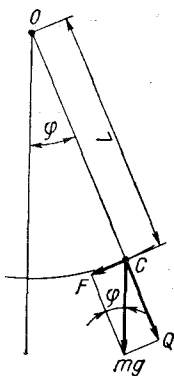
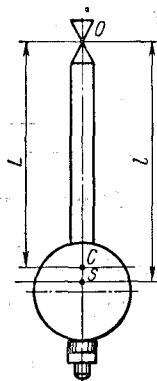


Рис. 4. Схема физического маятника



где J — момент инерции маятника, равный mr^2 ; $\ddot{\varphi}$ — угловое ускорение.

Уравнение (1) можно записать в следующей форме, разделив его на J маятника:

$$\ddot{\varphi} + \frac{g}{l} \sin \varphi = 0, \quad (2)$$

где

$$\frac{mgL}{mLl} = \frac{g}{l}.$$

Определим угловую скорость ω колебания маятника:

$$\ddot{\varphi} = \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{d\omega}{dt} \text{ и } \omega = \frac{d\varphi}{dt}.$$

Тогда формулу (2) можно переписать так:

$$\frac{d\omega}{dt} = -\frac{g}{l} \sin \varphi$$

или

$$d\omega = -\frac{g}{l} \sin \varphi dt = -\frac{g}{l} \sin \varphi \frac{d\varphi}{d\omega},$$

или

$$d\omega\omega = -\frac{g}{l} \sin \varphi d\varphi.$$

Интеграл этого выражения будет

$$\frac{\omega^2}{2} = \frac{g}{l} \cos \varphi + C. \quad (3)$$

Определим постоянную C из начальных условий $\omega = 0$; $\varphi = \Phi$

$$C = -\frac{g}{l} \cos \Phi.$$

Подставляя в уравнение (3) значение C , получим

$$\frac{\omega^2}{2} = \frac{g}{l} (\cos \varphi - \cos \Phi)$$

или

$$\omega = \sqrt{\frac{2g}{l} (\cos \varphi - \cos \Phi)}. \quad (4)$$

Определим максимальную угловую скорость при $\varphi = 0$:

$$\omega_{\max} = \sqrt{\frac{2g}{l} (1 - \cos \Phi)}.$$

Так как

$$1 - \cos \Phi = 2 \sin^2 \frac{\Phi}{2},$$

то

$$\omega_{\max} = 2 \sqrt{\frac{g}{l}} \sin \frac{\Phi}{2}. \quad (5)$$

Определим период колебания маятника на основании формулы (4):

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \sqrt{\frac{2g}{l} (\cos \varphi - \cos \Phi)};$$

$$dt = \frac{d\varphi}{\sqrt{\frac{2g}{l} (\cos \varphi - \cos \Phi)}}$$

или

$$t = \sqrt{\frac{l}{2g}} \int \frac{d\varphi}{\sqrt{\cos \varphi - \cos \Phi}}. \quad (5a)$$

Принимая во внимание, что $\cos \varphi = 1 - 2 \sin^2 \frac{\varphi}{2}$ и $\cos \Phi = 1 - 2 \sin^2 \frac{\Phi}{2}$, и подставляя эти значения в формулу (5a), получим

$$t = \sqrt{\frac{l}{2g}} \int \frac{d\varphi}{\sqrt{2 \left(\sin^2 \frac{\Phi}{2} - \sin^2 \frac{\varphi}{2} \right)}}. \quad (6)$$

Произведем замену переменной φ , принимая во внимание, что $\Phi > \varphi$:

$$\sin \frac{\varphi}{2} = \sin \frac{\Phi}{2} \sin u; \quad (7)$$

$$\cos \frac{\varphi}{2} = \sqrt{1 - \sin^2 \frac{\Phi}{2} \sin^2 u}.$$

Продифференцируем выражение (7):

$$\frac{1}{2} \cos \frac{\varphi}{2} d\varphi = \sin \frac{\Phi}{2} \cos u du;$$

тогда

$$d\varphi = \frac{2 \sin \frac{\Phi}{2} \cos u du}{\cos \frac{\varphi}{2}} = \frac{2 \sin \frac{\Phi}{2} \cos u du}{\sqrt{1 - \sin^2 \frac{\Phi}{2} \sin^2 u}}.$$

Подставим значение $d\varphi$ в формулу (6):

$$t = \sqrt{\frac{l}{2g}} \int \frac{2 \sin \frac{\Phi}{2} \cos u du}{\sqrt{2 \left(\sin^2 \frac{\Phi}{2} - \sin^2 \frac{\varphi}{2} \right)} \sqrt{1 - \sin^2 \frac{\Phi}{2} \sin^2 u}}.$$

Подставляя значение $\sin \frac{\Phi}{2}$ из формулы (7), получим

$$t = \sqrt{\frac{l}{g}} \int \frac{\sin \frac{\Phi}{2} \cos u \, du}{\sqrt{1 - \sin^2 \frac{\Phi}{2} \sin^2 u} \sqrt{\sin^2 \frac{\Phi}{2} (1 - \sin^2 u)}}.$$

Но

$$\sqrt{\sin^2 \frac{\Phi}{2} (1 - \sin^2 u)} = \sin \frac{\Phi}{2} \cos u,$$

тогда, сокращая выражение на $\sin \frac{\Phi}{2} \cos u$, получим

$$t = \sqrt{\frac{l}{g}} \int \frac{du}{\sqrt{1 - \sin^2 \frac{\Phi}{2} \sin^2 u}}. \quad (8)$$

Данный интеграл не может быть выражен через элементарные функции. Его называют эллиптическим интегралом первого рода и приближенно решают разложением подкоренного выражения в биномиальный ряд, предварительно приравняв

$$\sin^2 \frac{\Phi}{2} \sin^2 u = x^2;$$

тогда

$$\frac{1}{\sqrt{1-x^2}} = (1-x^2)^{-\frac{1}{2}} = 1 + \frac{1}{2}x^2 + \frac{1}{2} \frac{3}{4}x^4 + \frac{1}{2} \frac{3}{4} \frac{5}{6}x^6 + \dots$$

Произведя обратную замену x^2 и взяв первые три члена бинома, будем иметь формулу для времени колебаний:

$$t = \sqrt{\frac{l}{g}} \int \left[1 + \frac{1}{2} \sin^2 \frac{\Phi}{2} \sin^2 u + \frac{1}{2} \frac{3}{4} \sin^4 \frac{\Phi}{2} \sin^4 u \right] du. \quad (9)$$

Проинтегрируем функции $\sin^2 u$ и $\sin^4 u$:

$$\int \sin^2 u \, du = -\frac{1}{2} \cos u \sin u + \frac{1}{2} u;$$

$$\int \sin^4 u \, du = -\frac{1}{4} \cos u \sin^3 u - \frac{3}{8} \cos u \sin u + \frac{3}{8} u.$$

Подставим их значение в формулу (9):

$$t = \sqrt{\frac{l}{g}} \left[u + \frac{1}{2} \sin^2 \frac{\Phi}{2} \left(-\frac{1}{2} \cos u \sin u + \frac{1}{2} u \right) + \frac{1}{2} \frac{3}{4} \sin^4 \frac{\Phi}{2} \times \right. \\ \left. \times \left(-\frac{1}{4} \cos u \sin^3 u - \frac{3}{8} \cos u \sin u + \frac{3}{8} u \right) \right]. \quad (10)$$

Произведем обратную замену: $\sin u = \frac{\sin \frac{\varphi}{2}}{\sin \frac{\Phi}{2}}$ и найдем значение $\sin u$ и $\cos u$ при двух начальных значениях $\varphi = 0$ и $\varphi = \Phi$, т. е. при $t = \frac{T}{4}$:

при $\varphi = 0$ $u = 0$; $\sin u = 0$ и $\cos u = 1$;

при $\varphi = \Phi$ $u = \frac{\pi}{2}$; $\sin u = 1$ и $\cos u = 0$.

Подставим последнее значение в формулу (10); тогда

$$\frac{T}{4} = \sqrt{\frac{l}{g}} \left[\frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{2} \frac{1}{4} \sin^2 \frac{\Phi}{2} + \frac{\pi}{2} \frac{3}{4} \frac{3}{16} \sin^4 \frac{\Phi}{2} + \dots \right].$$

В окончательном виде запишем

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{l}{g}} \left[1 + \frac{1}{4} \sin^2 \frac{\Phi}{2} + \left(\frac{3}{8}\right)^2 \sin^4 \frac{\Phi}{2} + \dots \right]. \quad (11)$$

Из анализа формулы (11) видим, что период колебаний маятника зависит от амплитуды, и чем больше амплитуда, тем больше период колебаний. Отсюда следует, что колебания маятника неизохронны.

Независимость периода колебаний от амплитуды называется изохронизмом (в точном переводе с греческого языка изохронизм — равенство периодов).

Чтобы судить о величине члена в квадратных скобках формулы (11), подсчитаем его величину при значениях $\Phi = 2^\circ$; $\Phi = 5^\circ$. Тогда

$$\frac{1}{4} \sin^2(1^\circ) = \frac{1}{4} 0,000075;$$

$$\frac{9}{64} \sin^4(1^\circ) = \frac{9}{64} 0,00000009 + 0,000000001265;$$

$$\frac{1}{4} \sin^2(2^\circ 30') = \frac{1}{4} 0,0019 = 0,000475.$$

$$\frac{9}{64} \sin^4(2^\circ 30') = \frac{9}{64} 0,0019^2 = 0,0000005.$$

Ввиду малых значений третьего члена $\sin^4 \frac{\Phi}{2}$, в формуле (11) для амплитуд менее 5° ограничимся двумя первыми членами:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{l}{g}} \left[1 + \frac{1}{4} \sin^2 \frac{\Phi}{2} \right]. \quad (12)$$

Ввиду близости $\sin \frac{\Phi}{2}$ к $\frac{\Phi}{2}$ при максимальном $\Phi = 5^\circ$ произведем в формуле (12) замену $\sin \frac{\Phi}{2}$ на $\frac{\Phi}{2}$; тогда
 $\sin 2^\circ 30' = 0,04362$;
 $2^\circ 30' = 0,043633$.

Разница $\frac{\Phi}{2} - \sin \frac{\Phi}{2} = 0,043633 - 0,04362 = 0,000013$. Такая замена вполне допустима, и формулу (12) перепишем так:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{l}{g}} \left(1 + \frac{\Phi^2}{16}\right). \quad (13)$$

Величину $\frac{\Phi^2}{16}$ называют *круговой ошибкой часов*. При $\Phi = 5^\circ = 0,09$

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{l}{g}} (1 + 0,0005).$$

По аналогии произведем замену $\sin \varphi$ на φ в формуле (2); тогда формулу дифференциального уравнения можно переписать так:

$$\ddot{\varphi} + \frac{g}{l} \varphi = 0. \quad (14)$$

Ввиду малой величины второго члена (в скобках) формулу (13) периода колебаний принято выражать:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{l}{g}}. \quad (15)$$

Эта формула для малых амплитуд в 1664 г. была предложена Х. Гюйгенсом и опубликована в его знаменитом сочинении «Маятниковые часы» (Horologium oscillatorium), вышедшем в 1673 г.

Анализ формулы (15) показывает, что период колебания маятника не зависит от амплитуды, т. е. колебания маятника при малых амплитудах изохронны.

Максимальную угловую скорость также рассчитывают по формуле (5) с заменой $\sin \frac{\Phi}{2}$ на $\frac{\Phi}{2}$:

$$\omega_{\max} = 2 \sqrt{\frac{g}{l}} \frac{\Phi}{2}; \quad (16)$$

при $\Phi/2 = 1^\circ = 0,01745$ и $T = 2$ с

$$\omega_{\max} = 2 \sqrt{\frac{g}{l}} 0,01745,$$

или

$$\omega_{\max} = 0,1096 \text{ рад/с},$$

где

$$\sqrt{\frac{g}{l}} = \frac{2\pi}{T}.$$

Формулой (15) пользуются для расчета маятника часов широкого потребления. Задаваясь периодом колебаний, определяют длину маятника, и наоборот. Для расчета маятника точных часов пользуются формулой (11), поскольку колебания маятника неизохронны.

3. РЕГУЛИРОВКА ПЕРИОДА КОЛЕБАНИЯ ФИЗИЧЕСКОГО МАЯТНИКА

Регулировать период колебания маятника — значит изменять его приведенную длину l . Остальные члены правой части формулы есть величины постоянные. Если относительное изменение периода $\frac{T_1 - T}{T} = \frac{\Delta T}{T}$, то относительное изменение длины маятника $\frac{l_1 - l}{l} = \frac{\Delta l}{l}$. Если N — число колебаний маятника за сутки с периодом T , то $NT = 86\,400$ с. Если ΔT есть постоянная изменения периода, то $\Delta TN = \Omega$, где Ω — погрешность хода часов за сутки, или, как принято называть, суточный ход часов:

$$\frac{N\Delta T}{NT} = \frac{\Omega}{86\,400}; \quad \Omega = 86\,400 \frac{\Delta T}{T}. \quad (17)$$

Продифференцировав формулу (15), будем иметь

$$\frac{\Delta T}{T} = \frac{1}{2} \frac{\Delta l}{l}$$

и

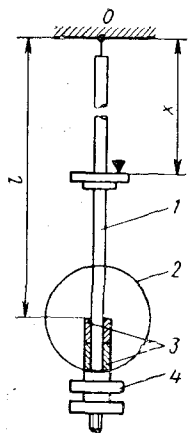
$$\Omega = \frac{86\,400}{2} \frac{\Delta l}{l} = 43\,200 \frac{\Delta l}{l}. \quad (18)$$

Основная оценка качества часов — стабильность суточного хода. Если часы спешат или отстают на одну и ту же величину, то их легко отрегулировать: изменением длины маятника приближают период его колебаний к расчетному.

Обычно физические маятники изготавливают таким образом, что линзу можно перемещать по стержню вверх или вниз и тем самым изменять приведенную длину. Если часы спешат, линзу нужно передвинуть вниз; если часы отстают, линзу нужно передвинуть вверх. Для этой цели на нижнем конце стержня имеется резьба с навернутой одной или двумя гайками. На цилиндрической поверхности верхней гайки, называемой регулировочной, нанесены деления. Заранее известна цена деления, поэтому для ликвидации отставания или опережения в ходе часов гайку поворачивают на нужное число делений; нижняя гайка служит контргайкой.

Рис. 5. Приспособление для регулировки периода колебаний маятника:

1 — стержень; 2 — линза; 3 — компенсационные трубки; 4 — регулировочная гайка



Для точных маятниковых часов такой метод регулировки не приемлем, так как для передвижения линзы маятник нужно останавливать. Для регулировки периода колебаний точных маятниковых часов применяют добавочные грузики. Для этой цели на полочку, укрепленную на стержне маятника, на расстоянии x от оси подвеса O ($x < l$) кладут или снимают добавочный грузик массы m (рис. 5); в результате изменяется приведенная длина.

Относительное изменение периода колебаний при наличии грузика массы m будет

$$\frac{\Omega}{86400} = -\frac{\Delta T}{T} = \frac{mx}{2ML} \left(1 - \frac{x}{l}\right), \quad (19)$$

где M — масса маятника.

Анализ формулы (19) показывает, что знак «—» перед выражением в левой части обозначает уменьшение периода колебаний, так как приведенная длина маятника уменьшилась. При $x = 0$ правая часть превращается в нуль, т. е. грузик, положенный в точке подвеса O , влияния на период не оказывает; при $x = l$ правая часть превращается в нуль; грузик, помещенный в точке C , влияния на период не оказывает. Наилучшее решение находим при $x = l/2$. Тогда $-\frac{\Delta T}{T} \approx \frac{1}{8} \frac{m}{M} \frac{l}{L}$. Принимая $\frac{l}{L} \approx 1$, формулу (19) перепишем так:

$$\frac{\Omega}{10800} = \frac{m}{M}; \quad m = \frac{\Omega M}{10800}.$$

При $\Omega = \pm 1$ с

$$m = \frac{M}{10800},$$

т. е. масса грузика в 10 800 раз меньше массы маятника.

Согласно формуле (11) период колебания маятника зависит от амплитуды, так как колебания маятника неизохронны. С увеличением амплитуды увеличивается и период колебания; следовательно, происходит отставание в ходе часов. Данные влияния амплитуды на ход часов приведены ниже.

Амплитуда Φ , град	1	1,5	2	2,5	3	4
Отставание за сутки, с	1,65	3,71	6,59	10,32	14,80	26,35
Амплитуда Φ , град	5	6	7	8	9	10
Отставание за сутки, с	41,14	59,2	80,70	105,4	133,2	164,2
						237,0

Рис. 6. График зависимости Ω от Φ°

График зависимости Ω от Φ° изображен на рис. 6. В часах с длинным маятником амплитуда не превышает $1,5^\circ$ и отставание равно $3,71$ с в сутки. Часы с длинным маятником и с такой амплитудой очень чувствительны к ударам и сотрясениям и требуют установки на жестких опорах и в специальных помещениях.

Часы с коротким маятником и амплитудой колебания порядка 10° будут давать отставание в ходе порядка 165 с в сутки (часы-ходики). Такие часы из-за невысокого качества исполнения маятника и значительного трения в подвесе при малых амплитудах (малой кинетической энергии) могут останавливаться.

Для компенсации отставания в ходе часов и приближения периода колебаний маятника к изохронному применяют специальные подвесы.

4. ПОДВЕСЫ МАЯТНИКОВ

Существуют подвесы маятника нескольких типов. Из них можно назвать три наиболее распространенных типа.

Подвес проволочный (рис. 7) применяется в часах с легким и коротким маятником (часы-ходики). Он состоит из стержня маятника 6, который крючком 4 надевается на петлю 3, подвешенную на скобе 2. Связь маятника с ходом осуществляется через изогнутую вилку 5, одним концом закрепленную на валике 1 и другим концом 7 в виде петли охватывающую стержень маятника.

Подвес весьма технологичен в производстве.

Подвес пружинный (пендельфедер) (рис. 8) — подвес самого распространенного типа. Он состоит из одной или двух плоских, тонких пружин, закрепленных своими концами в двух колодках. В верхней колодке закреплены штифт или направляющие пластины, с помощью которых подвес крепится на кронштейне механизма или корпуса часов. В нижней колодке закреплен штифт, на который надевают маятник, имеющий на конце специальный крючок.

При колебаниях маятника пружины изгибаются в ту и другую стороны. Толщину их подбирают такой, чтобы изгиб происходил

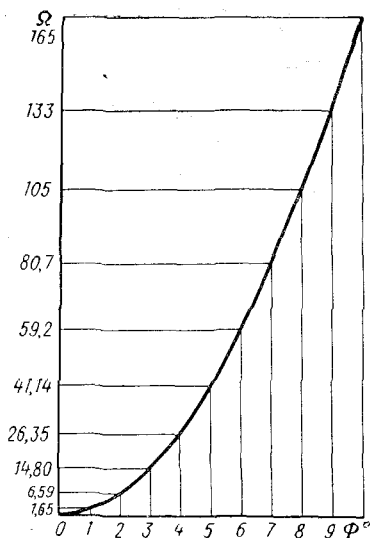


Рис. 7. Подвес маятника в часах-ходиках

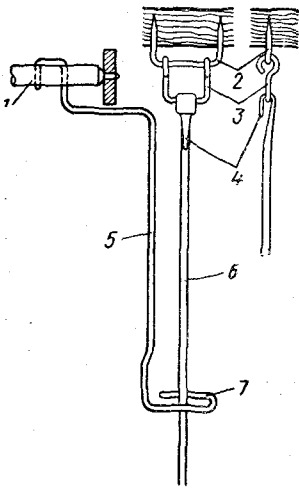
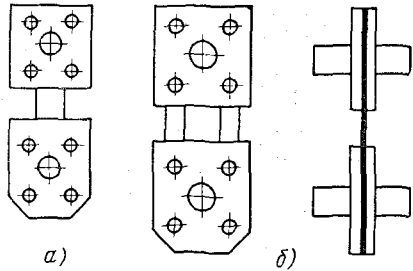


Рис. 8. Подвес маятника пружинный:
 а — на одной пружине; б — на двух пружинах.
 1 — делительная окружность колеса; 2 — делительная окружность триба



на расстоянии примерно $\frac{1}{3}$ длины пружины, считая от торца верхней колодки, т. е. в точке C_1 (рис. 9).

Подвес имеет одно замечательное свойство — создает *опережение хода* в часах и тем самым частично компенсирует отставание, вызываемое неизохронностью колебаний (см. стр. 28).

При отклонении маятника от положения равновесия пружины подвеса укорачивают свою длину, а соответственно и приведенную длину маятника, и тем самым уменьшают период колебания маятника. Часы с маятником, подвешенным на пендельфедере, имеют более точный и стабильный ход. На рис. 9 показаны три положения подвеса. В положении равновесия пружина имеет по прямой линии длину l . При отклонении вправо пружина изгибается и по прямой линии имеет длину l' . Верхний край колодки B опишет

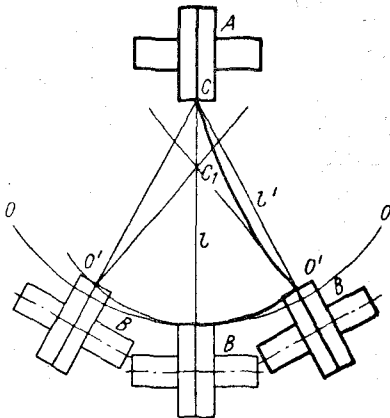


Рис. 9. Три положения пружинного подвеса маятника

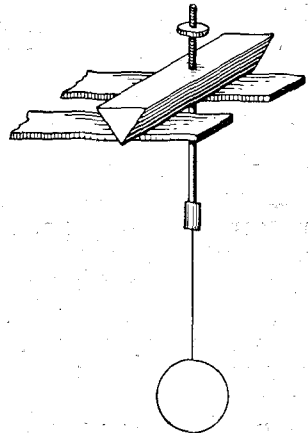


Рис. 10. Подвес на призме Борда

кривую, близкую по форме к циклоиде. Если бы пружина не имела упругих свойств, то верхний край колодки B описал бы дугу окружности OO радиуса l и осью колебания была бы точка крепления C в верхней колодке A . В действительности точка колебания подвеса переместится в точку C_1 , и чем больше будет угол отклонения маятника, тем больше будет расстояние CC_1 . Оптимальным будет расстояние CC_1 , равное $\frac{1}{3}$ длины l .

Из многих разновидностей пружинных подвесов наиболее простой и дешевый подвес на одной пружине (см. рис. 8, а), применяемый в часах с коротким маятником. Недостаток его заключается в том, что возможно нарушение колебания маятника в одной плоскости. Наиболее распространенный вид — подвес с двумя пружинами (см. рис. 8, б). Ширина его больше ширины подвеса с одной пружиной. Колебания его в одной плоскости более стабильны.

Подвес на призме (рис. 10) сохранился в часах с маятниками Рифлера и Борда. Подвес на призме имеет малые потери на трение и в этом основное его преимущество; в часах нагрузка на подвес постоянна и динамична; возможны случаи сдвига призмы в подушке. Подвес требует специальных условий при установке и работе. Подвес на призме использован Борда для определения ускорения свободного падения g .

Способы изохронизации колебаний маятника разрабатывались многими выдающимися деятелями прошлых столетий. Наиболее интересным с теоретической точки зрения был способ Х. Гюйгенса, который он применил в 1658 г. для маятниковых часов. Х. Гюйгенс математически обосновал, что при движении линзы по циклоиде возникают изохронные колебания.

Для этого пружинный подвес маятника нужно закрепить в точке C так, чтобы пружина прилегала к двум поверхностям z_1 и z_2 , изогнутым по циклоиде (рис. 11). Тогда приведенная длина $l = CA = 4R$ и $OA = R$, где R — радиус производящей окружности циклоиды.

Известно, что разверткой циклоиды служит также циклоида. Способ изохронизации Х. Гюйгенса не нашел распространения и в его время, во-первых, из-за трудностей получения поверхностей подвеса, выполненных строго по циклоиде, и, во-вторых, из-за неплотного прилегания пружины к цилиндрическим поверхностям. Пружинный подвес, изобретенный Ф. М. Федченко и примененный им в астрономических часах его конструкции, приблизил реальную кривую колебаний к теоретической кривой — циклоиде

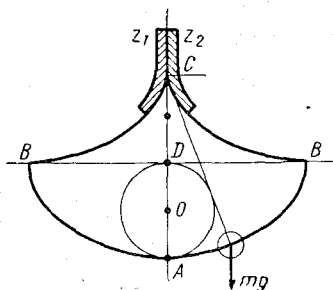


Рис. 11. Подвес пружинный Х. Гюйгенса

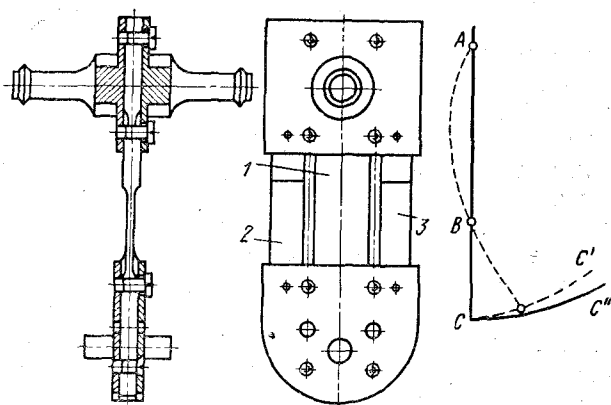


Рис. 12. Подвес пружинный Ф. М. Федченко

(рис. 12). Подвес состоит из пружин 1, 2, 3; пружины 2 и 3 короче пружины 1. Благодаря особому креплению средней пружины (в точке А) она создает добавочный компенсирующий момент. Кривая CC' ближе к циклоиде, чем кривая CC'' при колебаниях подвеса с двумя крайними пружинами. Часы Ф. М. Федченко идут с точностью 1 с за три года, т. е. с точностью вращения Земли вокруг своей оси ($1 \cdot 10^{-8}$ ед).

5. ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ВОЗДУШНОЙ СРЕДЫ НА ПЕРИОД КОЛЕБАНИЯ МАЯТНИКА И СПОСОБЫ КОМПЕНСАЦИИ ЭТОГО ВЛИЯНИЯ

С изменением температуры окружающей среды изменяются линейные размеры (длина) стержней маятников как деревянных, так и металлических, называемых также штангами, что приводит к изменению хода часов. Например, стальной стержень маятника длиной 994 мм с периодом колебания $T = 2$ с при повышении температуры на 1°C дает отставание в ходе часов на 0,5 с в сутки. Как правило, часы при повышении температуры отстают в ходе, а при понижении — спешат. Это необходимо учитывать при расчете маятников для точных часов и находить методы и способы компенсации влияния температурных изменений.

Самый простой способ компенсации — это подбор материала стержня с наименьшим коэффициентом линейного расширения. Коэффициент линейного расширения α есть приращение длины стержня, отнесенное к единице длины; $\alpha = \frac{\Delta l}{l}$ при повышении температуры на 1°C . В табл. 1 приведены значения коэффициентов линейного расширения различных материалов, применяемых в качестве стержней маятников, а также значения температурного коэффициента C .

Наименование материалов	Коэффициент линейного расширения, α	Температурный коэффициент хода часов C , на 1° в сутки
Бериллиевая бронза	0,000012	0,52
Дерево (ель)	0,0000035	0,15
Инвар	0,0000008	0,035
Кварц	0,0000001	0,0173
Латунь	0,0000174	0,80
Медь	0,0000165	0,71
Никель	0,0000135	0,58
Ртуть	0,000154	6,67
Углеродистая сталь	0,0000115	0,50

Коэффициент C рассчитывается по формуле

$$C = 43\,200 \alpha. \quad (20)$$

Данная формула по смыслу идентична формуле (18), т. е. коэффициент C есть суточный ход часов Ω . Ход часов не будет зависеть от изменения температуры, если коэффициент $\alpha = 0$. Поэтому для точных маятниковых часов применяют для стержня сплав инвар или кварц. Для штанг применяют в маятниковых часах широкого потребления сухие породы сосны или ели, а в часах-ходиках — углеродистые стали.

Однако высокоточные маятниковые часы с инварным стержнем имеют температурный коэффициент $C = 0,005$ с на 1°C , т. е. на 1—1,5 порядка точнее, чем приведенная величина в табл. 1.

Объясняется это тем, что в высокоточных маятниковых часах, помимо подбора материала для стержней и линз, применяют еще специальное устройство, которое автоматически компенсирует удлинение маятника и сводит к нулю влияние температурных изменений на ход часов.

На рис. 13 показан маятник с температурной автокомпенсацией. Стержень маятника 1 изготовлен из инвара. На него свободно надевают компенсационную трубку 3, опирающуюся своим нижним концом на регулировочную гайку 4. На верхний конец компенсационной трубки надевают линзу 2. При повышении температуры стержень удлиняется вниз на величину Δl . На ту же величину опускается трубка и линза; следовательно, увеличивается приведенная длина маятника. Трубка, имеющая коэффициент линейного расширения значительно больше, чем стержень,

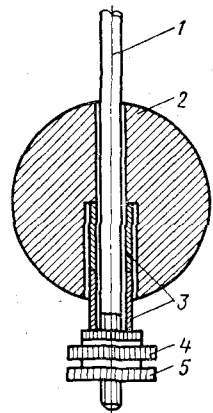


Рис. 13. Маятник Рифлера

тоже удлиняется, но только вверх, и перемещает линзу вверх. Происходит компенсация удлинения стержня, и приведенная длина остается прежней или изменяется очень незначительно. Сама компенсационная трубка состоит из двух цилиндров, расположенных один над другим. Цилиндры изготовлены из различных по коэффициенту α материалов. Это дает возможность с большей точностью подобрать суммирующий коэффициент линейного расширения трубки, руководствуясь формулой

$$\alpha_{\text{тр}} = \frac{\alpha_1 l_1 + \alpha_2 l_2}{l_1 + l_2}, \quad (21)$$

где $l_1 + l_2 = l$ — общая длина трубки; α_1, α_2 — коэффициенты линейного расширения металлов трубки.

Гайка 4 и контргайка 5 (рис. 13) служат для регулировки периода колебаний маятника и для удерживания линзы на определенном расстоянии от точки подвеса. Маятник применяют в первоклассных часах Рифлера, обеспечивая точность хода порядка 0,005 с в сутки.

Период колебания маятника T_t при температуре t_1 , отличной от исходной t_c , определяется по формуле

$$T_t = T \left(1 + \frac{\alpha \Delta t}{2} \right). \quad (22)$$

Суточный ход

$$\Omega = 43\,200\alpha\Delta t, \quad (23)$$

где $\Delta t = t_1 - t_0$.

6. ВЛИЯНИЕ ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУШНОЙ СРЕДЫ НА ПЕРИОД КОЛЕБАНИЯ МАЯТНИКА

Окружающая воздушная среда оказывает сопротивление движению маятника. Сопротивление среды зависит от скорости движения маятника. Принято считать, что для маятников с малой скоростью движения (порядка 0,2 рад/с) сопротивление воздушной среды пропорционально первой степени скорости. С учетом этого сопротивления дифференциальное уравнение движения маятника будет иметь вид

$$J\ddot{\varphi} + h\dot{\varphi} + mgL\varphi = 0,$$

где h — коэффициент пропорциональности.

Разделив уравнение на J и обозначив $\frac{h}{J} = 2\delta$ и $\frac{mgL}{J} = \omega^2$, получим дифференциальное уравнение в общепринятой форме:

$$\ddot{\varphi} + 2\delta\dot{\varphi} + \omega^2\varphi = 0, \quad (24)$$

где δ — коэффициент затухания; ω — угловая скорость незатухающих свободных колебаний маятника.

Период колебаний маятника в воздушной среде, когда сопротивление среды мало ($\omega^2 - \delta^2 > 0$),

$$T_{\text{зат}} = \frac{T}{\sqrt{1 - \frac{\delta^2}{\omega^2}}} \text{ или } T_{\text{зат}} = T \left(1 + \frac{b^2}{2}\right), \quad (25)$$

где $b^2 = \frac{\delta^2}{\omega^2}$ — поправка, учитывающая изменение периода колебаний от затухания.

Период затухания $T_{\text{зат}}$ в сопротивляющейся воздушной среде больше, чем период T , определяемый по формуле (15) (в вакууме), на величину $b^2/2$. Величина поправки $b^2 \ll 1$. Поэтому период $T_{\text{зат}}$ мало отличается от периода T .

Если на маятник не будет действовать постоянная внешняя сила, то его колебания с периодом $T_{\text{зат}}$ будут свободными затухающими, т. е. амплитуда будет снижаться, а период $T_{\text{зат}}$ останется неизменным.

Уравнение движения можно записать в следующем виде:

$$\varphi = Ae^{-\delta t} \cos(\omega t - \alpha), \quad (26)$$

где A и α определяют по начальным данным.

Из формулы (26) видно, что колебания будут затухающими, так как множитель $e^{-\delta t}$ с увеличением времени t убывает и φ становится меньше (рис. 14).

Коэффициент затухания δ определяют опытным путем. Убывание амплитуды происходит закономерно, т. е. отношение двух последовательных амплитуд, взятых через половину периода, есть величина постоянная, равная

$$\frac{\varphi_1}{\varphi_0} = \frac{\varphi_2}{\varphi_1} = \frac{\varphi_3}{\varphi_2} = \frac{\varphi_m}{\varphi_{m-1}} = e^{-\frac{\delta T_{\text{зат}}}{2}}$$

Натуральный логарифм этого отношения

$$\Delta = l_n \left| \frac{\varphi_m}{\varphi_{m-1}} \right| = \frac{\delta T_{\text{зат}}}{2}$$

называют логарифмическим декрементом затухания.

Для уменьшения сопротивления воздушной среды линзе маятника придают форму чечевицы, т. е. обтекаемую форму.

Изменение барометрического давления влияет на период колебания маятника. Величина из-

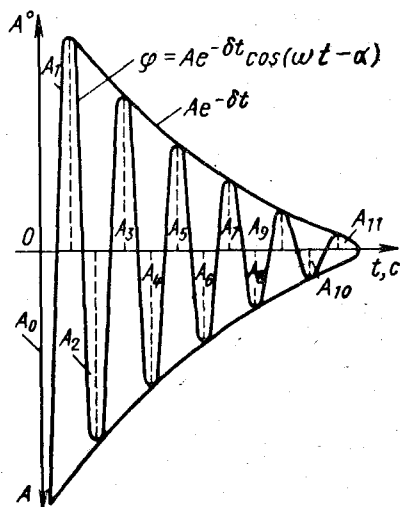


Рис. 14. Кривая затухающих колебаний маятника

менения хода часов за сутки в секундах под влиянием изменения барометрического давления на 133,3 Па называется барометрической постоянной, или константой.

Барометрическая постоянная определяется по результатам испытаний согласно формуле

$$K_6 = \frac{\Omega_2 - \Omega_1}{P_2 - P_1}, \quad (27)$$

где K_6 — коэффициент барометрической постоянной; Ω_2 и Ω_1 — суточные хода часов; P_2 и P_1 — атмосферные давления.

При изменении барометрического давления на 133,3 Па суточный ход часов в зависимости от конструкции маятника изменяется от 0,01 до 0,02 с.

Поэтому такие маятниковые часы для изоляции от влияния изменения температуры и барометрического давления помещают в сосуды с постоянным пониженным давлением (порядка $13,3 \times 10^3$ Па) и в помещения с постоянной температурой. Идеальными условиями работы считают высокий вакуум. Но выполнить такие условия нельзя, так как масло в механизме часов испаряется, и трущиеся части свариваются (явление сублимации).

7. ТИПЫ МАЯТНИКОВ

Маятник был применен в часах более 300 лет назад. В 1595 г. великим итальянским ученым Галилео Галилеем был открыт закон колебания маятника. В 1636 г. Галилею пришла мысль применить маятник в часах и тем самым значительно повысить точность механических часов. Одно из самых больших открытий XVII в. — это применение маятника в часах.

В 1641 г. Галилей, будучи в преклонном возрасте, слабый здоровьем, слепой обращает все свое внимание на изобретение особого хода для маятника. Сын Галилея, Висенцио, специалист-механик, глаза и руки отца, сумел по его указанию изготовить чертежи и приступить к изготовлению самих часов, но Галилей не успел закончить работу; он умер в 1642 г. в возрасте 78 лет. Висенцио закончил модель лишь в 1649 г. В этом же году Висенцио внезапно заболел и умер. Во время болезни он уничтожил модель хода и все приспособления; благодаря счастливой случайности все чертежи сохранились. По этим чертежам впоследствии были изготовлены модели часов Галилея, которые находятся в музеях Лондона и Нью-Йорка.

В часах Галилея был применен особый ход с передачей одного импульса за период колебания.

В 1657—1658 гг. голландский ученый Христиан Гюйгенс независимо от работ Галилея изготовил маятниковые башенные часы, которые хранятся в музее точных и естественных наук в г. Лейдене (Голландия). В этих часах Гюйгенс впервые применил

усовершенствованный им шпиндельный ход с палетами и циклоидальный маятник.

В своем знаменитом сочинении «*Horologium oscillatorium*» (1673 г.) Гюйгенс обосновал математическую теорию колебания маятника.

После Галилея и Гюйгенса над усовершенствованием маятников работали выдающиеся умы прошлых столетий.

Следует особо отметить работы с маятниками гениальных русских ученых М. В. Ломоносова и Д. И. Менделеева. М. В. Ломоносов при помощи маятника определял постоянство земного притяжения. С помощью маятника и барометра определял влияние Луны на положение центра тяжести Земли. На рис. 15 изображен маятник Ломоносова. В 1759 г. М. В. Ломоносов предложил определение долготы местонахождения корабля с помощью точных часов, им сконструированных.

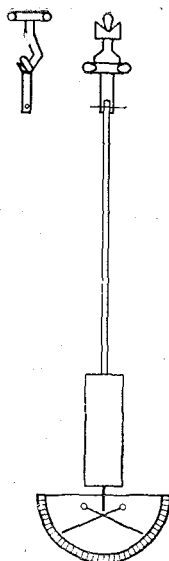
Д. И. Менделеев использовал законы колебания маятника. По его проекту был сооружен маятник длиной 38 м с периодом колебания 12,2 с. Желая приблизить физический маятник к математическому, Д. И. Менделеев грузу маятника придал форму шара с массой 50 кг, который был изготовлен из золота. Кроме того, Д. И. Менделеев провел крупные работы по изучению подвеса маятников на призме и влияния трения на период колебания. Эти работы сохранили свое значение и в настоящее время, в особенности для точных аналитических весов.

Из маятников различных типов можно выделить маятник Рифлера (см. рис. 13), который сохранил свое значение и в настоящее время. Маятники остальных типов: решетчатый Гаррисона, ртутный Грахама, горизонтальный Катера, на призме Борда (рис. 10, а), маятник Леруа, Берту, маятник с деревянной штангой Сименса и Гальске, с кварцевым стержнем Сатори и другие, хотя и представляют интерес в конструктивном решении, но изучение их выходит за рамки учебника.

Маятники находят применение в электромеханических и электронно-механических часах как эталоны времени. Сравнительные данные маятниковых и кварцевых часов современных конструкций приведены ниже.

Тип часов	Средний суточный ход, с
Часы маятниковые Шорта	0,001
Часы маятниковые ВНИИФТРИ	0,001
Часы кварцевые Роде и Шварца	0,0002
Часы кварцевые ВНИИФТРИ ¹	0,000004

¹ ВНИИФТРИ — Всесоюзный научно-исследовательский институт физико-технических и радиотехнических измерений.



Крутильный маятник занимает обособленное положение среди маятников других типов. Его применяют в настольных часах с продолжительностью хода от одной заводки пружины от 100 до 400 суток. Часы с таким маятником принято называть часами с годовым ходом.

Крутильным маятником называется колебательная система (осциллятор), состоящая из тяжелого тела вращения, штанги и подвеса в виде упругой металлической ленты, верхний конец которой закреплен в корпусе часов.

Чтобы момент инерции маятника был больше, а потери на трение о воздух меньше, тяжелому телу придают форму маховика. Маховик, подвешенный на ленте, вращается в горизонтальной плоскости с амплитудой 330—350°. Упругая металлическая лента, как правило, прямоугольного сечения, закручивается и раскручивается около вертикальной геометрической оси, создавая момент, противодействующий моменту инерции маховика, возвращая последний в положение равновесия.

Восстанавливающий момент ленты

$$M_{л} = \frac{GJ_p}{l} \varphi, \quad (28)$$

где G — модуль упругости второго рода, равный примерно $\frac{3}{8} E$ — модуля упругости первого рода; J_p — полярный момент инерции сечения ленты; l — приведенная длина ленты; φ — угол отклонения.

Выражение $\frac{GJ_p}{l}$, характеризующее жесткость ленты, заменяют на постоянный коэффициент K — статический момент ленты при $\varphi = 1$ рад. Тогда $M_{л} = K\varphi$.

Полярный момент инерции для круглого сечения $J_p = \frac{\pi r^4}{2}$, для прямоугольного сечения

$$J_p = \frac{1}{3} \left(\frac{b}{h} - 0,63 \right) h^4, \quad (29)$$

где b — ширина ленты; h — толщина.

Период колебания крутильного маятника в секундах $T = 2\pi \sqrt{\frac{J}{K}}$, где J — момент инерции маховика; K — статический момент ленты при $\varphi = 1$ рад.

Произведем расчет периода колебаний маятника при следующих данных:

масса маховика, кг	0,24
радиус инерции, мм	45
модуль упругости, Н/мм ²	70 000
ширина ленты, мм	0,415
толщина ленты, мм	0,039
приведенная длина маятника, мм	100

1. Определим полярный момент инерции ленты:

$$J_p = \frac{1}{3} \left(\frac{0,415}{0,039} - 0,63 \right) 0,039^4 = 0,0000077 \text{ мм}^4.$$

2. Определим момент ленты

$$K = \frac{GJ_p}{l} = \frac{70\,000 \cdot 0,0000077}{100} = 0,0054 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

3. Определим момент инерции маховика

$$J_m = mr^2 = 0,24 \cdot 45^2 = 486 \text{ кг} \cdot \text{мм}^2.$$

4. Определим период колебания маятника

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{486}{0,0054}} = 2\pi \sqrt{\frac{486}{5,4}} = 59,66 \text{ с}.$$

За счет изменения длины ленты при монтаже маятника устанавливают период $T = 60 \text{ с}$.

Крутильный маятник нашел применение в настольных часах «Атмос», выпускаемых фирмой «Jaeger-le Coultre» (Швейцария) (рис. 16). Часы отличаются оригинальностью идеи и конструктивным ее воплощением.

Источником энергии, поддерживающим колебания маятника, служит перепад температуры окружающей среды воздуха в квартире или служебном помещении. Перепад температур в 1° обеспечивает функционирование часов в течение 2 суток.

Часы функционируют с высокой степенью точности порядка 1 с в сутки. При отсутствии колебаний температуры окружающего воздуха в течение 2 сут. (что мало вероятно) часы автономно функционируют в течение 100 сут. за счет запаса энергии заводной пружины, заключенной в барабане.

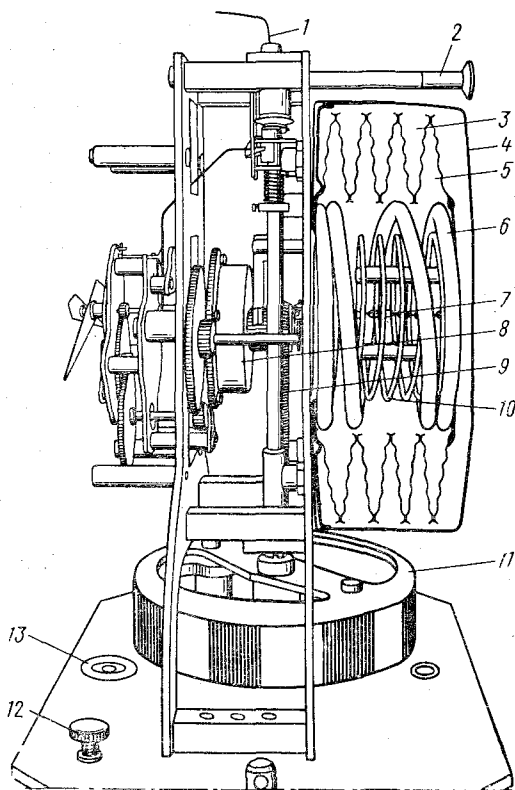


Рис. 16. Крутильный маятник в настольных часах

Колебания температуры служат энергией подзавода пружины, которая работает в коротком интервале пологой кривой момента, обеспечивая тем самым высокую стабильность амплитуды колебаний и высокую степень точности хода.

Для использования колебания температуры воздуха на подзавод пружины потребовалось применить особое химическое вещество C_2H_5Cl — хлористый этил.

Пары хлористого этила создают давление, равное примерно атмосферному при температуре $+12^{\circ}C$, при температуре $+27^{\circ}C$ давление паров максимальное, т. е. часы работают в широком диапазоне температур.

Хлористый этил 3 (рис. 16) помещен в герметический металлический корпус 4, имеющий форму короткого цилиндра. Хлористый этил заполняет внутренние кольцевые выступы 5 в корпусе. При повышении температуры пары этила расширяются и давят на кольцевые выступы. Последние расширяются подобно мехам. Движение кольцевых выступов передается цепочке 7, которая одним концом прикреплена к пружине 10, а другим — к храповому устройству, осуществляющему непосредственно подзавод пружины в барабане.

При понижении температуры происходит сжатие кольцевых выступов. За счет разности температур и перемещения в ту или другую сторону кольцевых выступов, а вместе с ними пружины 6, 9 и 10 и цепочки 7, происходит подзавод пружины в барабане 8.

Механизм сконструирован таким образом, что потери на трение минимальны.

Маховик 11 вместе со штангой подвешен на тонкой металлической ленте 1 из сплава элинвар и приводится в движение свободным анкерным ходом.

На штанге укреплен ролик с импульсным камнем, который поворачивает анкерную вилку из одного положения в другое, т. е. передает интервалы времени на стрелочный механизм.

Для регулирования периода колебания маятника имеется головка 2, полный оборот которой соответствует изменению периода колебаний на 10 с в сутки. Часы регулируются с точностью 1 с в сутки.

Часы работают только в стационарном положении, чувствительны к вибрациям. Они снабжены водяным уровнем 13 и тремя установочными стойками 12, из которых одна неподвижна, а две другие регулируются по высоте. Для переноски часов маятник блокируется специальным устройством.

Имеются конструкции годичных часов, у которых энергией подзавода пружины служит колебание давления воздушной среды.

1. ТИПЫ КОНСТРУКЦИЙ БАЛАНСОВ И СПИРАЛЕЙ

Система баланс—спираль получила наибольшее применение в механических приборах времени в качестве осциллятора благодаря ряду преимуществ перед системой маятника и другими осцилляторами. Система баланс—спираль работает в любом положении к горизонту, и, следовательно, приборы времени являются переносными. Система малогабаритна, универсальна по применению в различных приборах времени и надежна на длительный срок эксплуатации.

Система баланс—спираль впервые была создана Х. Гюйгенсом в 1675 г. для применения в морских хронометрах. Маятниковые часы для мореплавания, созданные Х. Гюйгенсом ранее, оказались не столь надежными.

Одновременно с Х. Гюйгенсом и даже несколько раньше над созданием системы баланс—спираль работал англичанин Р. Гук, но успеха не имел. На рис. 17 показан узел баланса со спиралью, созданный Х. Гюйгенсом. Этот узел является прототипом всех современных конструкций узлов баланса.

На рис. 18 приведены четыре типовые конструкции узлов баланса. Узел баланса (рис. 18, а) применяют в будильниках настольных и настенных часах широкого потребления, а также в дешевых наручных часах, выпускаемых за рубежом. Баланс конструктивно очень прост и технологичен в изготовлении. Он состоит из собственно баланса 4 (обод с тремя спицами), оси баланса 3, импульсного штифта 1, запрессованного в одну из спиц, и тонкой спиральной пружины 2, закрепленной в колодке. Баланс изготовляют из латуни, спиральную пружину — из специальной бронзы или из никелевого сплава, ось баланса и импульсный штифт — из стали.

Узел баланса (рис. 18, б) применяют в карманных и наручных часах. Он состоит из собственно баланса 8 (обод с переключателем), посаженного жестко на ось 1, двойного ролика 2 с импульсным камнем 3 и тонкой спиральной пружины 6 (сокращенное название — спираль), внутренний виток которой закреплен в латунной разрезной втулке 7, называемой колодкой, а наружный виток закреплен в латунном или стальном штифте 4, называемом колонкой. Наружный виток имеет специальную форму и расположен над плоскостью спирали. По ободу баланса ввинчены винты 5. Число их обязательно четное и парное, т. е. расположены они симметрично относительно переключателя. В некоторых моделях наручных часов, преимущественно малогабаритных, наружный виток находится в плоскости спирали, винты по ободу отсутствуют (рис. 18, в). Спираль с помощью колодки надевается на ось баланса,

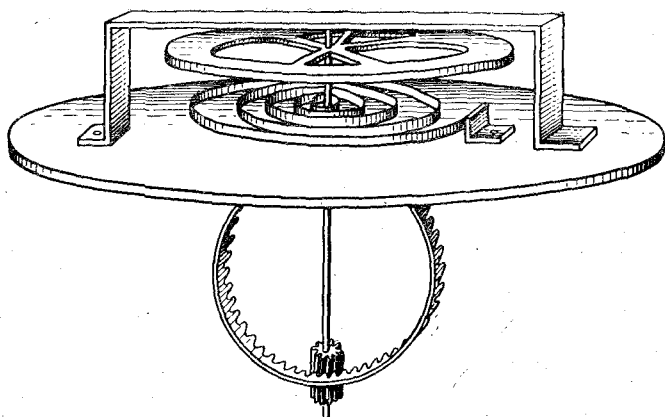


Рис. 17. Система баланс—спираль Х. Гюйгенса

а наружный виток вместе с колонкой крепится в балансном мосту.

Двойной ролик жестко посажен на ось баланса. Своими цапфами ось баланса вращается в камневых опорах, смонтированных в платину (основание) и мост часового механизма. Каждая опора имеет по два рубиновых камня — сквозной и накладной.

Баланс изготавливают из латуни, реже из нейзильбера и бериллиевой бронзы. Спираль изготавливают из специального сплава 42НХТЮА, содержащего 42% никеля и другие присадки. Двойной ролик изготавливают из латуни или стали, импульсный камень — из рубина.

Узел баланса (рис. 18, г) предназначен для морского хронометра. Он состоит из обода баланса 1, переключины 2, компенсационных грузов 5, регулировочных винтов и гаек 4, оси баланса 9, верхнего 7 и нижнего 8 роликов и спирали 6 с колодкой 10 и колонкой 3. Обод баланса биметаллический, внутренний обод составляет одно целое с переключиной, его изготавливают из специального никелевого сплава; наружный слой обода припаян к внутреннему ободу, его изготавливают из латуни. Обод разрезан в двух диаметрально противоположных направлениях. Компенсационные грузы могут перемещаться по ободу. Назначение биметаллического разрезного обода и четырех грузов — компенсировать изменение момента спирали при изменении температуры окружающей среды. Регулировочные гайки с винтами предназначены для обычного регулирования момента инерции, чтобы получить заданный период колебания. В верхнем и нижнем роликах закреплены рубиновые камни, называемые соответственно *палетой импульса* и *палетой освобождения* (на рисунке палеты не показаны). Спираль применена цилиндрическая, винтовая из специальной стали. Верхний и нижний витки спирали имеют специальную форму, позволяющую сохранять центр тяжести

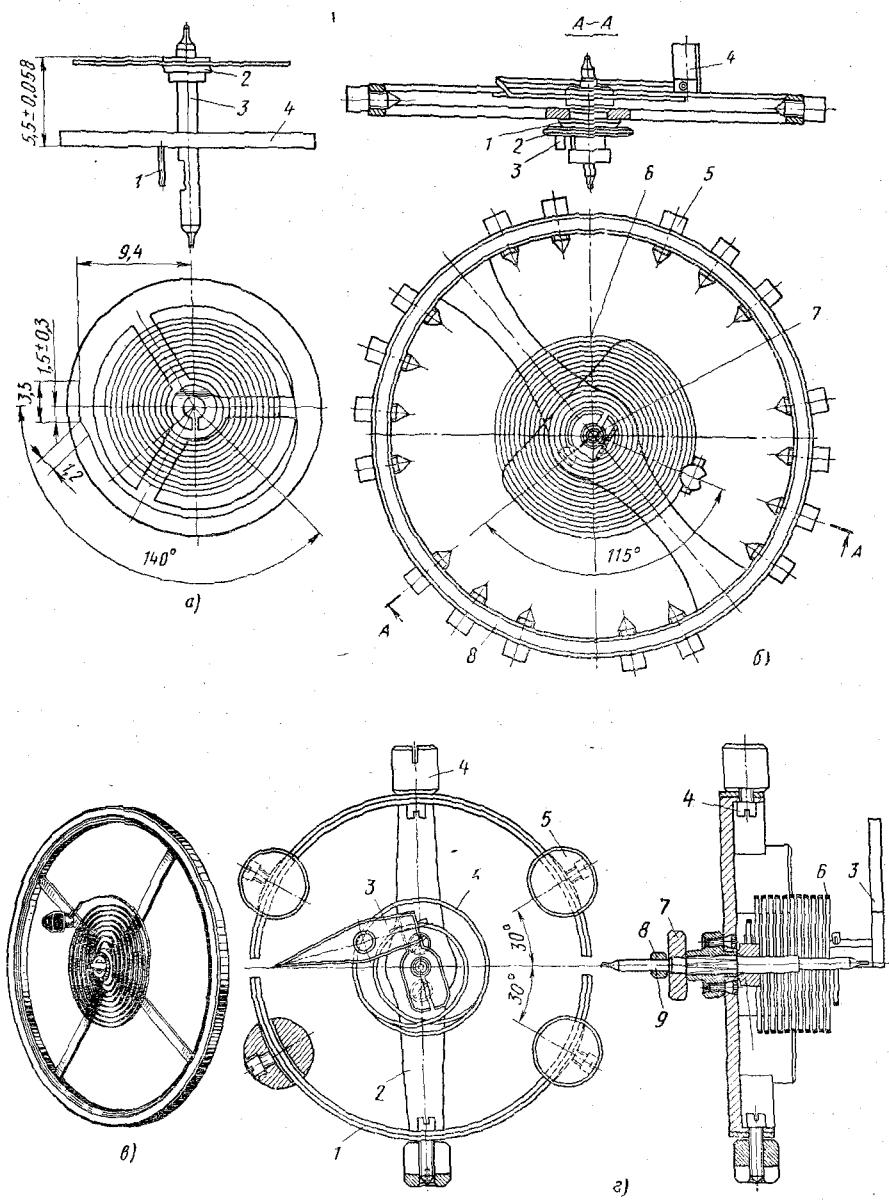


Рис. 18. Система баланс—спираль:

а — будильника; б — наручных и карманных часов с винтами; в — наручных и карманных часов без винтов; г — морского хронометра

спирали на оси вращения баланса. Спираль нижней колодкой надевают на ось баланса, а верхней колодкой крепят в балансовом мосту.

Ось баланса вращается в камневых опорах, смонтированных в мостах хронометра; нижний опорный камень — алмазный, так как должен выдерживать значительное давление цапфы оси баланса; три остальных камня — рубиновые.

2. ТЕОРИЯ КОЛЕБАНИЙ СИСТЕМЫ БАЛАНС—СПИРАЛЬ

Узел баланса, смонтированный в камневых опорах с закрепленным наружным витком спирали, имеет положение равновесия, когда момент спирали равен нулю. Если отклонить баланс¹ от положения равновесия в ту или другую сторону на угол φ и отпустить, то он под действием закрученной спирали возвратится в положение равновесия и по инерции, благодаря приобретенной кинетической энергии, будет продолжать свое движение в другую сторону и отклонится на тот же угол φ . Затем вновь повторит свое движение в обратном порядке и так будет колебаться бесконечно долго, если предположить, что отсутствует всякое сопротивление движению в виде трения в камневых опорах, о воздушную среду, внутреннее трение материала витков спирали. Баланс совершает свободные колебания. Максимальный угол φ на который отклоняется баланс от положения равновесия, называют *амплитудой колебания* и обозначают буквой Φ . В отличие от маятника амплитуда колебания баланса изменяется в широких пределах — от 160 до 310° . Время, в течение которого баланс совершает колебание от одного крайнего положения до другого и обратно, т. е. 2 раза проходит положение равновесия, называют *периодом колебания* и обозначают буквой T . Соответственно время одного колебания баланса называют полупериодом колебания и обозначается $T/2$. Если амплитуда баланса $\Phi = 270^\circ$, то периодом колебания будет время, затраченное на прохождение пути 1080° . Следовательно, полупериодом колебания будет время, затраченное на прохождение пути 540° .

Дифференциальное уравнение движения системы баланс—спираль без учета сил сопротивления будет

$$J\ddot{\varphi} + K\varphi = 0, \quad (30)$$

где J — момент инерции баланса относительно оси вращения; $\ddot{\varphi}$ — угловое ускорение; φ — угол отклонения от положения равновесия; K — момент спирали (упругая жесткость спирали) при $\varphi = 1$.

Уравнение (30) называют *линейным*, поскольку принимают, что $K\varphi$ изменяется по линейному закону и баланс уравновешен.

¹ В дальнейшем изложении для сокращения под словом баланс будем подразумевать систему баланс—спираль, если это особо не оговорено.

Уравнение (30) можно преобразовать, разделив оба члена на J и приравняв $\frac{K}{J} = \omega^2$:

$$\ddot{\varphi} + \omega^2 \varphi = 0. \quad (31)$$

При t_0 ; $\dot{\varphi} = \max$ и $\varphi_0 = 0$ уравнение колебательного движения баланса можно записать так:

$$\varphi = \Phi \sin(\omega t + \varepsilon). \quad (32)$$

При $\varepsilon = 0$

$$\varphi = \Phi \sin \omega t. \quad (33)$$

Анализ формулы (33) показывает, что система совершает гармонические колебания. На рис. 19 показан один период T гармонических колебаний.

Период колебания системы

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J}{K}}. \quad (34)$$

Анализ формулы (34) показывает, что период колебания системы не зависит от амплитуды, т. е. колебания системы изохронны. В формуле (34) $J = mr^2$, где m — масса; r — радиус инерции баланса;

$$K = \frac{Ebh^3}{12L}, \quad (35)$$

где E — модуль упругости первого рода; b , h , L — ширина, толщина и длина спирали.

Подставляя значения J и K в формулу (34), для периода колебаний получим выражение

$$T = 4\pi \sqrt{\frac{3mr^2L}{Ebh^3}}. \quad (36)$$

Анализ формулы (36) показывает, что период колебания увеличивается с увеличением момента инерции и длины спирали

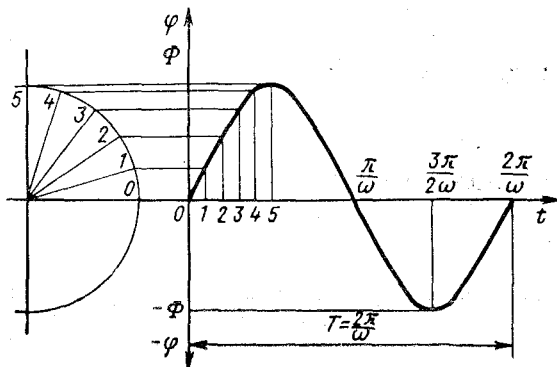


Рис. 19. Гармоническое колебание системы баланс-спираль

и уменьшается с увеличением модуля упругости, ширины и толщины спирали. Наибольшее влияние на период оказывает изменение толщины спирали h ; например, при увеличении толщины вдвое период уменьшается в $2\sqrt{2} = 2,8$ раза.

При конструировании баланса необходимо радиус инерции назначать максимальным, чтобы масса баланса была минимальной. Минимальная масса баланса необходима для уменьшения момента трения обода баланса о воздушную среду и оси баланса в опорах. Стремление получить значительный момент инерции продиктовано требованием иметь большой запас кинетической энергии, стабилизирующей период колебания. Баланс считают хорошим, если он имеет малую массу при максимальном диаметре обода.

При проектировочных расчетах за радиус инерции принимают радиус наружной окружности обода и не учитывают моментов инерции перекладки, двойного ролика, оси баланса и спирали с колодкой. При окончательных расчетах подсчитывают момент инерции каждой детали узла баланса, за исключением спирали, а затем суммируют результат.

В табл. 2 приведены формулы для расчета, а на эскизах 1—6 изображены типовые формы деталей системы. Необходимо иметь в виду, что высоту головок винтов подсчитывают в последнюю очередь, так как этот подсчет определяет суммарный заданный момент инерции узла. В таблице дано соотношение момента инерции каждой детали и общего суммарного момента инерции узла баланса. При предварительных расчетах можно ограничиться нахождением и суммированием моментов инерции трех деталей: обода, винтов и перекладки, составляющих 99,5% от общего момента инерции узла.

Определим угловую скорость колебания баланса. Для этого левый член формулы (31) перепишем в следующем виде:

$$\ddot{\varphi} = \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega d\omega}{d\varphi},$$

где

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt}.$$

Формулу можно записать так:

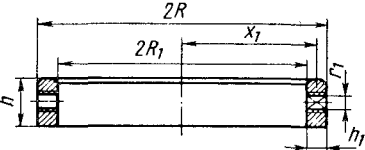
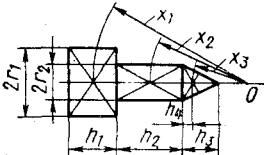
$$\omega d\omega = -\frac{K}{J} \varphi d\varphi.$$

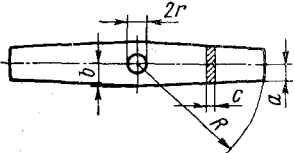
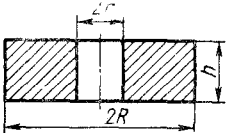
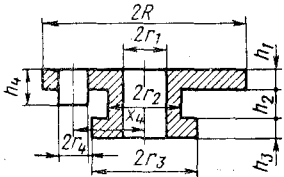
Интегрируем последнее выражение

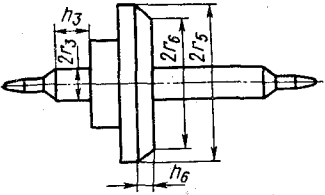
$$\int \omega d\omega = -\frac{K}{J} \int \varphi d\varphi \text{ или } \frac{\omega^2}{2} + C_1 = -\frac{K}{J} \frac{\varphi^2}{2} + C_2. \quad (37)$$

Найдем значения постоянных интегрирования C_1 и C_2 при начальных условиях $\omega = 0$; $\varphi = \Phi$. Тогда

$$C_1 - C_2 = -\frac{K}{J} \frac{\Phi^2}{2}.$$

№ п/п	Наименование детали	Эскиз	Формула	$\frac{J_i}{J}$, %
1	Обод баланса		$J_1 = \frac{\pi r_1^2 h_1 \dot{\gamma}}{g} \left(\frac{r_1^2}{4} + \frac{h_1^2}{12} + x_1^2 \right);$ $J_2 = \frac{\pi h \dot{\gamma}}{2g} (R^4 - R_1^4);$ $J_{\text{об}} = J_2 - n J_1,$ <p>где n — число отверстий</p>	55,8
2	Винт		$J_1 = \frac{\pi r_2^2 n_1 \dot{\gamma}}{g} \left(\frac{r_2^2}{4} + \frac{h_1^2}{12} + x_1^2 \right);$ $J_2 = \frac{\pi r_2^2 h_2 \dot{\gamma}}{g} \left(\frac{r_2^2}{4} + \frac{h_2^2}{12} + x_2^2 \right);$ $J_3 = \frac{1}{3} \frac{\pi r_2^2 h_3 \dot{\gamma}}{g} \left(\frac{3r_2^2}{20} + \frac{3h_3^2}{80} + x_3^2 \right);$ $J_{\text{в}} = J_1 + J_2 + J_3 \frac{J_{\text{л}}}{J},$ <p>где n — число винтов; $\dot{\gamma}$ — плотность</p>	38,8

№ п/п	Наименование детали	Эскиз	Формула	$\frac{J_i}{J}$, %
3	Перекладина		$J_{\Pi} = \frac{\pi c \dot{\gamma}}{2g} \left[\frac{4}{\pi} R^3 \left(\frac{b}{6} + \frac{a}{2} \right) - r^4 \right]$	4,9
4	Колодка спирали		$J_{\text{к}} = \frac{\pi (R^4 - r^4) h \dot{\gamma}}{2g}$	0,05
5	Двойной ролик		$J_1 = \frac{\pi h_1 \dot{\gamma}_1}{2g} \left[R_1^4 - r_1^4 - 2r_2^2 \left(\frac{r_2^2}{2} + x_4^2 \right) \right];$ $J_2 = \frac{\pi (r_2^4 - r_1^4) h_2 \dot{\gamma}_1}{2g};$ $J_3 = \frac{\pi (r_3^4 - r_1^4) h_3 \dot{\gamma}_1}{2g};$ $J_4 = \frac{\pi r_4^2 h_4 \dot{\gamma}_4}{g} (r_4^2 + x_4^2);$ $J_{\text{p}} = J_1 + J_2 + J_3 + J_4$	0,35

№ п/п	Наименование детали	Эскиз	Формула	$\frac{J_i}{J}$, %
6	Ось баланса		$J_3 = \frac{\pi r_3^4 h_3 \dot{\gamma}}{2g};$ <p>эта формула аналогична для J_1; J_2; J_4; J_5; J_7 и J_9.</p> $J_6 = \frac{\pi (r_5 + r_6)^4 h_6 \dot{\gamma}}{2g};$ <p>эта формула аналогична для J_8.</p> $J_{\text{оси}} = 2J_1 + J_2 + J_3 + J_4 + J_5 + J_6 +$ $+ J_7 + J_8 + J_9$	0,08
7	Узел баланса	—	$J_y = J_{\text{об}} + nJ_{\text{в}} + J_{\text{п}} + J_{\text{к}} + J_{\text{р}} + J_{\text{оси}}$	100

Подставляем полученное выражение в формулу (37):

$$\frac{\omega^2}{2} + \frac{K}{J} \frac{\varphi^2}{2} = C_2 - C_1 = \frac{K}{J} \frac{\Phi^2}{2}$$

или

$$\omega^2 = \frac{K}{J} (\Phi^2 - \varphi^2) \text{ и } \omega = \sqrt{\frac{K}{J} (\Phi^2 - \varphi^2)}, \quad (38)$$

или

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \sqrt{\Phi^2 - \varphi^2}.$$

При $\varphi = 0$ имеем

$$\omega_{\max} = \Phi \sqrt{\frac{K}{J}} = \frac{\Phi \cdot 2\pi}{T}.$$

3. ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ПЕРИОД КОЛЕБАНИЯ СИСТЕМЫ

Как уже отмечалось, колебания системы изохронны, период не зависит от амплитуды. Это положение остается верным при условии, что центр тяжести системы находится на оси вращения баланса, момент спирали пропорционален углу закручивания, колебания происходят при постоянных температуре и барометрическом давлении и при отсутствии воздействия на систему магнитных полей. Однако, несмотря на высокую степень точности изготовления баланса, по геометрическим размерам центр тяжести его в той или иной степени не совпадает с геометрическим центром, т. е. с осью вращения, а момент спирали по ряду причин не пропорционален углу деформации и на систему действуют колебания температуры и барометрического давления, а также случайные магнитные поля. На колебательную систему постоянно действуют силы трения.

Рассмотрим влияние перечисленных факторов на период колебания системы.

4. СМЕЩЕНИЕ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ БАЛАНСА

При вращении системы баланс—спираль в вертикальной плоскости, когда ось баланса горизонтальна, смещенный центр тяжести создает дополнительный момент, который в зависимости от величины амплитуды и положения центра тяжести будет различно влиять на ход часов.

На рис. 20 точка q есть смещенный центр тяжести баланса. Создаваемый им дополнительный момент

$$M = Pl \sin(\varphi + \beta), \quad (39)$$

где P — сила тяжести баланса; l — расстояние от оси вращения O до точки q ; β — угол между вертикалью (положением равнове-

Рис. 20. Баланс со смещенным центром тяжести

сия), проходящей через ось вращения, и лучом, проходящим через центр тяжести и ось вращения.

В этом случае дифференциальное уравнение примет вид

$$J\ddot{\varphi} + K\varphi + Pl \sin(\varphi + \beta) = 0. \quad (40)$$

Соответственно период колебания

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J}{K} \left[1 - \frac{Pl}{2K} \cos \beta S(\Phi) \right]}, \quad (41)$$

где

$$S(\Phi) = \left[1 - \frac{\Phi^2}{2^2 \cdot 2 (1)^2} + \frac{\Phi^4}{2^4 \cdot 3 (1 \cdot 2)^2} - \frac{\Phi^6}{2^6 \cdot 4 (1 \cdot 2 \cdot 3)^2} + \frac{\Phi^8}{2^8 \cdot 5 (1 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 4)^2} - \dots \right]$$

есть знакопеременный, медленно сходящийся ряд, расположенный по возрастающим степеням амплитуды Φ ; $S(\Phi)$ — функция Бесселя первого рода.

Значения $S(\Phi)$ для амплитуд от 0 до 320° с интервалом в 20° приведены ниже:

Φ°	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180	200
$S(\Phi)$	1,0	0,985	0,94	0,87	0,775	0,635	0,54	0,420	0,295	0,187	0,08
Φ°		220		240		260		280		300	320
$S(\Phi)$		-0,0017		-0,004		-0,106		-0,13		-0,132	-0,134

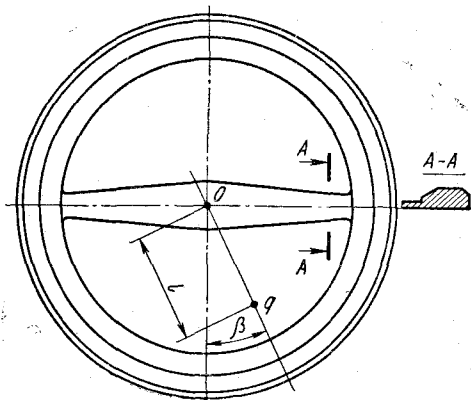
Функция $S(\Phi)$ равна нулю при $219^\circ 44'$ или $\sim 220^\circ$. Зависимость $S(\Phi)$ на основании приведенных данных представлена графиком на рис. 21.

Из формулы (41) вытекает, что

$$\frac{\Delta T}{T} = -\frac{Pl}{2K} \cos \beta S(\Phi);$$

$$\Omega = -43\,200 \frac{Pl}{K} \cos \beta S(\Phi). \quad (42)$$

Таким образом, период колебания при неуравновешенном балансе зависит от амплитуды, колебания неизохронны и дифференциальное уравнение (40) является *нелинейным*. Формулы (40),



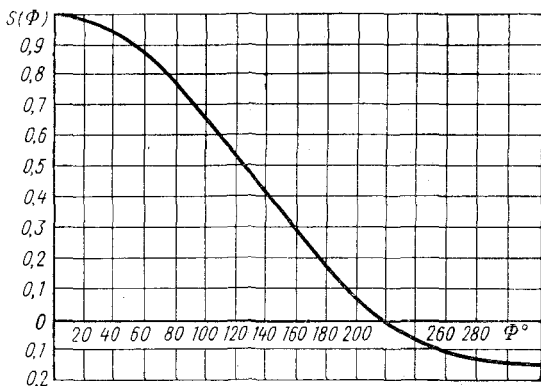


Рис. 21. График функции $S(\Phi)$

(41), (42) были выведены французским инженером Эдуардом Филлипсом в прошлом столетии. Анализ формулы (42) показывает, что суточный ход Ω тем больше, чем больше масса баланса и расстояние центра тяжести от оси вращения и меньше угол β . Суточный ход будет тем меньше, чем больше момент упругих сил спирали K , и равен нулю в трех случаях:

- 1) при $\beta = 90^\circ$; $\cos \beta = 0$; центр тяжести находится на горизонтальном диаметре;
- 2) при $l = 0$; центр тяжести совпадает с осью вращения;
- 3) при $\Phi = \sim 220^\circ$; $S(\Phi) = 0$.

На графике рис. 21 видно, что при незначительном отклонении амплитуды от 220° кривая суточного хода резко меняет свое положение. Поэтому целесообразно регулировать часы при амплитуде $280\text{--}310^\circ$, когда кривая почти параллельна оси абсцисс и изменение амплитуды мало влияет на величину суточного хода.

На основании изложенного необходимо запомнить следующие правила.

1. Если при прохождении балансом положения равновесия центр его тяжести будет находиться ниже оси вращения (как показано на рис. 20), то часы будут спешить при малых амплитудах ($150\text{--}170^\circ$) и отставать при больших амплитудах ($280\text{--}310^\circ$).

2. Если при прохождении балансом положения равновесия центр его тяжести будет находиться выше оси вращения, то часы будут спешить при больших амплитудах ($280\text{--}310^\circ$) и отставать при малых амплитудах ($150\text{--}170^\circ$).

3. Если центр тяжести баланса будет находиться на горизонтальном диаметре, то часы не будут иметь суточного хода из-за смещения центра тяжести и, как сказано выше, не будут иметь суточного хода при постоянной амплитуде 220° .

Различное положение часов в вертикальной плоскости (при горизонтальном положении оси баланса) вызывает и различный

ход часов. Погрешность в ходе часов при указанных положениях носит название *позиционной погрешности*. Позиционная погрешность является одной из основных погрешностей в ходе часов, поэтому при сборке узла баланса для его уравнивания и снижения позиционной погрешности до минимума применяют специальные методы и приборы (см. гл. 8).

Неуравновешенность системы баланс—спираль есть результат неуравновешенности собственно баланса, двойного ролика, оси баланса и колодки волоска; уравновесить их сравнительно легко, поскольку они являются телами вращения. Значительно сложнее уравновесить спираль цилиндрическую и особенно плоскую.

Последняя представляет собой по форме архимедову спираль, и, следовательно, центр тяжести ее не совпадает с геометрическим центром. Это несовпадение усиливается еще и тем, что у нее отсутствуют первые три — четыре внутренних витка (замещенные колодкой). При колебаниях системы центр тяжести плоской спирали перемещается от своего начального положения, но никогда или почти никогда не совпадает с осью вращения. Поэтому задача уравнивания спирали является весьма сложной. Чтобы приблизить центр тяжести спирали к оси вращения баланса, ее внутреннему и наружному виткам придают особую форму, получившую название «концевые кривые спирали».

Общая теория концевых кривых бала разработана Э. Филиппсом и опубликована в 1861 г. Форму наружной концевой кривой плоской спирали в 1780 г. разработал А. Л. Бреге, т. е. ранее теоретических работ Э. Филиппса. В честь А. Л. Бреге плоские спирали с наружными концевыми кривыми получили название *брегетированных*. Форму внутренней концевой кривой плоской спирали разработал Ж. Гроссман. Его работы успешно развил в наше время А. Дона (Франция).

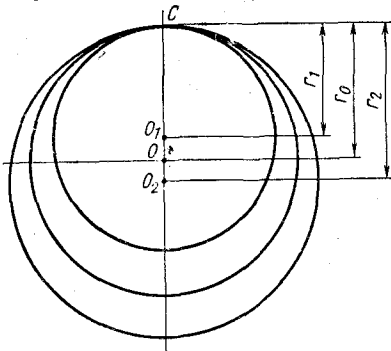
5. КОНЦЕВЫЕ КРИВЫЕ СПИРАЛЕЙ

Спирали цилиндрические и плоские, закрепленные своими внешними и внутренними витками (произвольной формы) в колонке и колодке, при колебательном процессе закручиваются и раскручиваются эксцентрично, т. е. центр тяжести их не находится на оси вращения баланса.

Рассмотрим цилиндрическую спираль. На рис. 22 показаны три положения цилиндрической винтовой спирали. Первое положение — спираль находится в равновесии и ее геометрический центр и центр тяжести (точка O) совпадают с осью вращения баланса; радиус спирали — r_0 .

Второе положение — при закручивании спирали на угол φ происходит уменьшение диаметра спирали, так как неподвижной остается точка крепления внешнего витка спирали в мосту; внутренний виток спирали вместе с колодкой поворачивается на угол φ , увеличивая на Δl число витков спирали. Радиус спирали прини-

Рис. 22. Три положения центра тяжести цилиндрической винтовой спирали



мает значение $r_1 < r_0$; следовательно, геометрический центр и центр тяжести спирали переместились в точку O_1 .

Третье положение — при раскручивании спирали от положения равновесия на тот же угол φ происходит обратное явление; диаметр спирали увеличивается,

радиус спирали принимает значение $r_2 > r_0$ и геометрический центр и центр тяжести перемещаются в точку O_2 . Предполагается, что спираль сохраняет цилиндрическую форму. Значения радиусов r_1 и r_2 можно определить по формуле

$$r_1 \text{ и } r_2 = \frac{r_0}{1 \pm \frac{r_0}{L} \varphi}, \quad (43)$$

где L — длина спирали; φ — угол закручивания (раскручивания), рад.

Определим величину радиусов r_1 и r_2 при следующих данных: в положении равновесия спираль имеет $n_0 = 9$ витков и радиус $r_0 = 12$ мм. Требуется определить радиусы r_1 и r_2 при закручивании и раскручивании спирали на угол $\varphi = 180^\circ = \pi$.

1 Определим длину спирали без учета высоты цилиндра: $L = 2\pi r_0 n_0 = 2 \cdot 3,14 \cdot 12 \cdot 9 = 678,24$ мм.

2. Определим r_1 и r_2 подстановкой данных в формулу (43):

$$r_1 = \frac{12}{1 + \frac{12}{678} 3,14} = \frac{12}{1 + 0,0556} = 11,3 \text{ мм};$$

$$r_2 = \frac{12}{1 - \frac{12}{678} 3,14} = \frac{12}{1 - 0,0556} = 12,7 \text{ мм}.$$

Из-за смещения центра тяжести спирали от оси вращения баланса появляется дополнительный вращающий момент, который вызывает позиционную погрешность часов, нарушает линейную зависимость момента спирали от угла поворота баланса и увеличивает момент трения в подшипниках вследствие увеличения давления цапф оси баланса на сквозные камневые опоры. Поэтому колебания системы баланс—спираль по этому фактору становятся неизохронными.

Чтобы исключить смещение центра тяжести спирали от оси вращения баланса, Э. Филиппс разработал общую теорию кон-

цевых кривых, которая в окончательном виде известна как первое и второе условия Филиппса. Филиппс установил, что концентрическое развертывание и свертывание спирали возможно при следующих условиях.

Первое условие. Центр тяжести концевой кривой ABC (рис. 23) будет находиться на перпендикуляре OE , восстановленном из центра спирали O к радиусу OA , проведенному через начало концевой кривой (точка A).

Второе условие. Центр тяжести концевой кривой будет находиться на расстоянии Oq от центра спирали:

$$Oq = \frac{r_0^2}{l}, \quad (44)$$

где r_0 — радиус спирали; l — длина концевой кривой.

Концевые кривые могут иметь любую форму, лишь бы были соблюдены первое и второе условия Филиппса.

На рис. 24 приведены концевые кривые винтовой цилиндрической спирали, применяемой в морских хронометрах. Кривые выполнены с соблюдением условий Филиппса. Нижняя концевая кривая начинается в точке A_1 и крепится в колодке, в точке C_1 ; ее длина $A_1B_1C_1 = l_1$. Верхняя концевая кривая начинается в точке A_2 и крепится в колодке, в точке C_2 ; ее длина $A_2B_2C_2 = l_2$ и дуга $A_1A_2 = l_3$. В целом цилиндрическая винтовая спираль состоит из нижней концевой кривой $A_1B_1C_1$, числа n витков спирали с радиусом r_0 , дуги A_1A_2 и верхней концевой кривой $A_2B_2C_2$.

Необходимо найти общий центр тяжести трех кривых — двух концевых и дуги A_1A_2 и доказать, что общий центр тяжести лежит в центре O , т. е. на оси вращения баланса. Центр тяжести целого числа витков спирали всегда находится на оси вращения (считается, что витки однородны) и координаты $x_1y_1 = 0$.

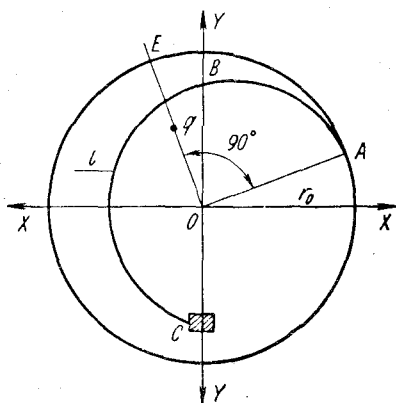


Рис. 23. Концевая кривая Филиппса

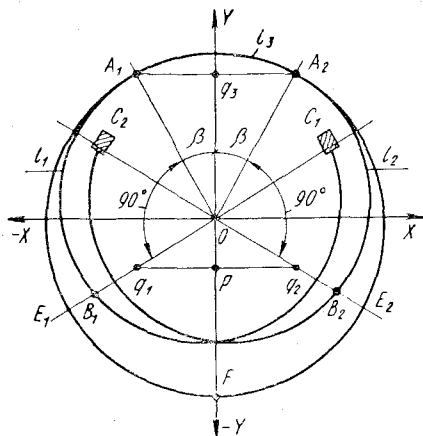


Рис. 24. Концевые кривые винтовой спирали морского хронометра

Перейдем к доказательству. Центр тяжести нижней концевой кривой должен лежать на перпендикуляре к радиусу OA_1 , т. е. на линии OE_1 , и находиться в точке q_1 ; соответственно центр тяжести верхней концевой кривой должен лежать на перпендикуляре к радиусу OA_2 , т. е. на линии OE_2 , и находиться в точке q_2 . Первое условие Филиппса соблюдено.

Согласно второму условию Филиппса расстояния

$$Oq_1 = \frac{r_0^2}{l_1}; \quad Oq_2 = \frac{r_0^2}{l_2}.$$

Центр тяжести этих двух кривых будет находиться на биссектрисе угла, образованного прямыми OE_1 и OE_2 , т. е. на линии OF , и на расстоянии OP от центра O , определяемом равенством моментов относительно оси X :

$$OP(l_1 + l_2) = Oq_1 \sin \beta l_1 + Oq_2 \sin \beta l_2.$$

Но

$$Oq_1 l_1 = r_0^2 \text{ и } Oq_2 l_2 = r_0^2;$$

тогда

$$OP(l_1 + l_2) = 2r_0^2 \sin \beta \quad (45)$$

или

$$OP = \frac{2r_0^2 \sin \beta}{l_1 + l_2}.$$

Таким образом, координаты точки P будут

$$x_2 = 0; \quad y_2 = OP = \frac{2r_0^2 \sin \beta}{l_1 + l_2}.$$

Центр тяжести дуги A_1A_2 будет лежать на продолжении прямой FO на расстоянии Oq_3 , и координата x_3 будет равна нулю, поскольку точки A_1 и A_2 — начало кривых и удалены на одинаковое расстояние от оси Y .

Расстояние

$$Oq_3 = \frac{r_0 \sin \beta}{\beta}; \quad l_3 = 2r_0 \beta. \quad (46)$$

Центр тяжести концевых кривых спирали и дуги A_1A_2 будет находиться в точке O согласно уравнениям (45) и (46):

$$Oq_3 l_3 - OP(l_1 + l_2) = 2r_0^2 \sin \beta - 2r_0^2 \sin \beta = 0.$$

Таким образом, общий центр тяжести спирали лежит на ее геометрическом центре и, следовательно, на оси вращения баланса; дополнительного момента, нарушающего изохронизм колебаний, нет.

При деформации (закручивании и раскручивании) спирали центры тяжести q_1 и q_2 будут приближаться к точке O или удаляться от нее так, что общий центр тяжести будет всегда находиться в точке O . Следовательно, роль концевых кривых Филиппса

сводится к тому, чтобы центр тяжести всей спирали как в свободном, так и в деформированном состоянии находился на оси вращения баланса.

В результате сказанного, при хорошо уравновешенном балансе и спирали, снабженной концевыми кривыми, удовлетворяющими 1-му и 2-му условиям Филиппса, система баланс—спираль будет совершать изохронные колебания в любом положении по отношению к горизонту.

Рассмотрим концевые кривые плоской спирали. Такая спираль занимает меньше места (по высоте), чем цилиндрическая, и поэтому находит широкое применение в механических и электрических приборах времени небольших габаритных размеров. Плоскую пружину-спираль выполняют по форме архимедовой спирали (рис. 25), уравнение которой принято задавать в полярной системе координат $r = a\varphi$, где r — радиус-вектор спирали; φ — угол, образованный радиус-вектором с осью x ; a — параметр спирали, равный $t/2\pi$, где t — шаг спирали.

При числе витков спирали $n = 10 \div 12$ параметр a мал по сравнению с радиус-вектором наружного витка $r = OA$. Поэтому координаты центра тяжести спирали будут определяться уравнениями

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{a^2 \varphi^2 \sin \varphi}{L} = \frac{r^2 \sin \varphi}{L}; \\ y &= -\frac{a^2 \varphi^2 \cos \varphi}{L} = -\frac{r^2 \cos \varphi}{L}. \end{aligned} \right\} \quad (47)$$

Расстояние $Oq = \sqrt{x^2 + y^2}$. Подставляя значения x и y из формулы (47), получим $Oq = \frac{r^2}{L}$. Принимая $L = \frac{a\varphi^2}{2}$ и $r = a\varphi$, окончательно будем иметь

$$Oq = 2a. \quad (48)$$

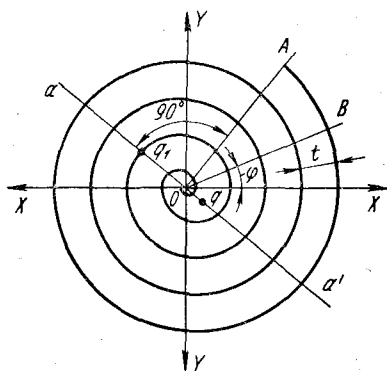


Рис. 25. Спираль Архимеда

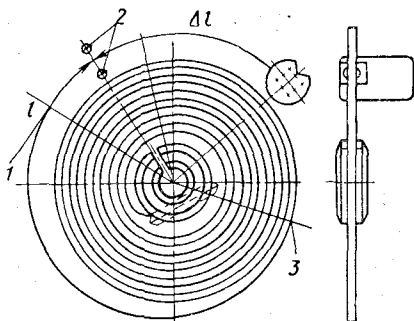


Рис. 26. Плоская спираль с колодкой и колонкой:

1 — начало дуги; 2 — штифты градусника; 3 — начало концевой кривой

Расстояние от полюса O до центра тяжести спирали равно удвоенному параметру a . Центр тяжести (точка q) находится на прямой aa' , проходящей через полюс O и перпендикулярно к радиус-вектору r , проведенному из полюса O в точку A — конец спирали. К данной спирали необходимо приложить или подобрать концевую кривую так, чтобы суммарный центр тяжести кривой и спирали был в полюсе O и, следовательно, на оси вращения.

Пусть l будет длина концевой кривой. Центр ее тяжести будет находиться на той же прямой aa' , но по другую сторону от полюса O , в точке q_1 .

Расстояние Oq_1 определится из второго условия Филиппса:

$$Oq_1l = r_0^2.$$

Как отмечалось, концевая кривая может иметь любую форму и соответственно будет различной ее длина l .

Плоская спираль, закрепленная в колодке, не имеет внутренних витков (рис. 26) и, следовательно, центр тяжести ее будет отличен от центра тяжести спирали Архимеда. Центр тяжести плоской спирали с наружной и внутренней концевыми кривыми определяют в такой последовательности.

1. Находят координаты центра тяжести архимедовой спирали с полным числом витков по формуле (47).

2. Находят координаты центра тяжести архимедовой спирали с вырезанными витками по формуле (47).

3. Выбирают типовые формы концевых кривых и на основании данных по r и l находят их центры тяжести.

4. Результат алгебраически суммируют, и центр тяжести всей спирали будет иметь координаты x , $y = 0$.

В практике выработано несколько форм внешних и внутренних концевых кривых, состоящих из элементов геометрических фигур: дуг окружностей, эллипсов и прямых линий. Ниже приведены четыре типовые формы наружных концевых кривых, отвечающих 1-му и 2-му условиям Филиппса.

Дуга круга (рис. 27). Концевая кривая состоит из дуги круга радиуса r с геометрическим центром в точке C ; начало дуги в точке A , конец дуги в точке B . Радиус спирали r_0 с центром O . В результате применения 1-го и 2-го условий Филиппса находим: $r = 0,83r_0$; $\alpha = 121^\circ 13'$; $Oq \approx 0,6r_0$; $Cq \approx 0,7r_0$.

Две дуги с двумя радиусами (рис. 28). Концевая кривая состоит из двух дуг AB и BD . Дуга AB начинается от точки A (начало концевой кривой) и продолжается до точки B радиусом $r_1 = 8324r_0$ из центра C . Дуга BD проведена радиусом $r_2 = 0,6648r_0$ из центра O на угол $\alpha = 82^\circ 41' 7''$. Общий угол обхвата концевой кривой составляет $262^\circ 41' 7''$. Длина концевой кривой $L = 3,56r_0$. Концевая кривая была предложена А. Бреге.

Две четверти окружности и прямая (рис. 29). Концевая кривая состоит из двух одинаковых дуг AA_1 и BB_1 и прямой A_1B_1 . Расстояние от центра C до центра тяжести дуги BB_1 равно

$$Cq = \frac{r \sin \alpha}{\alpha},$$

где $r = \frac{r_0}{2}$ и $\alpha = \frac{\pi}{4}$,

$$\sin \alpha = 0,7.$$

После подстановки значений r , $\sin \alpha$ и α получим

$$Cq = \frac{r_0 \sqrt{2}}{\pi}.$$

Центр тяжести двух дуг находится в точке q_1 , поэтому

$$Oq_1 = Cq \cos \alpha = \frac{r_0 \sqrt{2} \cdot 1}{\pi \sqrt{2}} = \frac{r_0}{\pi}.$$

Длина дуги $BB_1 = \frac{\pi r_0}{4}$, сумма

двух дуг AA_1 и BB_1 равна $\frac{\pi r_0}{2}$; длина прямой $A_1B_1 = r_0$, общая длина концевой кривой

$$L = r_0 \left(1 + \frac{\pi}{2} \right) = 2,57r_0.$$

Чтобы найти центр тяжести (точку P) всей концевой кривой, нужно определить центр тяжести прямой A_1B_1 ; он находится в точке q_2 . Расстояние $Oq_2 = \frac{r_0}{2}$.

Для нахождения координаты OP напишем уравнение моментов:

$$OPL = Oq_1 \pi \frac{r_0}{2} + Oq_2 r_0;$$

подставляя значения L ; Oq_1 и Oq_2 , получим

$$OPL = \frac{r_0}{\pi} \frac{\pi r_0}{2} + \frac{r_0}{2} r_0 = r_0^2.$$

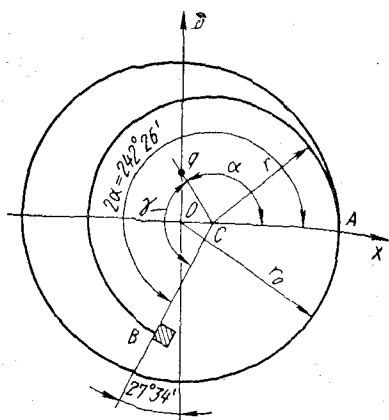


Рис. 27. Внешняя концевая кривая — дуга круга

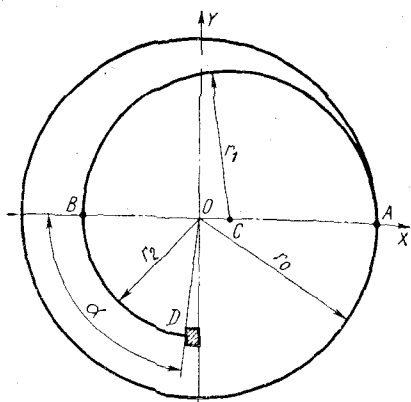


Рис. 28. Внешняя концевая кривая — две дуги с двумя радиусами

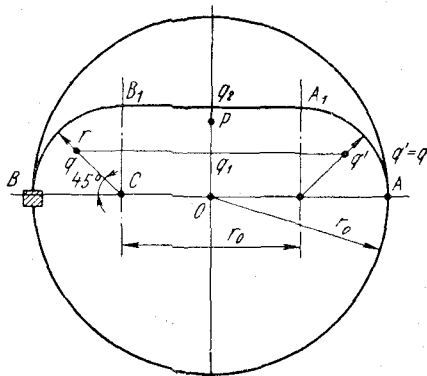


Рис. 29. Внешняя концевая кривая — две четверти окружности и прямая

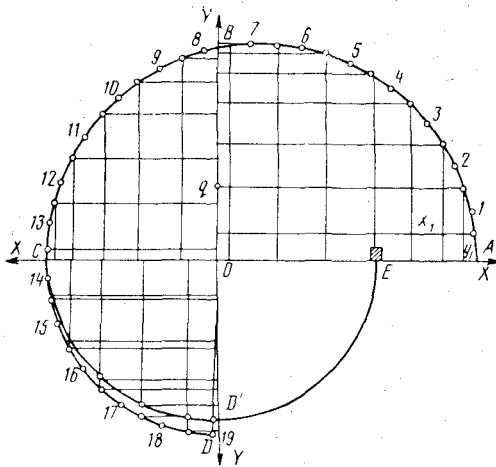


Рис. 30. Графическое построение внешней концевой кривой

Получено выражение, удовлетворяющее 2-му условию Филиппса:

$$OP = \frac{r_0^2}{L} \approx 0,4r_0.$$

№ участка	x	y	y'
1	99	10	10
2	93,5	28	28
3	86	45	45
4	73,5	60	60
5	59	72	72
6	42	79	79
7	22	82,5	82,5
8	4	82	82
9	-13	77	77
10	-30	67,5	67,5
11	-44	55	55
12	-55	40	40
13	-62	24	24
14	-65	4	4
15	-64	-15	-13
16	-58	-32	-30
17	-46	-48	-44
18	-30	-58	-54
19	-12	-64	-59
$\Sigma +1$	+509	+528	

Формы концевых кривых весьма различны в зависимости от конструктивного решения часового механизма и узла баланса. Существует несколько типов спиралей, которые характеризуются номером и радиусом спирали. Под номером спирали понимают величину отношения конечного радиуса концевой кривой к радиусу спирали: $N = \frac{r}{r_0}$. При заданном номере и угле обхвата внешнюю концевую кривую строят графическим путем с использованием метода прямоугольных координат.

Графическое построение концевой кривой (рис. 30) выполняют следующим образом: вначале проводят оси координат xy . Затем из центра O описывают окружность радиусом $r_0 = 100$ мм. Задаются концевой кривой с углом обхвата $\sim 270^\circ$. Строят концевую кривую $ABCD$ по образцу спирали Бреге, т. е. с двумя радиусами $r = 0,835r_0$ и $r_1 = 0,67r_0$. Разбивают кривую на небольшие участки Δl , примерно по 19 мм; всего участков 19. Следовательно, длина концевой кривой $L = 361$ мм. За центры тяжести этих участков принимают середины дуг, делая допущение, что дуга есть отрезок прямой. Из середины дуг участков опускают перпендикуляры на оси координат и получают координаты центров тяжести участков: $x_1, x_2, x_3, \dots, x_i$ и $y_1, y_2, y_3, \dots, y_i$. Подсчитывают величины координат и заносят данные в табл. 3. По 1-му условию Филиппса сумма моментов относительно оси y должна равняться нулю $\Delta L \Sigma x_i = 0$, т. е. центр тяжести кривой

должен лежать на оси y . Первое условие соблюдено. Несовпадение составляет 0,2%.

Сумма моментов относительно оси x должна равняться моменту центра тяжести всей кривой относительно той же оси: $\Delta L \sum y_i = OqL$. При подсчете по табл. 3 получили $\Delta L \cdot 509 = Oq \cdot 361$; $Oq = \frac{509 \cdot 19}{19^2} = 26,8$ мм.

По 2-му условию Филиппса должно быть $OqL = r_0^2 = 100^2 : 361 = 27,7$ мм.

Дуга окружности CD была скорректирована графическим путем и

$$Oq = \frac{528 \cdot 19}{19^2} = 27,7 \text{ мм.}$$

На рис. 30 скорректированная концевая кривая $ABCD'$ имеет ординату y' по точкам 15, 16, 17, 18, 19.

Отрезок дуги $D'E$ используют для регулировки хода часов градусником. Точка D' есть положение штифтов градусника. Перемещение штифтов градусника по дуге $D'E$ нарушает положение центра тяжести концевой кривой и в целом спирали. Поэтому в хронометрах и прецизионных часах градусник не применяют. В табл. 3 приведены координаты точек этой кривой.

На рис. 31 приведена форма внутренней концевой кривой плоской спирали, а в табл. 4 — координаты точек этой кривой. Концевую кривую применяют в прецизионных часах.

Ввиду малого радиуса внутреннего витка спирали и незначительного влияния его на смещение центра тяжести спирали в целом, а также учитывая трудности исполнения кривой, в часах широкого потребления внутреннюю концевую кривую не применяют. Внутренний виток спирали оказывает влияние на ход часов при больших амплитудах, если он закреплен так, что при закручивании и раскручивании касается или колодки или сле-

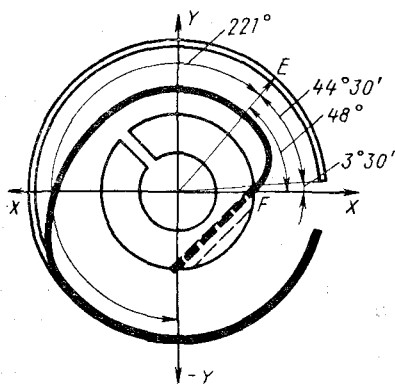


Рис. 31. Внутренняя концевая кривая с разрезной колодкой

Таблица 4

x	y	x	y
-100	0	+17	-75,5
-99	-10	+34	-65
-95	-29	+48	-50,5
-86,5	-47	+58,5	-33,5
-74,5	-63	+65	-15
-59,5	-76	+66,5	+5
-41	-82,5	+62	+24
-21	-84	+52	+41,5
-1,5	-82	+37,5	+55
		+18	+59
		-1	+50

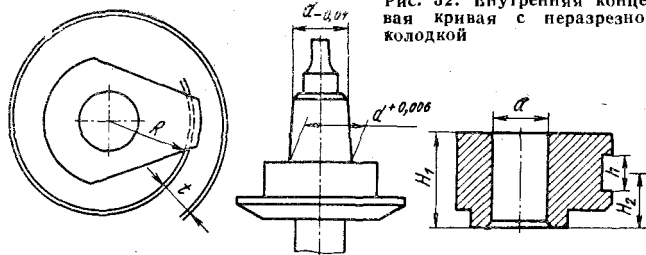


Рис. 32. Внутренняя конечная кривая с неразрезной колодкой

дующего витка. Внутренний виток должен находиться в плоскости всей спирали и обеспечивать строгую параллельность плоскости баланса.

Следует упомянуть о новой форме колодки и способе крепления витка спирали в ней. На рис. 32 приведена форма колодки и посадочного уступа оси баланса. Наружный паз с размерами n и R должен соответствовать ширине и радиусу спирали. Этим обеспечивается плоскостность спирали и ее концентричная пульсация. Ниже показаны соотношения между шагом спирали t и радиусом r первого витка в мм.

R	t
0,50	0,080—0,110
0,55	0,110—0,135
0,60	0,135—0,160
0,65	0,160—0,190

Нормализованы также размеры высот H_1 , H_2 и диаметра d в мм.

H_1	H_2
0,40	0,22
0,45	0,27
0,57	0,35

Внутренний виток к колодке крепят различными способами. Для получения статического положения баланса, анкерной вилки и ходового колеса перемещают колонку спирали, что технологически более рационально, чем перемещение колодки.

Приведенная форма колодки более уравновешена, чем форма колодки, показанная на рис. 31.

Точки крепления конечных кривых. Идеально выполненные конечные кривые обеспечивают положение центра тяжести спирали на оси вращения баланса и изохронизм колебаний системы по этому фактору. В действительности, особенно в малогабаритных наручных часах, спираль не имеет ни внутренней, ни внешней конечной кривой (см. рис. 26).

Внешний виток заводится в штифты градусника и поэтому конец спирали ΔI выполнен по дуге окружности (для возможности поворота градусника).

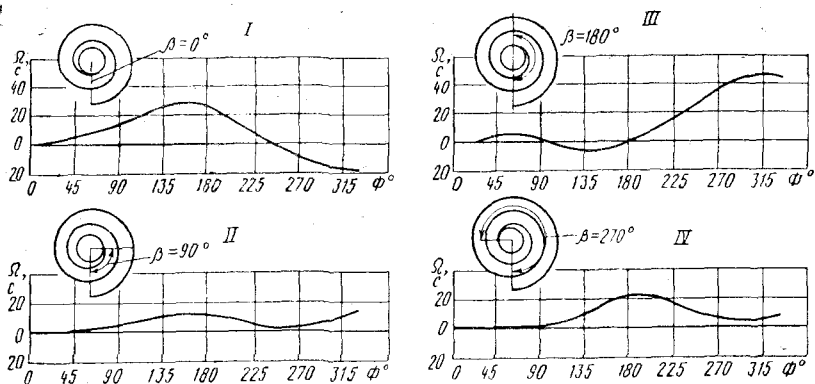


Рис. 33. Графики суточного хода

Для наилучшего приближения центра тяжести таких спиралей к оси вращения разработано много способов расположения точек крепления внутреннего и внешнего концов спирали. Оптимальным вариантом признан разработанный П. Леруа и окончательно сформулированный Э. Каспари план расположения точки крепления внутреннего витка под углом 90° или 270° к положению точки подвижного крепления внешнего витка в штифтах градусника. Эти точки крепления называют изохронными точками.

На рис. 33 представлены четыре графика, характеризующие суточный ход часов (при $T = 0,4$ с) в зависимости от расположения точек крепления внутреннего витка. Кривые графиков *II* и *IV* характеризуют более стабильный по сравнению с кривыми графиков *I* и *III* суточный ход в диапазоне рабочих амплитуд. Следует иметь в виду, что плоская спираль с изохронными точками дает более значительное смещение центра тяжести, чем спираль брегетированная, и часы с плоской спиралью труднее регулировать.

На графике *III* (рис. 33) точки крепления спирали под углом 180° обеспечивают стабильный ход в пределах начальных рабочих амплитуд; в диапазоне предпочтительных

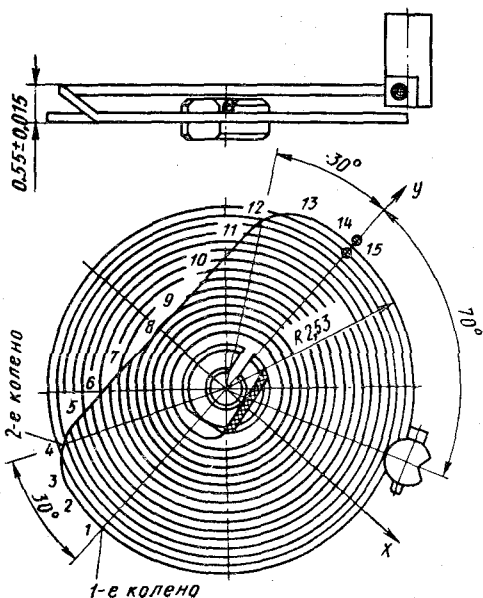


Рис. 34. Спираль с внешней концевой кривой

амплитуд (270—315°) кривая суточного хода резко возрастает. Для регулировки часов на опережение точки крепления спирали располагают под углом 360°, т. е. спираль имеет целое число витков. При малых периодах колебаний баланса (0,10; 0,04 и 0,02), т. е. для системы баланс—спираль, применяемой в секундомерах, рекомендуется точки крепления выбирать под углом 180°.

Угол между точками крепления спирали, при котором достигается наилучший результат, называется *оптимальным* углом. Этот угол не является постоянным, а изменяется с учетом конструкции узла спускового регулятора.

На рис. 34 показана спираль с внешней концевой кривой. Эта спираль имеет широкое применение в наручных и карманных часах нормального калибра.

6. ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ИЗМЕНЕНИЙ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ НА ПЕРИОД КОЛЕБАНИЯ БАЛАНСА

Рассмотрение конструкции и функционирования системы баланс—спираль проводилось без учета влияния температурных изменений окружающей среды на работу осциллятора. Система баланс—спираль подвержена влиянию температурных изменений вследствие изменения как линейных размеров баланса, так и главным образом модуля упругости материала спирали. Определим степень влияния на период колебания каждого члена формулы (36):

$$T = 4\pi \sqrt{\frac{4mr^2L}{Ebh^3}}.$$

Прологарифмируем это выражение, заменив $mr^2 = J$:

$$\ln T = \ln 4\pi + \frac{1}{2} [\ln J + \ln 3 + \ln L - \ln E - \ln b - 3 \ln h].$$

После дифференцирования получим

$$\frac{\Delta T}{T} = \frac{1}{2} \left[\frac{\Delta J}{J} + \frac{\Delta L}{L} - \frac{\Delta E}{E} - \frac{\Delta b}{b} - \frac{3\Delta h}{h} \right]. \quad (49)$$

Пусть баланс изготовлен из одного металла с коэффициентом линейного расширения α_1 , а спираль — с коэффициентом линейного расширения α_2 .

При температуре t_0 и радиусе инерции r_0 момент инерции баланса $J_0 = mr_0^2$.

При температуре t радиус инерции будет

$$r_t = r_0(1 + \alpha_1 t) \text{ и } r_t^2 = r_0^2(1 + \alpha_1 t)^2 = r_0^2(1 + 2\alpha_1 t + \alpha_1^2 t^2).$$

Последний член $\alpha_1^2 t^2$ ввиду малости α_1^2 опускаем. Тогда

$$J_t = mr_0^2(1 + 2\alpha_1 t) \text{ или } J_t = J_0(1 + 2\alpha_1 t).$$

Отсюда

$$\frac{J_t - J_0}{J_0} = \frac{\Delta J}{J_0} = 2\alpha_1 t. \quad (50)$$

Аналогичное предыдущему для спирали получим

$$\frac{\Delta L}{L} = \frac{\Delta b}{b} = \frac{\Delta h}{h} = \alpha_2 t \text{ и } \frac{\Delta E}{E} = \sigma t. \quad (51)$$

Подставляя полученные значения в формулу (49), найдем

$$\frac{\Delta T}{T} = \frac{1}{2} [2\alpha_1 t + \alpha_2 t - \sigma t - \alpha_2 t - 3\alpha_2 t],$$

или

$$\frac{\Delta T}{T} = \frac{1}{2} [2\alpha_1 - 3\alpha_2 - \sigma] t = \frac{\Omega}{86\,400}; \quad (52)$$

$$\Omega = 86\,400 \left(\alpha_1 - \frac{3\alpha_2 + \sigma}{2} \right) t, \quad (53)$$

где t — температура нагрева; σ — модуль упругости спирали.

Температурным коэффициентом колебательной системы или часов называют изменение суточного хода часов при изменении температуры на 1°C и обозначают буквой C .

Анализ формулы (52) показывает, что при повышении температуры происходит увеличение толщины спирали и, следовательно, уменьшение периода колебаний: часы спешат. Наоборот, период колебания увеличивается вследствие возрастания момента инерции баланса: часы отстают. Можно так подобрать коэффициенты линейного расширения α_1 и α_2 , что они будут взаимно компенсировать один другого и будет $\Delta T = 0$ при $\sigma = 0$.

Например, баланс, изготовленный из латуни с $\alpha_1 = 0,0000174$, и спираль, изготовленная из стали с $\alpha_2 = 0,0000115$, будут взаимно компенсировать температурное влияние на изменение их линейных размеров и будет $\Delta T = 0$ при $\sigma = 0$. В уравнении (52) остался нерассмотренным модуль упругости спирали. Установлено, что для спирали с $\alpha_2 = 0,0000115$ $\sigma = 0,00024$; при повышении температуры на 1° часы с латунным балансом ($\alpha_1 = 0,0000174$) и спиралью ($\sigma = 0,00024$) будут отставать в сутки на 10,4 с, что видно из формулы (52). Таким образом, в данной паре главным фактором, изменяющим период колебания, является σ сплава спирали. Для получения $C = 0$ необходимо, чтобы

$$2\alpha_1 - 3\alpha_2 = \sigma.$$

До изобретения в конце прошлого столетия Ш. Э. Гильомом никелевых сплавов под названием элинвар и инвар для спирали и баланса температурную компенсацию стальной углеродистой спирали осуществляли за счет баланса, придавая ему различные

конструктивные формы и изготовляя обод из двух металлов с различными коэффициентами линейного расширения. Такие балансы получили название компенсационных.

7. КОМПЕНСАЦИОННЫЕ БАЛАНСЫ

Впервые компенсационный баланс был изобретен П. Леруа более 200 лет назад. На рис. 35 представлен баланс П. Леруа, в принципе сохранившийся до настоящего времени в морских хронометрах. Баланс изготовлен из двух металлов с различными коэффициентами линейного расширения α_1 и α_2 . Обод баланса разрезан так, что образует четыре дуги, на каждой из которых помещен тяжелый груз. Такой баланс называют *биметаллическим разрезным*. На рис. 36 представлен биметаллический разрезной баланс, применяемый в карманных часах, секундомерах и технических часах вплоть до настоящего времени. В тех и других балансах наружный слой изготовляют из латуни, а внутренний слой вместе с переключной — из стали. Оба слоя спаивают между собой; процесс изготовления такого баланса довольно сложен.

Сущность температурной компенсации заключается в следующем. При повышении температуры наружный латунный слой обода удлиняется больше, чем внутренний стальной; дуги обода изгибаются внутрь и момент инерции баланса уменьшается, что компенсирует уменьшение момента спирали вследствие падения модуля упругости. Задача компенсации, следовательно, сводится

к тому, чтобы отношение $\sqrt{\frac{J}{K}}$ в формуле (34) было постоянным. Компенсационные грузы на ободке (рис. 35) позволяют регулировать величину изменения момента инерции баланса при изменении температур. Передвигая их ближе к разрезу, более резко изменяют момент инерции. На рис. 36 компенсационными грузами являются регулировочные винты, которые переставляют в отверстия ближе или дальше от переключной. В ободке баланса отверстий изготовляют больше, чем винтов.

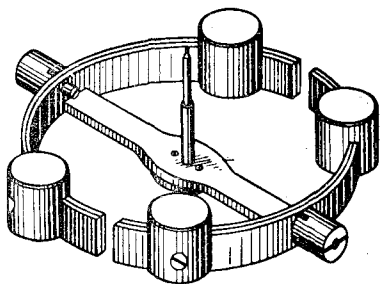


Рис. 35. Компенсационный баланс П. Леруа

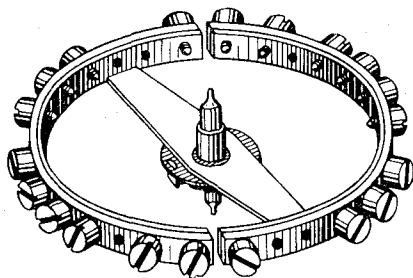


Рис. 36. Компенсационный баланс с винтами

При понижении температуры происходит обратное явление: наружный латунный слой обода сокращается больше, чем внутренний стальной; дуги обода распрямляются, т. е. изгибаются наружу, и момент инерции баланса возрастает, что компенсирует увеличение момента спирали вследствие повышения модуля упругости. Компенсационные грузы и регулировочные винты перемещаются симметрично, чтобы не нарушить уравновешенности баланса.

На ободе баланса (см. рис. 35) напротив перекладки ввинчены по два винта, называемых *установочными*. Они служат для точного регулирования или установления заданного периода колебаний баланса.

Соотношение толщин слоев латуни и стали обода выбирают равным 1,41 : 1 согласно теории Ивона Вилларсо, т. е. слой латуни в $\sqrt{2}$ раз больше слоя стали. На практике допускают отношение 1,5 : 1, так как в процессе обработки обода трудно выдержать и контролировать размеры с соотношением 1,41 : 1. Ивон Вилларсо в 1863 г. опубликовал теорию биметаллического баланса и доказал, что наибольшая чувствительность обода к температурным изменениям имеет место, когда модули упругости металлов, составляющие обод баланса, относятся между собой обратно пропорционально квадратам толщин металлов:

$$\frac{E_{ст}}{E_{лат}} = \frac{l_{лат}^2}{l_{ст}^2}. \quad (54)$$

Компенсационный баланс оригинальной конструкции был изобретен в конце XVIII в И. П. Кулибиным для морского хронометра (рис. 37). В 1799 г. И. П. Кулибин писал, что его баланс отличается от компенсационного баланса Джона Арнольда, предложенного в 1782 г., тем, что он неразрезной, монометаллический, обтекаемой формы, с двумя биметаллическими пластинками, на конце которых имеются медные грузики.

При повышении температуры пластинки с грузиками изгибаются внутрь и уменьшают момент инерции баланса.

Баланс И. П. Кулибина превосходил по своим параметрам баланс Д. Арнольда.

8. ВТОРИЧНАЯ ОШИБКА КОМПЕНСАЦИИ — АНОМАЛИЯ ДЕНТА

Рассмотренная температурная компенсация баланса не устраняет полностью влияния температуры на период колебания. В 1842 г. английский часовой мастер Э. Дент опубликовал свое открытие, над которым он работал более 10 лет. Открытие заключалось в следующем: хронометр, отрегулированный при двух крайних температурах, уходит вперед в диапазоне этих температур и отстает вне диапазона этих температур. Например, хронометр, отрегулированный при 0 и 30°С ($\Omega = 0$) будет уходить

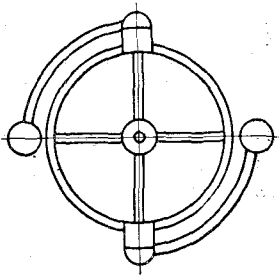


Рис. 37. Компенсационный баланс И. П. Кулибина

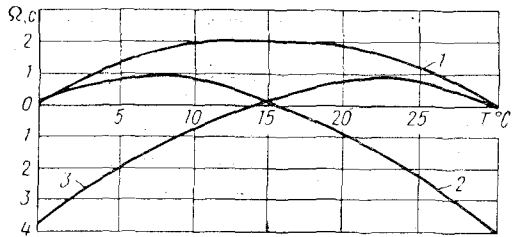


Рис. 38. Кривые компенсации хода хронометра, вызванного изменением температуры — аномалия Дента

вперед и достигать максимума ($\Omega = 2$ с) при температуре 15°C (кривая 1) и наоборот, хронометр, отрегулированный при 0 и 15°C ($\Omega = 0$), будет отставать на 4 с при температуре 30°C (кривая 2). То же самое можно сказать про регулирование хронометра при температурах 15 и 30°C ($\Omega = 0$); хронометр будет отставать на 4 с при 0°C (кривая 3). Это положение известно как вторичная ошибка компенсации, или аномалия Дента.

На рис. 38 приведены кривые компенсации хода хронометра, вызванного изменением температуры.

Если обозначить t_p — температуру регулирования, дающую максимальное опережение; t_1 и t_2 — температуры компенсации, то

$$t_p = \frac{t_1 + t_2}{2}. \quad (55)$$

Если обозначить Ω_p — суточный ход при t_p ; Ω_1 и Ω_2 — суточные хода при температурах t_1 и t_2 , то вторичная ошибка компенсации

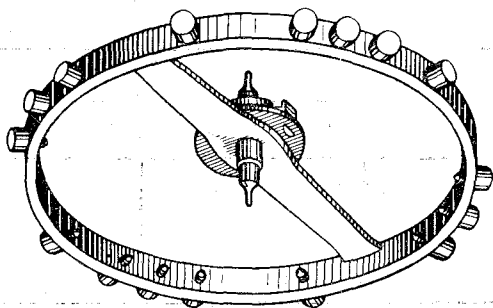
$$S = \Omega_p - \frac{\Omega_1 + \Omega_2}{2}. \quad (56)$$

Причина появления вторичной ошибки, как объяснял Дент, заключается в том, что момент спирали при изменении температуры изменяется по линейному закону, а момент инерции баланса — по параболическому закону. Поскольку в формулу момента инерции баланса радиус инерции входит во 2-й степени, следовательно, прямая линия изменения момента спирали может иметь только две точки пересечения с параболической кривой изменения момента инерции баланса. Оптимальными точками пересечения будут точки расположения грузов на ободе под углом 120° к перекладине B .

Работая над проблемой устранения вторичной ошибки, Гильом пришел к убеждению, что модуль упругости металла спирали, а следовательно, и момент спирали изменяются параболически, а момент инерции баланса изменяется линейно, независимо от положения компенсационных грузов на ободе. Это привело его к мысли о создании для баланса сплава с содержанием никеля

Рис. 39. Компенсационный дифференциальный баланс Воле

до 40%. Не усложняя конструкции баланса, как это делали его предшественники П. Дитисхейм, Л. Бертю, Д. Пуль, Т. Мерсер и др. Гильом на основании многочисленных опытов заменил углеродистую сталь для биметаллического



баланса никелевой и в этом случае момент инерции баланса при изменении температуры стал изменяться по тому же закону, что и момент спирали. Таким образом, вторичная ошибка компенсации была устранена, и вопрос о характере изменения J и K от температуры утратил свою актуальность.

Баланс Гильома, осуществляющий сумму всех компенсаций, получил название *интегрального* баланса.

Интегральный баланс отечественного морского хронометра 6МХ изготовляют из следующих материалов: наружный слой обода — из латуни марки ЛС63-3, имеющей широкое применение в часовой промышленности; внутренний слой обода вместе с перекладкой — из никелевой стали с содержанием никеля 36—37%; цилиндрическую винтовую спираль — из стали марки У12А. Температурный коэффициент хронометра 6МХ с интегральным балансом не превышает 0,1 с, а вторичная ошибка не превышает 1 с.

На рис. 39 представлен компенсационный неразрезной баланс, называемый дифференциальным (баланс Воле). Обод и перекладки этого баланса изготовлены из разных металлов с различными коэффициентами линейного расширения. Перекладку изготовляют из никелевого сплава инвар, имеющего очень малый коэффициент линейного расширения ($\alpha = 0,000008$), а обод целиком из латуни ($\alpha = 0,0000174$).

При повышении температуры радиус обода баланса при угле 0° к перекладке остается почти неизменным, а при угле 90° к перекладке радиус достигает своего максимума вследствие значительного удлинения латунного полуобода. По окружности обода могут быть расположены регулировочные винты и два установочных винта. Дифференциальные балансы с другими компонентами сплава могут быть и разрезными; в дифференциальных неразрезных балансах применяют термокомпенсационные спирали.

9. ТЕРМОКОМПЕНСАЦИОННЫЕ СПИРАЛИ

Спираль баланса является самой ответственной деталью часового механизма. Она работает непрерывно со знакопеременной нагрузкой и определяет по существу стабильность хода. Поэтому

Таблица 5

Наименование сплава	Содержание элементов, %									
	C	Si	Mn	S	P	Ni	Cr	Вe	Ti	Al
42НХТЮА	Не более 0,05	0,4—0,7	0,3—0,6	Не более 0,02		41,5—43,5	5,0—5,6	—	2,3—2,9	0,6—1,0
Ниварокс N	0,05	0,2	0,9	—		37,0	9,0	1,0	—	

она должна иметь высокие и стабильные упругие свойства, широкий диапазон температурной компенсации и высокую антикоррозионную стойкость. Таким требованиям удовлетворяет спираль из никелевого сплава, известного под общим названием *элинвар*. Спирали, изготовленные из этого сплава, при изменении температуры в широких пределах почти не изменяют своего модуля упругости. Известно несколько сплавов элинвара, различающихся между собой процентным содержанием никеля и примесей. В табл. 5 приведены данные химического состава наиболее распространенных сплавов для спиралей.

Термокомпенсационные сплавы по сравнению с углеродистыми сплавами имеют пониженный модуль упругости E , но в отличие от последних антикоррозийны и менее чувствительны к воздействию магнитных полей.

В настоящее время в часах широкого потребления применяют неразрезные монометаллические балансы из латуни в паре со спиралью из никелевого сплава 42НХТЮА (табл. 6). Незначительное увеличение момента инерции такого баланса при повышении температуры компенсируется повышением модуля упругости сплава спирали, в отличие от стальных спиралей, у которых, как известно, происходит понижение модуля упругости.

В табл. 6 приведены данные механических свойств сплавов для спиралей.

Таблица 6

Наименование сплава	Модуль упругости E , Н/мм ²	Временное сопротивление σ , МН/м ²	Температурный коэффициент C , с на 1°С в сутки
42НХТЮА	—	1080—1375	0,3
Ниварокс	19·10 ⁴	1300	0,5

10. ВЛИЯНИЕ АТМОСФЕРНОГО ДАВЛЕНИЯ НА ПЕРИОД КОЛЕБАНИЯ БАЛАНСА

Атмосферное давление оказывает влияние на период колебания системы и, следовательно, на точность хода часов. Это влияние различно и зависит как от конструкции системы, так и от условий функционирования. При повышении атмосферного давления увеличивается сопротивление воздуха движению баланса и пульсации спирали, т. е. увеличивается вязкое трение, период колебания увеличивается и часы отстают. Это проявляется более резко, если баланс снабжен винтами, а спираль имеет много витков значительной высоты. Винты придают балансу труднообтекаемую форму, а спираль, сжимаясь, расходует дополнительную энергию на выталкивание более плотного слоя воздуха из межвиткового пространства.

Для оценки влияния барометрического давления на точность хода прибора времени пользуются формулой

$$\Omega = \Omega_0 + K_6(P - P_0), \quad (57)$$

где Ω — суточный ход при давлении P ; Ω_0 — суточный ход при нормальном давлении P_0 ; K_6 — барометрический коэффициент.

Формула (57) аналогична формуле (27). Коэффициент K_6 называется барометрической постоянной, или барометрической константой. Для морских хронометров барометрическая константа составляет 0,01—0,015 с на 133,3 Па. Для точных приборов времени, имеющих в качестве осциллятора систему баланс—спираль, создают в корпусах вакуум порядка (13—39) 10^3 Па. В астрономических часах, помещенных в барокамеру, давление 1333 Па. Пониженное давление увеличивает амплитуду колебания и стабилизирует ход часов. Как правило, при вакууме поддерживается и постоянная плюсовая температура. В целом изменения атмосферного давления незначительно влияют на период колебания баланса.

11. ВЛИЯНИЕ МАГНИТНЫХ ПОЛЕЙ НА ПЕРИОД КОЛЕБАНИЯ БАЛАНСА

В последнее время широкое распространение в быту получили электрические машины и приборы, магнитные поля которых на близком расстоянии отрицательно влияют на ход наручных и карманных часов. Будильники и настенные часы, как правило, находятся на расстоянии более одного метра и действие магнитных полей бытовых приборов на них незначительное.

Если магнитное поле Земли напряженностью 40 А/м вызывает нарушение точности хода морского хронометра в пределах 0,4—0,6 с в сутки, то магнитные поля бытовых машин и приборов начинают нарушать ход наручных и карманных часов при напряженности магнитного поля 400 А/м и выше, а при напряженности 4800 А/м часы останавливаются.

Для приборов времени служебного назначения (программные механизмы, реле времени и т. п.), которые по условиям работы могут длительное время (час и более) находиться в магнитных полях напряженностью свыше 4800 А/м, необходимо иметь защиту от действия таких полей. В современных механических приборах времени наиболее чувствительной деталью к воздействию магнитного поля является спираль; в большинстве приборов времени баланс изготавливают из латуни.

Степень влияния магнитного поля на спираль зависит от трех основных факторов: напряженности магнитного поля, положения спирали относительно направления магнитных силовых линий и материала спирали.

При работе часов со стальной спиралью в магнитном поле наблюдается смещение ее и слипание витков. Работа ее осложняется еще взаимодействием с близлежащими намагниченными стальными деталями: двойным роликом, градусником, анкерной вилкой, осью баланса.

Установлено, что при горизонтальном положении часов, помещенных в осевой плоскости катушки, при прохождении магнитных силовых линий параллельно плоскости баланса и спирали (рис. 40, а) воздействие магнитных силовых линий на точность хода часов максимальное, при вертикальном положении часов и перпендикулярном направлении магнитных силовых линий к плоскости баланса и спирали (рис. 40, б) воздействие на точность хода часов минимальное; при вертикальном положении часов и параллельном направлении магнитных силовых линий плоскости баланса и спирали (рис. 40, в) воздействие магнитных силовых линий на точность хода часов среднее между первым и вторым положениями.

После пребывания приборов времени в магнитных полях, стальные детали и спираль остаются намагниченными, но с более слабой напряженностью поля.

Как правило, часы бытового назначения находятся в магнитных полях кратковременно, и влияние на ход часов оказывают остаточные магнитные поля.

Чтобы ослабить действие магнитных полей на стальные детали приборов времени, применяют для защиты магнитные экраны.

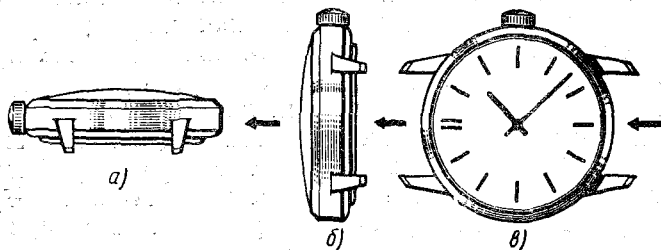


Рис. 40. Действия магнитного поля в осевом направлении на часы при различных их положениях

Материалом для экранов служат магнитомягкие материалы: пермаллой и железо Армко. Экранами для наручных и карманных часов служат детали корпуса: циферблат, подциферблатник, корпусное кольцо, ободок и крышка корпуса. Сплав пермаллой имеет высокую магнитную проницаемость и низкую коэрцитивную (задерживающую) силу. Если поместить часы с таким экраном в магнитное поле, то экран вберет в себя магнитные силовые линии, в результате чего на часовой механизм будут действовать слабые магнитные поля.

Необходимо отметить, что часы с периодом колебаний баланса 0,2 с лучше противостоят воздействию магнитных полей, чем часы с периодом колебания баланса 0,4 с.

При действии сильных магнитных полей применяют двойные и тройные экраны с малым воздушным зазором между стенками.

В ГОСТ 10733—73 на наручные антимагнитные часы оговорено, что они должны функционировать в магнитном поле напряженностью от 4400 до 4800 А/м.

Если часы были намагничены, то их размагничивают следующим способом. Часы помещают в полую катушку, через которую пропускают переменный электрический ток частотой 50 Гц. Часы удаляют из катушки в осевом направлении, меняя их положение. Процесс ввода и удаления часов повторяют несколько раз.

12. ТРЕНИЕ

Свободные колебания системы баланс—спираль рассмотрены без учета трения. Величина, направление и характер действия сил трения зависят от многих факторов, например частоты колебаний осциллятора, конструкции узла баланса в целом и отдельных его деталей — цапф оси баланса и камневых опор, величины зазоров в трущихся поверхностях, характера их смазки и др. Для решения этой сложной задачи в балансовом осцилляторе с известным приближением принято различать и классифицировать три вида трения:

1) постоянное трение цапф оси баланса в камневых опорах (трение Кулона);

2) вязкое, или линейное трение обода баланса и спирали о воздушную среду;

3) внутреннее трение в материале спирали вследствие несовершенства его упругих свойств.

Постоянное трение. Как известно, сила трения пропорциональна нормальному давлению

$$F = fN, \quad (58)$$

где f — коэффициент трения.

Сила трения всегда направлена против движения тела; величина ее зависит от материала трущихся тел и состояния поверхности. Сила трения не зависит от скорости при установившемся движении. При скорости, равной нулю (тело находится в покое),

сила трения трогания больше силы трения при установившемся движении. Экспериментально для цапф оси баланса установлено, что сила трения трогания в 1,3—1,5 раза больше силы трения движения. Рассмотрим, как изменяется момент сил трения при горизонтальном и вертикальном положении оси баланса. При горизонтальном положении оси баланса момент силы трения равен произведению силы трения на радиус цилиндрической части цапфы:

$$M_r = Fr_{ц} = fNr_{ц}. \quad (59)$$

При вертикальном положении оси баланса момент сил трения

$$M_v = \frac{3}{16} \pi f N r_{ц},$$

где $r_{ц}$ — радиус круга контакта пяты цапфы к плоскости камня.

При $r_{ц} = 0,70r_{ц}$

$$M_v = 0,42fNr_{ц}. \quad (59a)$$

Сравнение формул (59) и (59a) показывает, что момент сил трения при вертикальном положении оси баланса примерно в 2,5 раза меньше, чем при горизонтальном, что подтверждается на практике регулировки часов. При изменении положения часов с вертикального на горизонтальное (ось баланса изменяет положение с горизонтального на вертикальное) амплитуда колебаний баланса увеличивается на 20—25%, что положительно сказывается на стабильности периода колебаний.

Для уменьшения перепада амплитуд цилиндрическую поверхность отверстия в рубиновом камне округляют по радиусу (оливируют), а пятке цапфы придают плоскую форму с радиусом круга контакта $r_{п} = r_{ц}$. Тогда момент сил трения плоской пяты о плоскость камня будет

$$M_v \approx \frac{2}{3} f N r_{ц}. \quad (60)$$

Однако снижение перепада амплитуд за счет применения плоской пяты цапфы не рекомендуется: всякое увеличение момента трения отрицательно сказывается на стабильности периода колебаний. Применение опоры с плоской пятой или с наклонной плоскостью камня к оси баланса дало отрицательные результаты. В то же время уменьшать площадь контакта с радиусом круга меньше $0,7r_{ц}$ не следует, так как значительно возрастает удельное давление, происходит разрыв масляной пленки и возможны случаи повреждения поверхностей пяты цапфы или плоскости камня, или того и другого вместе. Рекомендуется при конструировании узла баланса проверить допускаемое напряжение по формуле Герца:

$$q_{\max} = \sqrt[3]{\frac{0,235N}{r_1^2 \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)^2}}, \quad (61)$$

где r_1 — радиус сферы пяты; N — сила осевого давления; E_1 и E_2 — модули упругости стали и рубина.

Проверку осуществляем при следующих данных: $q = 2500 \text{ Н/мм}^2$, $r_1 = 0,035 \text{ мм}$ для оси баланса наручных часов; модуль упругости стали $E_1 = 225\,000 \text{ Н/мм}^2$; модуль упругости рубина $E_2 = 450\,000 \text{ Н/мм}^2$. Подставляя эти значения в формулу (61), получим

$$2500^3 = \frac{0,235N \cdot 22\,500\,000\,000}{0,0012},$$

откуда

$$N = \frac{15\,625\,000\,000 \cdot 0,0012}{0,235 \cdot 22\,500\,000\,000} = 0,00354 \text{ Н}.$$

Таким образом, сила осевого давления не должна превышать $0,00354 \text{ Н}$. В наручных часах калибра К-26 сила осевого давления узла баланса равна $0,001225 \text{ Н}$.

Это гарантирует продолжительный срок эксплуатации узла баланса. Для пары сталь—рубин рекомендуется коэффициент трения $0,12$ — $0,15$ со смазкой часовым маслом марки МБП-12. Коэффициент трения в малогабаритных деталях изменяется в небольшом диапазоне за счет влияния величины зазора, дозы масла, радиуса оливажа, величины контактной поверхности и других факторов, т. е. коэффициент трения не подчиняется строго закону Кулона. При отсутствии смазки коэффициент трения возрастает в 2 — 3 раза.

Дифференциальное уравнение движения баланса с учетом постоянного трения будет

$$\ddot{\varphi} + \omega^2(\varphi + \rho) = 0. \quad (62)$$

Здесь $\omega^2 = \frac{K}{J}$; $\rho = \frac{M_{\text{тр}}}{K}$, где $M_{\text{тр}}$ — момент постоянного трения; K — статический момент спирали при $\varphi = 1$; ρ — коэффициент затухания.

Постоянное трение не нарушает периода свободных колебаний баланса; при свободных затухающих колебаниях амплитуда колебаний убывает в арифметической прогрессии, следовательно, сохраняется изохронность колебаний. На рис. 41 приведен график

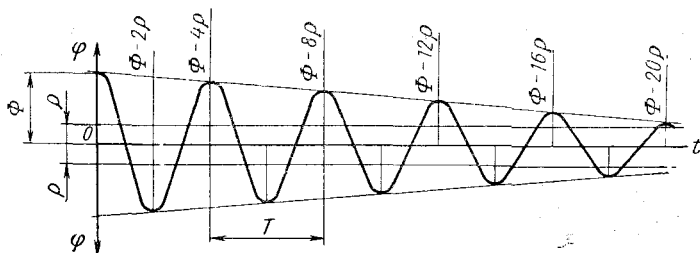


Рис. 41. Кривая затухающих колебаний баланса

затухающих колебаний, из которого видно, что за один период амплитуда убывает на 4ρ . Отсюда легко определить ρ , если известно число колебаний до останова N :

$$\rho \geq \frac{\Phi}{4N}, \quad (63)$$

где Φ — начальная амплитуда.

При $\Phi = 270^\circ = 4,71$ рад и при $N = 225$

$$\rho \geq \frac{4,71}{4 \cdot 225} = 0,0052.$$

В среднем ρ колеблется для разных конструкций от 0,003 до 0,010 при вертикальном положении оси баланса.

Практически число свободных затухающих колебаний системы определяют следующим образом.

При отклонении баланса от положения равновесия на заданную амплитуду Φ баланс совершает свободные колебания. Одновременно по секундомеру замеряют время t продолжительности всех колебаний до останова и по формуле (63) определяют коэффициент затухания:

$$\rho \geq \frac{\Phi T}{4t},$$

где $N = \frac{t}{T}$.

Как сказано выше, момент постоянного трения не зависит от значения скорости, но зависит от ее направления; его обозначают

$$M_{\text{тр}} = \frac{\dot{\Phi}}{|\dot{\Phi}|}. \quad (64)$$

Вязкое (линейное) трение. Величина линейного трения во многом зависит от формы обода баланса и числа витков спирали. Ввиду малых скоростей баланса (порядка 1—2 км/ч) принято считать силу вязкого трения пропорциональной первой степени скорости, т. е. сила вязкого трения имеет линейную зависимость от скорости и обозначается

$$M_1 = -\eta \dot{\Phi}, \quad (65)$$

где η — коэффициент сопротивления воздушной среды.

В целом влияние вязкого трения на период колебания баланса незначительно и при расчетах системы баланс—спираль учитывается в размере 0,2—0,4% момента спирали. Следовательно, безвинтовой баланс прогрессивнее, чем с винтами!

Внутреннее трение в материале спирали. Этот вид трения не зависит от величины скорости движения, но пропорционален углу отклонения и амплитуде. Зависимость момента сил внутреннего трения от Φ очень сложна и представляет собой петлю гистерезиса, выпуклая и вогнутая части которой для удобства инже-

нерных расчетов аппроксимированы (заменены) дугами эллипса. Выражение для момента, соответствующего эллиптической аппроксимации, имеет вид

$$M_3 = b\Phi^p \sqrt{1 - \left(\frac{\Phi}{\Phi}\right)^2} \frac{\dot{\Phi}}{|\dot{\Phi}|}, \quad (66)$$

где b — коэффициент, зависящий от материала, формы и размеров упругого элемента, в данном случае — спирали (при расчетах принимают $b = 0,00127$); p — постоянная материала (при расчетах принимают $p = 2$). Из формулы (66) следует, что момент сил внутреннего трения является нелинейным, хотя величина его и незначительна.

Суммарное влияние всех трех видов трения определяют экспериментальным путем. По осциллограмме затухающих колебаний баланса при различных положениях оси выявляют степень влияния каждого вида трения на период колебания.

13. ДОБРОТНОСТЬ ОСЦИЛЛЯТОРОВ

Моменты постоянного и вязкого трения не в полной мере характеризуют качество системы баланс—спираль. В теории колебаний показателем качества осциллятора принято отношение полной колебательной энергии к сумме потерь энергии за один период. Величину этого отношения называют *добротностью* осциллятора.

Для колебательной системы баланс—спираль с учетом постоянного и вязкого трения добротность

$$D = \frac{2\pi A}{\sum A}, \quad (67)$$

где A — полная колебательная энергия осциллятора; $\sum A$ — сумма потерь энергии за период.

На основании экспериментальных данных принято считать, что добротность балансового осциллятора в малогабаритных часах равна $(0,75 \div 2,5) 10^2$, в морском хронометре $(0,5 \div 1,0) 10^3$.

Добротность камертонного осциллятора в малогабаритных часах составляет $(0,5 \div 1,0) 10^4$ и кварцевого осциллятора в малогабаритных часах и хронометрах — $(1,5 \div 2) 10^5$. Чем выше добротность осциллятора, тем выше стабильность периода колебаний и показаний прибора времени в целом.

14. НЕЛИНЕЙНОСТЬ ВОССТАНАВЛИВАЮЩЕГО МОМЕНТА СПИРАЛИ

В дифференциальном линейном уравнении (30) было сделано допущение, что момент спирали $K\Phi$ пропорционален углу деформации, т. е. момент изменяется линейно. В действительности при колебаниях баланса линейность момента нарушается по двум

причинам: первая — потери на внутреннее трение, зависящие от амплитуды и угла деформации [см. формулу (66)], и вторая и главная — отклонение от линейного закона при больших амплитудах, когда нарушается пропорциональность закона Гука и $\sigma_{\text{напр}} \neq F\varepsilon$, где ε — коэффициент, равный $\frac{\Delta l}{l}$ или, что то же самое, $\frac{\Delta \varphi}{\varphi}$.

Восстанавливающий момент спирали в общем случае принят равным

$$M_{\text{сп}} = K(\varphi + \varepsilon\varphi^3), \quad (68)$$

где $\varepsilon = 0,000125$.

При $\varepsilon < 0$ спираль упругомягкая и момент ее $K\varphi$ снижается на величину $K\varepsilon\varphi^3$; при $\varepsilon > 0$ спираль упругожесткая и момент ее повышается на ту же величину $K\varepsilon\varphi^3$; при $\varepsilon = 0$ момент спирали становится линейным $M = K\varphi$. В итоге нелинейность момента спирали объясняется неоднородностью упругих свойств материала спирали.

15. ВЛИЯНИЕ ЗАЗОРА

В ШТИФТАХ РЕГУЛИРОВОЧНОГО УСТРОЙСТВА НА ПЕРИОД КОЛЕБАНИЯ БАЛАНСА

Регулировочное устройство (градусник) служит для подрегулировки хода часов в тех случаях, когда они спешат или отстают на 20 с в сутки и более.

Передвигая хвостовик градусника в ту или другую сторону от нулевого положения, можно изменять ход часов до 2 мин в сутки. Градусник в основном предусмотрен для подрегулировки хода часов во время их эксплуатации, так как это гораздо проще и надежнее, чем изменять массу баланса. В ГОСТах на часы указывают, что при выпуске часов с завода хвостовик может быть смещен от своего центрального положения не более чем на $\frac{1}{3}$ шкалы, расположенной на балансовом мосту. Передвижением хвостовика изменяют рабочую длину спирали. Зазор в штифтах градусника (рис. 42) необходим для того, чтобы при разовом его повороте штифты не касались внешнего витка спирали и не изменяли его форму. Зазор a составляет от $\frac{1}{4}$ до $\frac{1}{7}$ толщины спирали.

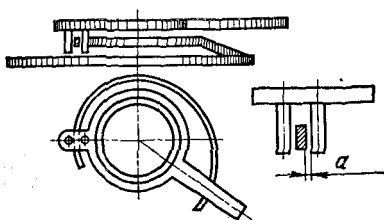


Рис. 42. Зазор в штифтах градусника

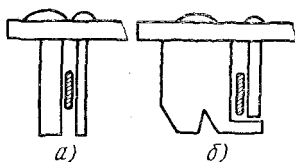


Рис. 43. Конструкции замка градусника:
а — для брегетированной спирали; б — для плоской спирали

Влияние величины зазора в штифтах градусника на ход часов различно и зависит от величины амплитуды и от положения самого витка между штифтами. Рассмотрим это на примере.

Пусть виток спирали при равновесном положении баланса находится посредине штифтов со значительным зазором. При малых амплитудах виток спирали не будет касаться штифтов ни при закручивании, ни при раскручивании, т. е. в работе будет участвовать вся длина спирали $L = l + \Delta L$, где l — активная длина спирали и ΔL — длина от штифтов до колонки (см. рис. 26).

При больших амплитудах виток спирали будет частично касаться того и другого штифта; в работе попеременно участвует вся длина спирали L и активная длина l . Согласно формуле (36) при уменьшении длины спирали с L до l период колебания тоже уменьшается, отсюда следует, что при больших зазорах в штифтах градусника и при больших амплитудах период колебания баланса уменьшается, при малых амплитудах остается неизменным. Если виток спирали при равновесном положении баланса будет прижат к одному из штифтов, то при малых амплитудах в работе участвует только активная длина спирали, а при больших амплитудах виток частично отойдет от штифта и в работе попеременно участвует активная длина l и вся длина L спирали.

Очевидно, в этом случае период колебаний баланса увеличивается при больших амплитудах и остается неизменным при малых.

Положение витка спирали в штифтах градусника не влияет на ход часов, если зазор равен нулю. Такое крепление применяют в некоторых конструкциях градусников в прецизионных часах. Конструкция довольно сложная по исполнению и эксплуатации. Для правильного функционирования системы и наименьшего влияния зазора в штифтах градусника на ход часов величину относительного зазора устанавливают 0,25—0,15 толщины спирали. Такой зазор создает необходимую «игру» спирали, т. е. дает возможность эластично перемещать градусник, не нарушая положения наружного витка. Участок витка ΔL выполняется по дуге окружности.

На рис. 43, а приведена конструкция штифтов для брегетированной спирали. Конструкция штифтов градусника для плоских спиралей (рис. 43, б) несколько отличается от предыдущей конструкции. Вместо внешнего штифта поставлен замок, или «сапожок», назначение которого — не дать наружному витку выйти из штифтов во время сотрясений и вибраций. Для заводки витка в зазор между штифтами замок с помощью отвертки поворачивают с определенным усилием на угол в 90° .

Влияние зазора в штифтах градусника на период колебания баланса можно определить по следующей формуле:

$$\frac{\Delta T}{T} = \frac{\Omega}{86400} = \frac{1}{\pi} \frac{\varphi_1}{\Phi} \frac{\Delta l}{l}, \quad (69)$$

где φ_1 — угол поворота баланса от положения равновесия до соприкосновения витка спирали с одним из штифтов градусника, если предположить что в положении равновесия виток находится между штифтами посередине.

Произведен подсчет суточного хода при $\varphi_1 = 30^\circ$; $\Phi = 270^\circ$; $l = 300$ мм; $\Delta L = 3$ мм:

$$\frac{\Delta T}{T} = \frac{\Omega}{86400} = \frac{1}{3,14} \frac{30}{270} \frac{3}{300}; \quad \Omega = 30 \text{ с.}$$

Таким образом, влияние зазора в штифтах градусника значительно. Необходимо стремиться к тому, чтобы этот зазор был минимален, а центр радиуса поворота штифтов строго совпадал с осью вращения баланса. Как уже отмечали, в морских хронометрах и в прецизионных часах градусник отсутствует.

Влияние момента инерции плоской спирали на период колебания системы незначительно и составляет 0,1—0,2% от момента инерции узла баланса (при $T = 0,4$ с). Поэтому во всех предыдущих рассуждениях момент инерции плоской спирали не учитывался.

При конструировании секундомеров с малым периодом колебания, когда значительно изменяется толщина спирали и, сле-

Таблица 7

Период колебаний T , с	Число колебаний		Число полуколебаний		$\frac{J}{K}$, с ²	Применение системы баланс—спираль в приборах времени
	в час	в секунду	в час	в секунду		
0,6	6000	1,66	12 000	3,33	0,0091	В будильниках и настенных часах
0,5	7200	2	14 400	4	0,0063	В морских хронометрах
0,4	9000	2,5	18 000	5	0,0040	В карманных, наручных часах, секундомерах и технических приборах времени
0,33 0,25	10 800	3	21 600	6	0,0028	В наручных часах
	14 400	4	28 800	8	0,0016	
0,2	18 000	5	36 000	10	0,0010	В наручных часах и секундомерах
0,10 0,06 0,04 0,02	36 000	10	72 000	20	0,00025	В секундомерах и спец-механизмах
	60 000	16,6	120 000	33,3	0,000091	
	90 000	25	180 000	50	0,000040	
	180 000	50	360 000	100	0,000010	

довательно, увеличивается отношение $\frac{J_{сп}}{J_б}$, момент инерции спирали следует учитывать.

Для морских хронометров, имеющих высокую точность хода, момент инерции цилиндрической пружины также учитывают.

16. ПАРАМЕТРЫ СИСТЕМЫ БАЛАНС-СПИРАЛЬ

Основным параметром системы является период колебания T . Производными от него будут число колебаний и полуколебаний в час и отношение момента инерции баланса к моменту спирали (при $\varphi = 1$ рад).

В табл. 7 приведены градация периодов колебаний, принятых в производстве приборов времени, и соответствующее каждому периоду число колебаний и полуколебаний в час — величины, часто употребляемые в производстве. Важным параметром является отношение J/K , которое определяется из основного уравнения $T = 2\pi \sqrt{\frac{J}{K}}$.

В табл. 7 также указана область применения системы с различными периодами колебаний в приборах времени.

Необходимо обратить внимание на соотношение периодов T и J/K ; например, при уменьшении периода с 0,4 до 0,04 с, т. е. в 10 раз, отношение J/K уменьшается в 100 раз.

СПУСКОВЫЕ РЕГУЛЯТОРЫ

1. КЛАССИФИКАЦИЯ СПУСКОВЫХ РЕГУЛЯТОРОВ

Спускосые регуляторы, применяемые в механических приборах времени, можно разделить на два класса: несвободные спускосые регуляторы и свободные спускосые регуляторы.

Несвободные спускосые регуляторы применяются в стационарных приборах времени и в некоторых случаях в переносных приборах времени.

Свободные спускосые регуляторы имеют широкое применение как в стационарных, так и в переносных приборах времени бытового и служебного назначения.

По числу передаваемых импульсов спускосые регуляторы делятся на два вида: спускосые регуляторы, передающие на осциллятор два импульса за период, и спускосые регуляторы, передающие на осциллятор один импульс за период.

В несвободных спускосых регуляторах осциллятор находится в кинематической и динамической связи с ходом в течение почти всего периода колебаний. В свободных спускосых регуляторах такая связь продолжается на малом отрезке времени — при освобождении колесной зубчатой передачи и в процессе передачи импульса на осциллятор.

Как известно, спускосой регулятор состоит из осциллятора (колебательной системы) и спуска хода (системы хода)¹.

Ход — наиболее сложный и характерный узел часового механизма. Прежде чем достигнуть совершенства и изящества в выполнении своих функций, ход в своем развитии прошел долгий и сложный путь. Первое упоминание о ходах, применявшихся в башенных часах, относится к началу XIV в. Появились хода в Германии, Франции, Англии и Италии. За прошедшие шесть с половиной столетий, особенно в XVII, XVIII и XIX вв., над изобретением и усовершенствованием ходов работали выдающиеся ученые и мастера того времени. История хранит множество конструкций ходов, из которых к настоящему времени дошли лишь несколько типов, но таких совершенных и остроумных, что за последние пятьдесят лет в них не было внесено ничего принципиально нового и совершенного. Вероятно, что в дальнейшем процесс развития приборов времени будет идти по другому пути, основываясь на достижениях физики, химии, электротехники, металлургии, радиоэлектроники и других наук, достигших к настоящему времени высокого уровня развития.

¹ Термины «спуск» и «ход» не полностью отражают выполняемые устройством функции, но они приняты в литературе и часовом производстве. Термин «преобразователь» полнее соответствовал бы этому устройству.

Однако механические приборы времени не сойдут так скоро с исторической арены и многие десятки лет будут отлично выполнять свои функции — функции показателей текущего времени и измерителей интервалов времени. Хода имеют очень разнообразное применение, и намечается еще большее их использование в технических приборах времени.

Хода по аналогии со спусковыми регуляторами делят на несвободные и свободные. Те и другие в зависимости от принципа действия и конструктивного решения делятся на несколько типов: анкерные, хронометровые, цилиндровые и др.

Несвободные анкерные хода применяются в стационарных приборах времени с маятниковым осциллятором.

Несвободный цилиндрический ход находит ограниченное применение в технических приборах времени с балансовым осциллятором. В Швейцарии продолжается выпуск в небольших количествах карманных и наручных часов с цилиндрическим ходом.

Свободные анкерные хода — штифтовые и палетные широко применяются в переносных и стационарных приборах времени бытового и служебного назначения.

Свободный хронометровый ход применяются в морских хронометрах и аналогичных им приборах времени.

2. НЕСВОБОДНЫЙ АНКЕРНЫЙ ХОД

Из всех конструкций ходов наибольшее применение в настоящее время имеют два типа: ход Клемента и ход Грахама.

Несвободный анкерный ход с отходом назад (ход Клемента)

Этот ход применяют в настенных часах широкого потребления типа ходиков. Ход состоит из ходового колеса 1 (рис. 44) с числом зубьев 30 и анкерной скобы 2, закрепленной на одном валике с вилкой маятника (см. рис. 7). Левый конец скобы имеет наружную рабочую поверхность в зоне точки *A* и называется палетой входа, правый конец скобы имеет внутреннюю рабочую поверхность в зоне точки *B* и называется палетой выхода.

Рабочие поверхности входной и выходной палет не концентричны относительно оси вращения O_3 анкерной скобы.

Работа хода и маятника выполняется следующим образом: в положении, показанном на рис. 44, *a*, маятник отклонен от положения равновесия на угол 3° вправо. Зуб ходового колеса закончил передачу импульса палете выхода, а другой зуб упал на поверхность входной палеты. Маятник по инерции будет продолжать свое движение вправо и поднимать выходную палету вверх на угол 4° . Левая входная палета будет опускаться вниз, давить на зуб и поворачивать ходовое колесо назад, т. е. против часовой стрелки. Угол отхода колеса назад определяется пересечением внешнего луча — радиуса скобы с окружностью колеса,

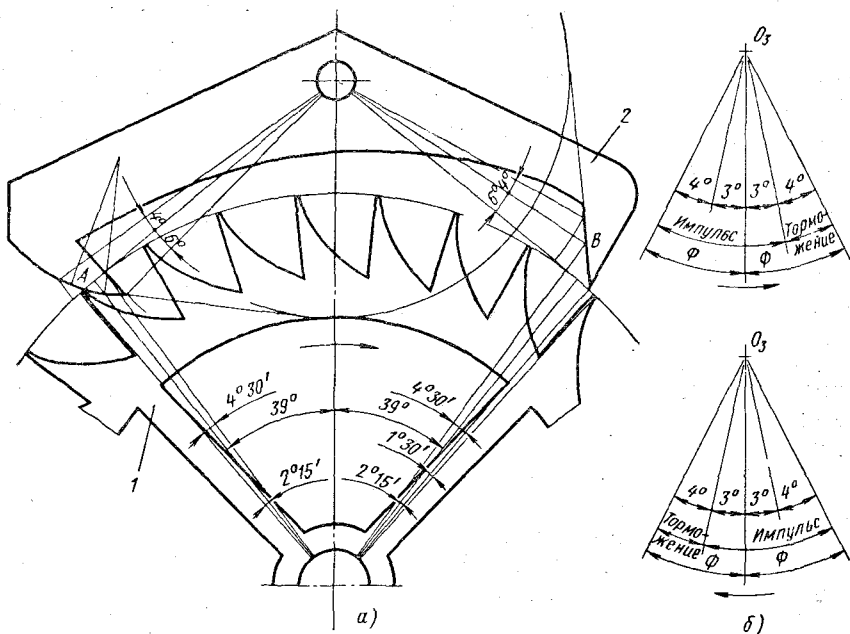


Рис. 44. Ход Клемента:

а — схема конструкции; б — схема углов, проходимых маятником во взаимодействии с ходом

угол составляет примерно 2° . Ходовое колесо все время находится под действием силового момента двигателя. Поэтому для отвода колеса назад маятник расходует значительную часть кинетической энергии. В результате происходит торможение при угле 4° (рис. 44, б) и маятник останавливается.

При обратном движении маятника справа налево ходовое колесо, возвращаясь в исходное положение (как показано на рисунке), продолжит передачу импульса на входную палету и закончит передачу за положением равновесия маятника при угле 3° влево.

Ходовое колесо проходит угол импульса ($4^\circ 30'$) и угол падения ($1^\circ 30'$). Угол падения необходим из технологических соображений, т. е. при допустимых отклонениях размеров колеса и скобы и межосевого расстояния между ними (O_2O_3) гарантируется разрыв контакта зуба с палетой выхода и падение зуба на входную палету; функционирование спускового регулятора не нарушается.

На рис. 44, б показаны схемы углов, проходимых маятником за полный период колебания.

Таким образом, подъем анкерной скобы и амплитуда колебаний маятника равны 7° .

За полный период колебания маятника ходовое колесо повернется на 12° , что соответствует шагу колеса, определяемому по формуле

$$\tau = \frac{360^\circ}{30} = 12^\circ;$$

импульс продолжается при угле 10° .

Как сказано выше, часы с коротким маятником, имеющим амплитуду колебаний 7° , отстают в ходе за сутки на 80,7 с. Это следует из формулы (11):

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{l}{g}} \left[1 + \frac{1}{4} \sin^2 \frac{\Phi}{2} \right]. \quad (70)$$

Колебания маятника при такой амплитуде неизохронны и ошибка хода значительна.

Для снижения амплитуды колебания и уменьшения неизохронности был разработан анкерный ход с отходом колеса назад. Он мало повлиял на повышение точности хода часов. Часы с коротким маятником и несвободным анкерным ходом имеют то преимущество, что конструкция их чрезвычайно проста и технологична: в эксплуатации они работают безотказно в различных условиях. В часах-ходиках анкерную скобу изготавливают из стальной полосы с отогнутыми левым и правым концами для образования палет входа и выхода. Точность хода часов — порядка 2—3 мин в сутки. При более тщательной регулировке можно получить точность хода порядка 1 мин.

Энергии, передаваемой от ходового колеса к маятнику, достаточно для поддержания его колебаний, но недостаточно для пуска часов в ход, если маятник находится в положении равновесия. Для пуска часов маятник надо качнуть от руки.

Ход Грахама

Этот ход изобретен английским часовщиком Г. Грахамом в 1715 г. и благодаря совершенству конструкции применяется в настоящее время в напольных, настенных и настольных — каминных часах высокого класса точности. Ход состоит из ходового колеса с центром O_1 и числом зубьев $z = 30$ и анкера с центром O_2 , соединенного при помощи вилки с маятником (рис. 45, б). На концах анкера с помощью накладок и винтов закреплены цилиндрические палеты L и L_1 , изогнутые внутрь по дугам окружности с радиусами, проведенными из центра O_2 . Палеты носят название: *палета входа* и *палета выхода*.

Зубья колеса имеют специальную форму с острой вершиной B . Ходовое колесо и анкер изготавливают из латуни или бериллиевой бронзы, палеты — из стали или рубина и лейкосапфира. Рабочие поверхности зуба и палеты обрабатывают по высокому классу шероховатости поверхности и точности.

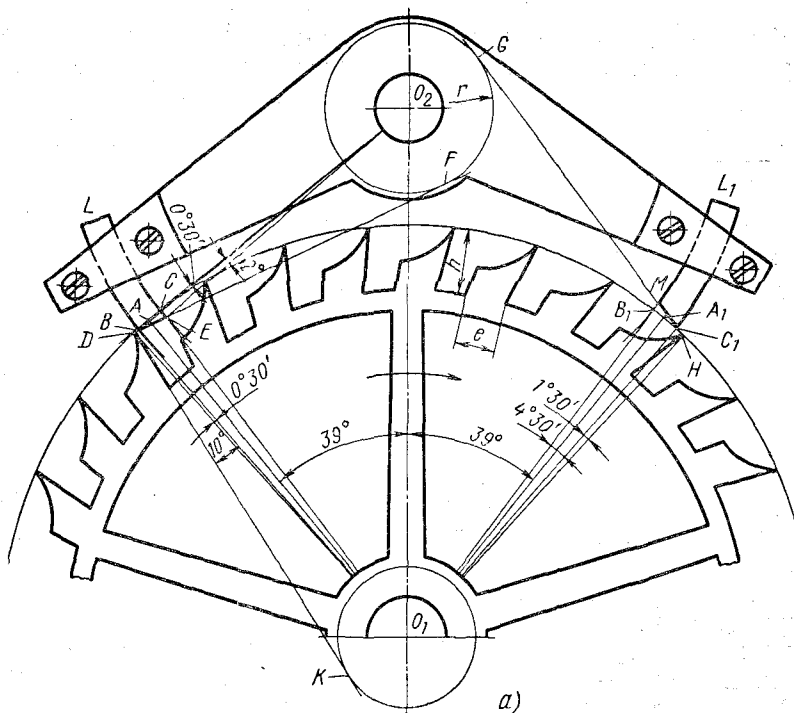
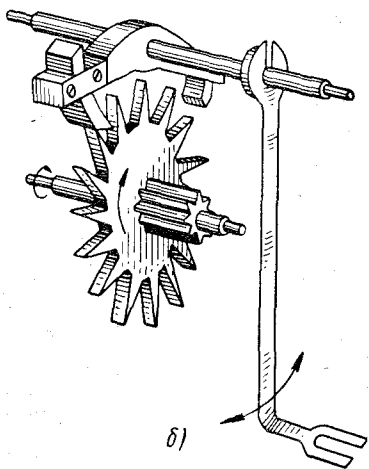


Рис. 45. Ход Грахама:

a — схема конструкции; *б* — положение вилки маятника относительно хода



Ход Грахама существенно отличается от хода Клемента и других несвободных ходов, применявшихся ранее.

При подъеме анкера в ходе Грахама существует период покоя и период импульса. При опускании палеты не происходит отхода зуба колеса назад: зуб скользит по поверхности палеты. Работа хода во взаимодействии с маятником выполняется следующим образом.

На рис. 45, *a*, маятник отклонен вправо от положения равновесия на угол 1° , ходовое колесо стоит неподвижно и зуб колеса своей вершиной *B* прижат к внешней поверхности входной палеты выше точки *D*. Поверхность палеты *DL* называют *поверхностью покоя*. Рабочая ее часть ограничена углом BO_2D .

Маятник по инерции продолжает свое движение слева направо, но под действием момента трения, создаваемого зубом колеса по

поверхности покоя палеты, пройдя незначительный угол (дополнительный угол), останавливается.

При движении маятника справа налево зуб колеса перейдет с поверхности покоя на плоскость DE . Ходовое колесо под действием вращающего момента, передаваемого от двигателя (гири), начнет вращение по часовой стрелке. Зуб будет поднимать входную палету вверх (выходная палета будет опускаться вниз) до тех пор, пока его вершина B не сойдет с плоскости в точке C . Точка E переместится в точку C . Плоскость DE называют *плоскостью импульса*. За период перемещения зуба по плоскости DE ходовым колесом будет передан маятнику (посредством вилки) силовой импульс, необходимый для поддержания его колебаний.

После выхода зуба колеса из контакта с входной палетой предшествующий зуб колеса упадет на поверхность покоя ML_1 выходной палеты и колесо станет неподвижным. Маятник по инерции продолжает свое движение и, пройдя дополнительный угол, останавливается. Маятник с этого момента начнет совершать колебание слева направо, и зуб колеса сойдет с поверхности покоя выходной палеты на плоскость импульса. Колесо вновь начнет вращение по часовой стрелке; зуб колеса будет поднимать выходную палету вверх до тех пор, пока его вершина не сойдет с плоскости в точке C_1 . Плоскость MC_1 также называют *плоскостью импульса*. Интервалы поверхности покоя на входной и выходной палетах по угловой величине равны между собой.

За период перемещения зуба по плоскости импульса выходной палеты маятнику вновь будет передан силовой импульс. Далее цикл работы повторяется и на входную палету падает следующий зуб.

Таким образом, за два колебания маятника — справа налево и слева направо — ходовое колесо повернется на один зуб. Следовательно, за 60 колебаний маятника или 30 полных колебаний ходовое колесо с $z = 30$ сделает полный оборот. Кинематика часового механизма в данном случае рассчитана так, что маятник делает одно колебание в секунду или 60 колебаний в минуту.

Ходовое колесо и секундная стрелка, посаженная на одной оси с ним, сделают один оборот за минуту. По шкале циферблата секундная стрелка перемещается скачкообразно с интервалом. При падении зубьев колеса на поверхности палет слышится звук *тик-так*. Интервал звуков равен 1 с.

Необходимо заметить, что в момент поворота ходового колеса на угол падения $1^\circ 30'$ (рис. 45, *a*) кинематическая связь колеса и анкера на мгновение нарушается. В этот момент маятник по инерции продолжает свое движение, и проходимый им путь с точки зрения колебательного процесса считается бесполезным. После падения зуба на ту или другую палету маятник по инерции еще продолжает свое движение до крайнего положения, преодолевая трение зуба колеса по палете. Проходимые в обоих случаях пути весьма малы и в расчетах и схемах для длинных маятников от-

дельно не учитываются, а входят в состав угла покоя. Оба эти угла носят объединенное название *угла потерянного пути*. Положительная их роль заключается в том, что они компенсируют эксцентриситет ходового колеса (отклонение, допускаемое по условиям производства), т. е. дают возможность зубу колеса сойти с плоскости импульса палеты и тем самым предотвратить останов маятника.

На рис. 46 показана схема расположения углов, проходимых маятником при движении слева направо и обратно.

Числовые значения углов, проходимых маятником (см. рис. 45, а): $30'$ — угол покоя, включая угол потерянного пути, и $1^\circ 30'$ — угол импульса. Полный размах $2\Phi = 30' + 1^\circ 30' = 2^\circ$; $\Phi = 1^\circ$.

Параметры хода Грахама (см. рис. 45)

Ходовое колесо. Угол обхвата $2\alpha_0 = 78^\circ$, что следует из формулы $\alpha_0 = \frac{360^\circ n}{z}$, где $n = 6,5$ — число зубьев колеса, охватываемых палетами анкера, и $z = 30$ — число зубьев колеса.

Углом обхвата называют угол AO_1A_1 , заключенный между радиусами, проведенными из центра O_1 к серединам палет в точках A и A_1 , как показано на рис. 45, а. Шаг зуба равен $\frac{360^\circ}{30} = 12^\circ$ и половина шага зуба 6° .

Угловая ширина по палете $4^\circ 30'$, угол падения 1° . Угловая ширина вершины зуба в точке B составляет $30'$. Суммарный угол падения равен $1^\circ + 0^\circ 30' = 1^\circ 30'$. Угол падения $1^\circ 30'$ необходим как гарантия того, что вершина зуба сойдет с плоскости импульса и маятник сможет совершить обратное движение. Ширина вершины зуба $30'$ принята для жесткости зуба. Таким образом, за одно колебание маятника колесо повернется на $4^\circ 30' + 30' + 1^\circ = 6^\circ$, или $\frac{1}{60}$ оборота.

Анкер. Угол покоя $BO_2D = 0^\circ 30'$, угол импульса $DO_2E = 1^\circ 30'$. Общий угол подъема анкера $BO_2E = 2^\circ$. Размах колебания маятника также равен 2° , т. е. от своего вертикального положения маятник отклоняется на $\pm 1^\circ$. Угол покоя в $0^\circ 30'$ дан для фиксации колеса в состоянии покоя при перемене движения маятника. Палетные радиусы O_2A и O_2A_1 равны между собой.

Чтобы зуб колеса касался поверхности палеты в точке, дано поднутрение, как показано на рисунке, равное 10° . Окружность радиуса O_2r имеет касательные в точках q и F , являющиеся продолжением плоскостей импульса.

Параметры хода Грахама приведены в табл. 8, составленной Дитцшольдом. Как видно из таблицы, число конструктивных разновидностей хода — 15.

Поскольку поверхности палет выполнены по дугам окружностей с центром O_2 и при подъеме и опускании анкера происходит

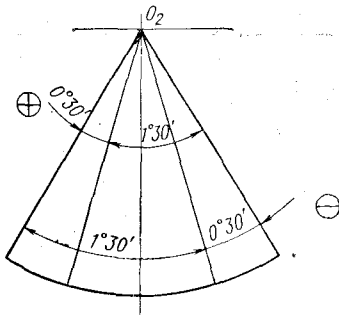


Рис. 46. Схема углов, проходимых маятником во взаимодействии с ходом

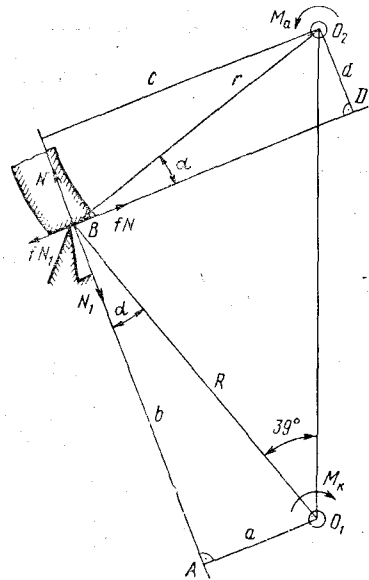


Рис. 47. Схема передачи силового импульса в ходе Грахама

трение зуба колеса по цилиндрической поверхности покоя палеты, ход Грахама относится к классу анкерных ходов с трением на покое.

Передача силовых импульсов в ходе Грахама

При анализе работы хода во взаимодействии с маятником было установлено, что вращающий момент с ходового колеса передается в виде кратковременных импульсов на маятник. Рассмотрим, каким образом происходит передача импульса.

На рис. 47 показано положение зуба колеса и входной палеты в момент передачи импульса по середине палеты. Рассматривая условия равновесия ходового колеса и анкера в статическом состоянии, можно написать следующие два уравнения:

$$M_k - N_1 a - f N_1 b = 0;$$

$$M_a - N c + f N d = 0,$$

где N — нормальная сила давления; f — коэффициент трения; fN — сила трения; N_1 и fN_1 — реакции сил, равные по величине и противоположно направленные силам N и fN ; a, b, c, d — плечи соответствующих сил, переменные по величине в зависимости от угла поворота колеса.

Обозначим α — угол DBO_2 ; r — радиус анкера O_2B ; R — радиус ходового колеса O_1B ; α — также угол ABO_1 как смежный угол и, заменяя плечи a, b, c, d их новыми значениями, получим

$$M_k - N_1 R \sin \alpha - f N_1 R \cos \alpha = 0;$$

$$M_a - N r \cos \alpha + f N r \sin \alpha = 0.$$

№ по пор.	Число зубьев ходового колеса z	Число зубьев обхвата n	Угол обхвата α_0	Толщина палет b	Диаметры палетных кругов		Диаметр ходового колеса D_k
					$d_{\text{вн}}$	$d_{\text{нар}}$	
1	24	$6\frac{1}{2}$	$87^\circ 30'$	0,065	1,439	1,568	1,320
2	26	$7\frac{1}{2}$	$103^\circ 48'$	0,056	1,518	1,630	1,235
3	26	$9\frac{1}{2}$	$131^\circ 30'$	0,037	1,787	1,861	0,822
4	30	$6\frac{1}{2}$	78	0,061	1,198	1,320	1,554
5	30	$7\frac{1}{2}$	90	0,055	1,359	1,470	1,414
6	30	$8\frac{1}{2}$	102	0,0495	1,505	1,604	1,260
7	30	$11\frac{1}{2}$	138	0,0415	0,9235	0,965	1,000
8	30	$12\frac{1}{2}$	150	0,0413	0,8713	1,018	1,000
9	32	$6\frac{1}{2}$	$73^\circ 8'$	0,0561	0,567	0,623	1,606
10	32	$7\frac{1}{2}$	$84^\circ 23'$	0,0517	0,646	0,698	1,482
11	32	$8\frac{1}{2}$	$95^\circ 38'$	0,0469	0,716	0,762	1,344
12	36	$7\frac{1}{2}$	75	0,048	0,169	1,260	1,588
13	36	$8\frac{1}{2}$	85	0,045	1,306	1,396	1,475
14	40	$8\frac{1}{2}$	$76^\circ 30'$	0,045	1,194	1,283	1,571
15	40	$9\frac{1}{2}$	$85^\circ 30'$	0,042	1,316	1,399	1,469

Примечание. Значения диаметров и толщина палет даны при межцентровом расстоянии, равном единице.

Произведем несложные преобразования: вынесем за скобки N и N_1 и R и r и разделим первое уравнение на второе. Получим

$$\frac{M_k}{M_a} = \frac{N_1 R}{N r} \frac{\sin \alpha + f \cos \alpha}{\cos \alpha - f \sin \alpha}.$$

Поделив член правой части уравнения на $\cos \alpha$ и сократив на N и N_1 , получим

$$\frac{M_k}{M_a} = \frac{R}{r} \frac{\operatorname{tg} \alpha + f}{1 - f \operatorname{tg} \alpha}.$$

Заменяя f на тангенс угла ρ и применив теорему тангенсов, в окончательном виде получим

$$M_k = \frac{R}{r} \operatorname{tg}(\alpha + \rho) M_a. \quad (71)$$

Произведем подсчет значений момента на анкере, приняв следующие значения углов α и ρ и радиусов R и r . По табл. 8 для принятого нами хода принимаем радиус колеса $R = 0,78$ от межцентрового расстояния $O_1 O_2 = 1$ мм. Тогда значение r находится по формуле $r = R \operatorname{tg} 39^\circ = 0,78 \cdot 0,81 = 0,63$ мм и отношение

$\frac{R}{r} = \frac{0,78}{0,63} = 1,19$. Угол α по рис. 47 равен $15^\circ 30'$. Коэффициент трения латуни и рубина принимают равным 0,15; следовательно, угол $\rho = 8^\circ 30'$. Сумма углов $\alpha + \rho = 24^\circ$; $\operatorname{tg} 24^\circ = 0,445$.

В окончательном виде имеем

$$M_k = 1,19 \cdot 0,445 M_a = 0,53 M_a$$

или $M_a = 1,89 M_k$.

Необходимо заметить, что подсчет значений момента анкера произведен для положения зуба на середине входной палеты. При перемещении зуба по входной палете передаваемый момент уменьшается от начала импульса к окончанию, и наоборот, на выходной палете момент увеличивается от начала импульса к его окончанию примерно до $2,2 M_k$. При использовании хода Грахама в крупногабаритных часах вершина зуба утолщается и внешне становится похожа на зуб в швейцарском ходе (о чем будет сказано ниже).

3. СВОБОДНЫЙ АНКЕРНЫЙ ХОД

Этот ход получил наибольшее применение в механических приборах времени бытового и служебного назначения благодаря совокупности преимуществ перед другими ходами: высокой точности хода, малому расходу энергии, малым габаритным размерам, надежности действия в сложных условиях (линейные перегрузки до $15g$) и применению в переносных и стационарных приборах времени. Хронометровый ход обеспечивает более высокую точность хода, а цилиндрический ход более надежен в эксплуатации, но по другим параметрам эти хода уступают свободному анкерному ходу.

Ход назван свободным, потому что взаимодействует с балансом на очень малом участке его пути, примерно $6-7\%$, а остальной путь ($93-94\%$) баланс проходит свободно, вне кинематической связи с ходом, чем достигается более высокая изохронность колебаний баланса и, следовательно, более высокая точность хода часового механизма.

Существенным конструктивным отличием свободного анкерного хода от несвободного служит наличие анкерной вилки — промежуточного звена между ходовым колесом и балансом, поэтому передача импульса от ходового колеса на баланс происходит не непосредственно, а через анкерную вилку. Это позволило резко увеличить амплитуду колебаний баланса (до 330°), тогда как в несвободном цилиндрическом ходе амплитуда колебаний баланса не превышает 180° . Этот фактор положительно влияет на точность хода, в связи с этим свободный анкерный ход почти полностью вытеснил в часовых механизмах цилиндрический ход.

Свободный анкерный ход был изобретен в 1760 г. * английским часовщиком Томасом Меджем, учеником Г. Грахама, но всеобщее признание и применение этот ход получил лишь с 1825 г., когда французский часовой мастер Георг Лешо внес в него кардинальные усовершенствования. Конструкция анкера с палетами

* По другим источникам ход был изобретен Т. Меджем в 1754 г., спустя 3 года после смерти Г. Грахама.

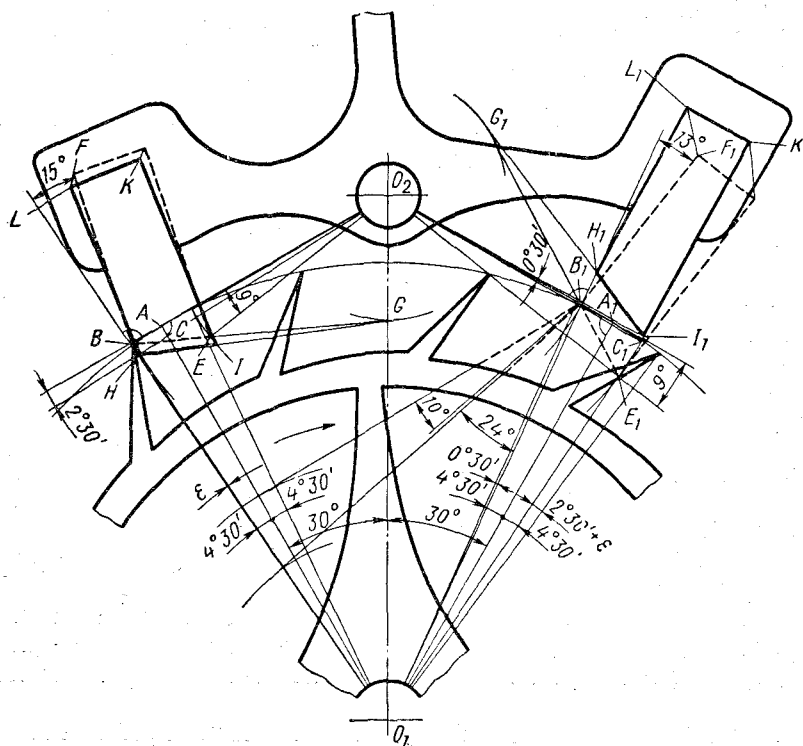


Рис. 48. Схема конструкций английского анкерного хода

в ходе Т. Меджа была идентичной с ходом Г. Грахама. Мастер Г. Лешо предложил притяжку вилки и заменил цилиндрическую форму палет на призматическую.

Над усовершенствованием свободного анкерного хода работали многие выдающиеся ученые прошлых столетий.

Свободные анкерные хода по способу передачи импульса делятся на три вида.

1. Ход с передачей импульса по палете. Зубья колеса имеют остроконечную вершину (рис. 48); такой ход получил название *английского хода*.

2. Ход с передачей импульса по зубу колеса. Палеты анкерной вилки имеют форму цилиндрических штифтов, отсюда и название — *штифтовый ход*.

3. Ход с передачей импульса по палете и по зубу. Передача импульса распределена в определенном соотношении между плоскостями импульса палеты и зуба. Такой ход с распределенным импульсом получил название *швейцарского хода*.

Английский ход применяют сравнительно редко. Недостаток его заключается в том, что вилка значительно утяжелена за счет большой ширины палет; острая вершина зуба, перешедшая из

хода Грахама, также мало используется в работе по сравнению с зубом в швейцарском ходе. Преимуществом английского хода является то, что передача импульса происходит плавно, без резких разрывов, что имеет место в швейцарском ходе.

4. ШТИФТОВЫЙ ХОД

Этот ход принадлежит к классу свободных анкерных ходов; его применяют в будильниках, карманных и наручных часах широкого потребления. Конструкция хода очень проста, технологична в изготовлении, надежна и долговечна в эксплуатации. Точность хода часов с таким ходом несколько ниже точности часов с палетным ходом вследствие значительного трения как в самом ходе, так и в других узлах часового механизма, не имеющих, как правило, камневых опор.

Принципиальное отличие штифтового хода от палетного заключается в том, что плоскости покоя и импульса сосредоточены только на зубе колеса; в анкерной вилке вместо палет закреплены перпендикулярно ее плоскости два стальных термически обработанных штифта. В ходе нет двойного ролика и ограничительных штифтов вилки. Рожки и паз вилки взаимодействуют с импульсным штифтом, закрепленным непосредственно в спице баланса, а вместо копы и предохранительного ролика функции предохранения выполняет уступ на оси баланса с соответствующей выемкой для прохода рожков вилки.

Своей наружной поверхностью рожки ограничивают амплитуду баланса в заданных пределах (270°). Функции ограничительных штифтов вилки выполняет обод ходового колеса, к которому притягивается тот или другой штифт вилки. Таким образом, штифтовый ход состоит всего из пяти деталей: ходового колеса, анкерной вилки с двумя штифтами и импульсного штифта на балансе. В зависимости от габаритных размеров часового механизма и периода колебаний баланса ходовое колесо имеет число зубьев 15 и 18, соответственно угол обхвата 60° и 70° .

Соотношение действующих радиусов вилки и баланса другое, чем в палетном ходе. В большинстве конструкций применяют отношение $i = 6 : 1$ и соответственно углы подъема баланса и вилки назначают 60° и 10° .

На рис. 49, а показано построение ходового колеса с анкерной вилкой.

При проектировании предусматривают угол потеряннного пути между ободом колеса и штифтом 1° .

Ход является равноплечим. Угол притяжки принят 10° , что весьма прогрессивно, так как ходы будильников не испытывают резких толчков, работая в стационарных условиях. Угол отхода зуба назад ϵ составляет несколько минут и в расчетах и построении его не учитывают, а относят к углу падения.

Ход работает следующим образом. При подъеме входного штифта анкера на $1^{\circ} 30'$ зуб колеса совершит отход назад на угол ϵ , а затем начнет передавать импульс. Импульс будет продолжаться до подъема штифта в точку C , т. е. на угол $8^{\circ} 30'$. Следовательно, общий угол подъема (поворота) вилки составит 10° . Колесо повернется на угол $1^{\circ} 15' + 6^{\circ} 30' = 7^{\circ} 45'$ и в этом положении точка D зуба закончит импульс. Далее колесо повернется на угол $1^{\circ} 15'$ (половина угловой ширины штифта) и на угол падения 1° . Общий угол поворота составит $7^{\circ} 45' + 1^{\circ} 15' + 1^{\circ} = 10^{\circ} 00'$. Точки зуба F и D определяют радиусы наружной и действующей окружностей колеса. Точка B определяет радиус окружности вращения штифта с центром O_2 .

Необходимо заметить, что суммарный угол падения β_2 у выходного штифта будет больше угла падения β_1 у входного штифта (рис. 49, б).

В прежних конструкциях ходов анкерная вилка состояла из двух отдельных деталей — анкера и хвостовика, посаженных на одну ось под разными углами в плане, в зависимости от расположения центров: колеса, вилки и баланса. Это улучшало условия сборки и регулировки узла спускового регулятора с невзаимозаменяемыми деталями.

Задняя сторона зуба колеса (рис. 49, а) выполнена по кривой линии, что дает более плавный спуск штифта по сравнению со

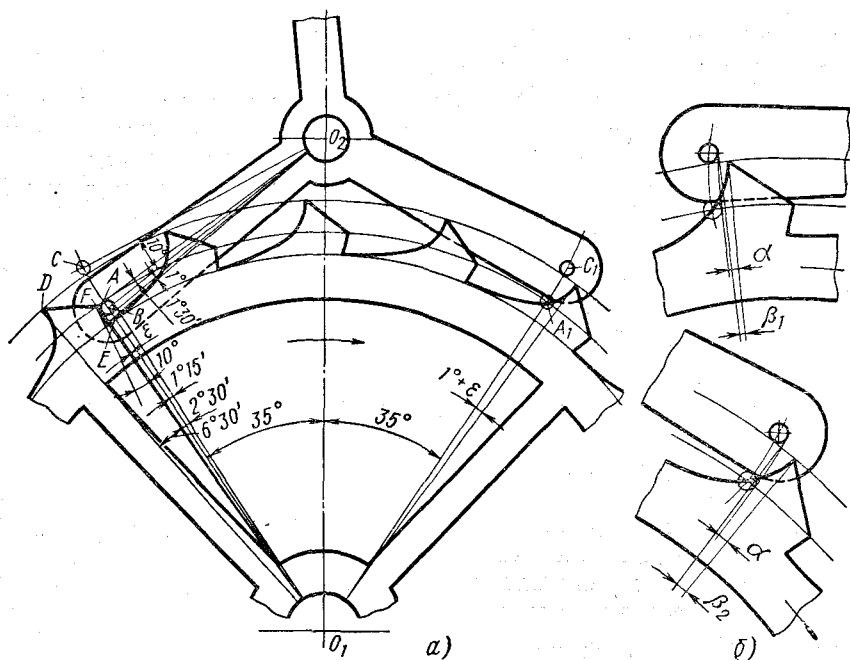


Рис. 49. Штифтовый ход:

а — схема конструкции; б — углы падения на входной и выходной стороне

срезом, направленным радиально или параллельно плоскости покоя. При конструктивном оформлении колеса и анкера можно рекомендовать следующие соотношения в размерах колеса и вилки.

Ходовое колесо

Диаметр внутреннего обода	$(0,75 \div 0,85) d_{\text{нар}}$
Диаметр ступицы (втулки)	$(0,20 \div 0,25) d_{\text{нар}}$
Ширина спицы	$(0,04 \div 0,06) d_{\text{нар}}$

Анкерная вилка

Ширина плеча	$(5 \div 6) d_{\text{ш}}$
Диаметр оси вилки	$\frac{3}{4} d_{\text{ш}}$
Диаметр ступицы	$(2 \div 2,5) d_{\text{оси}}$

Ходовое колесо и анкерную вилку изготовляют из латуни с высокими механическими свойствами; штифты — из углеродистой стали. Посадка штифтов в тело вилки должна быть особо прочной, так как они работают в неблагоприятных условиях.

5. АНКЕРНЫЙ ХОД С РАСПРЕДЕЛЕННЫМ ИМПУЛЬСОМ (рис. 50)

Швейцарский ход благодаря распределению импульса по палете и по зубу получил наибольшее распространение в наручных и карманных часах и малогабаритных будильниках, а также в приставных спусковых регуляторах и в приборах времени служебного назначения. В этом ходе применена более легкая и уравновешенная анкерная вилка, чем в английском ходе, что положительно сказывается на величине и стабильности амплитуды колебаний баланса.

По расположению плоскостей покоя и импульса на палетах ход подразделяют на три конструктивных разновидности:

Ход неравноплечий (рис. 51, а) — плоскости покоя обеих палет находятся на одинаковом расстоянии от оси вращения анкерной вилки. Такой ход функционирует с меньшими нарушениями периода колебаний баланса, поскольку моменты освобождения одинаковы. Неравенство плеч отрицательно сказывается на уравновешивании вилки.

Ход равноплечий (рис. 51, б) — моменты освобождения в этом ходе различные, поскольку радиусы плоскостей покоя палет неодинаковы. Момент освобождения на входной палете больше, чем на выходной.

Ход полуравноплечий (рис. 51, в) — представляет собой разновидность первых двух ходов. Плоскости покоя обеих палет смещены влево на один и тот же угол, равный примерно 0,25 угла импульса палеты, чем в известной степени достигается более удачное уравновешивание анкерной вилки и уменьшается разница в моментах освобождения.

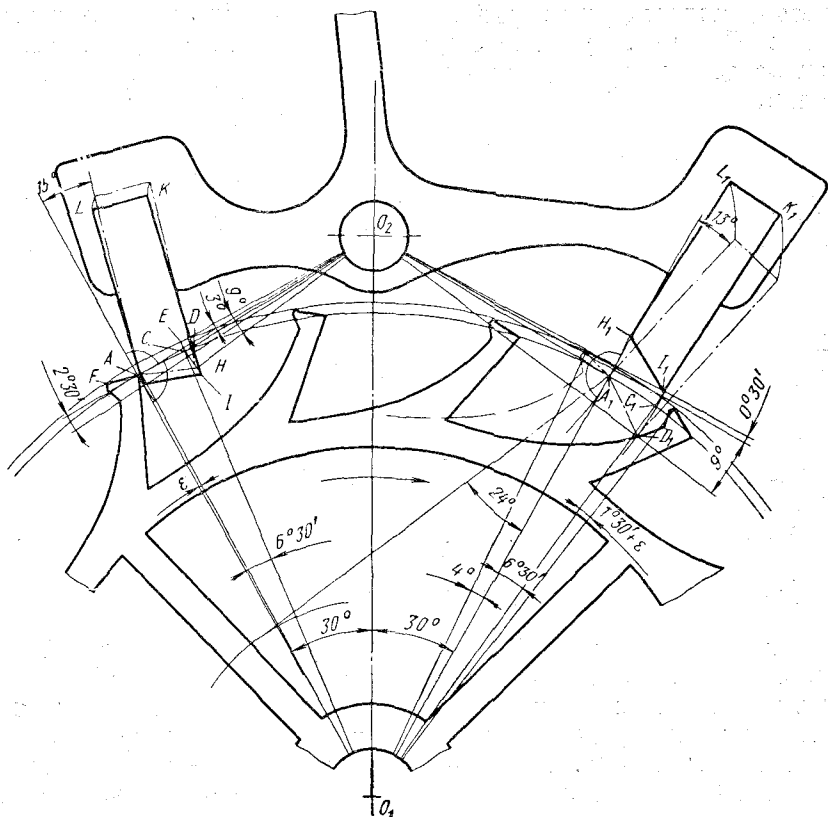


Рис. 50. Швейцарский анкерный ход

В целом трудно отдать предпочтение той или иной разновидности хода. Каждый из них имеет свои положительные и отрицательные стороны. Поэтому можно лишь рекомендовать применять неравноплечий ход в часовых механизмах с периодом колебаний баланса 0,6; 0,5 и 0,4 с, равноплечий ход — в часовых механизмах с периодом колебания баланса 0,4; 0,33; 0,25; 0,2 и 0,1 с, полуравноплечий ход — в часовых механизмах с периодами колебаний баланса 0,40; 0,33; 0,20 с.

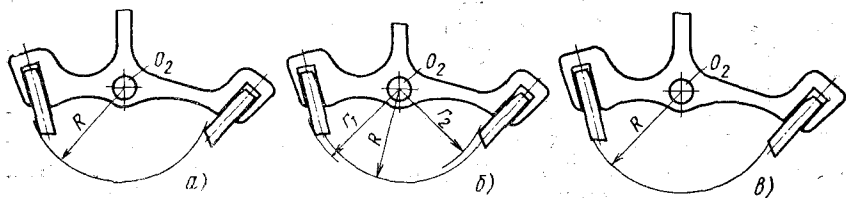


Рис. 51. Разновидности швейцарского хода:

a — неравноплечий анкерный ход; *б* — равноплечий анкерный ход; *в* — полуравноплечий анкерный ход

6. ДЕТАЛИ И ЭЛЕМЕНТЫ ПАЛЕТНОГО ХОДА И БАЛАНСА

Ход состоит из двух узлов: ходового колеса и анкерной вилки (рис. 52). К деталям хода относятся и ограничители вилки, монтируемые или обрабатываемые в платине (основании) часового механизма.

Ходовое колесо 1 в зависимости от периода колебаний баланса имеет число зубьев 12, 15, 18 и 21. Наибольшее распространение имеет колесо с 15 зубьями при периоде колебания $T = 0,4$ с; в новых конструкциях наручных часов с $T = 0,2$ с колесо имеет 21 зуб. На рис. 52 колесо имеет 15 зубьев.

Форма зуба фасонная; верхнюю плоскость 2 называют *плоскостью импульса*: для облегчения массы колеса и уменьшения трения по плоскости импульса снята боковая фаска 3; радиальную плоскость зуба 4 называют *плоскостью покоя*.

Колесо посажено на уступ триба 5. Колесо изготавливают из стали и термически обрабатывают; плоскости покоя и импульса шлифуют и полируют. Наружную поверхность колеса также шлифуют и полируют для предохранения от коррозии и придания колесу декоративного вида.

Анкерная вилка 10 имеет два плеча для монтажа в них палет 6 и 9. Палеты имеют плоскости импульса 7 и плоскости покоя 8, а также срезанные нерабочие грани для облегчения условий монтажа их в пазах вилки. Вилка посажена на ось 11. Эту часть вилки, с палетами, как и в несвободных ходах, называют *анкером*. В хвостовой части вилки расположены два фасонных рожка 12 и штифтокопье 13. Внутренние боковые стенки паза вилки имеют в сечении полуокружность для снижения потерь на трение от соприкосновения с импульсным камнем. Анкерную вилку изготавливают из стали и термически обрабатывают. Рабочие поверхности шлифуют и полируют.

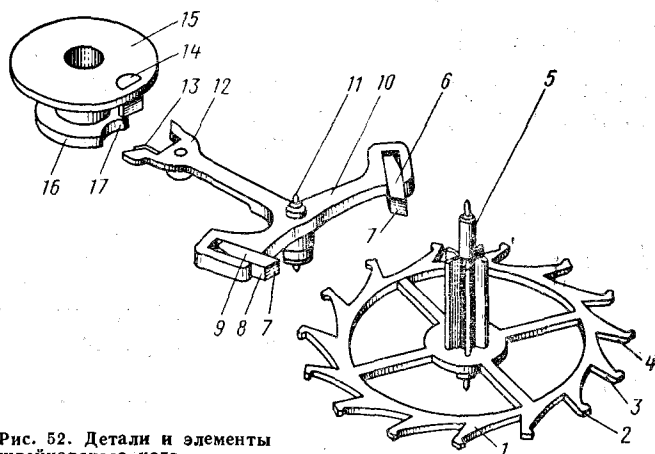


Рис. 52. Детали и элементы швейцарского хода

Наружную поверхность шлифуют и полируют для предохранения от коррозии и придания декоративного вида.

Палеты изготавливают из рубина, реже — из лейкосапфира. Плоскости импульса и покоя тщательно полируют алмазной пастой до 13-го класса шероховатости. На гранях плоскостей не допускаются сколы и выбоины, видимые в микроскоп при увеличении $32\times$. Палеты имеют в сечении прямоугольную форму.

Штифт-копье изготавливают из латуни с заострением на одном конце. Копье должно иметь пружинящие свойства. Вилка имеет сложную форму и малые габаритные размеры.

Двойной ролик баланса состоит из верхнего ролика 15, в котором закреплен импульсный камень 14, и нижнего ролика 16, в котором сделана выемка 17 для прохода копья. Верхний ролик называют *импульсным*, нижний — *предохранительным*. Рожки и копье в вилке служат предохранением от преждевременного переброса анкерной вилки из одного положения в другое в процессе функционирования хода.

Верхний и нижний ролики и цилиндрическая втулка составляют вместе одно целое. Импульсный камень и выемка в предохранительном ролике расположены на одном радиусе, проведенном из центра ролика. Импульсный камень имеет в сечении окружность со срезанным сегментом. В прежних конструкциях ходов импульсный камень имел в сечении форму эллипса, поэтому до сих пор в литературе и в производстве сохранился за ним этот термин. Импульсный камень и палеты изготавливают из рубина и лейкосапфира и также обрабатывают с высокой степенью точности и шероховатости. По своим габаритным размерам импульсный камень очень мал и, например, для наручных часов имеет массу 0,00006 г; 50 000 шт. камней имеют суммарный объем 1 см³. Двойной ролик изготавливают из стали или латуни. Цилиндрическую поверхность нижнего ролика тщательно полируют.

7. ОГРАНИЧИТЕЛИ ВИЛКИ

Для ограничения углов поворота вилки вправо и влево от положения линии центров служат ограничители (рис. 53). Они играют большую роль в работе хода, так как фиксируют основной параметр — угол покоя, назначенный по конструктивному чертежу. На рис. 53 слева показаны два штифта, выполняющие роль ограничителей; они

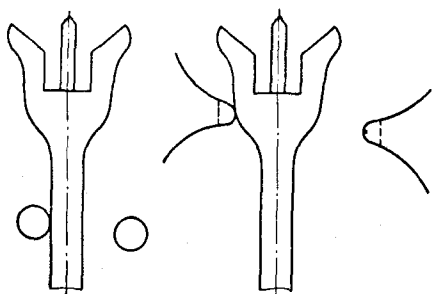


Рис. 53. Ограничители углов поворота анкерной вилки

запрессовываются в платину. На рис. 53 справа показаны два уступа, выполненные фрезерованием в платине, осуществляющие функцию ограничителей.

8. ПРИТЯЖКА ВИЛКИ

Взаимодействие баланса и анкерной вилки происходит на малом участке пути; остальной путь баланс проходит свободно, без кинематической связи с вилкой. Для свободного движения баланса, вилка должна быть прижата (притянута) к ограничительному штифту. Это осуществляется воздействием на нее зуба ходового колеса в точке P на плоскости покоя входной палеты (рис. 54).

При наличии притяжки исключается возможность соприкосновения копы анкерной вилки с предохранительной поверхностью двойного ролика и тем самым обеспечивается свободное прохождение балансом дополнительных дуг.

При отсутствии притяжки копы анкерной вилки может прижиматься к предохранительной поверхности двойного ролика, а это приводит к тому, что колебания баланса становятся несвободными.

Как показано на рис. 54, палета наклонена к зубу под углом α , который называют *углом притяжки*. Этот угол образуется продолжением радиуса O_1P и лучом Pu , направленным по плоскости покоя. При подъеме входной палеты на угол покоя τ на тот же угол увеличится и угол притяжки и станет равным $\alpha + \tau = \beta_1$. Нетрудно видеть, что на выходной палете угол притяжки α при подъеме плеча на угол покоя τ будет уменьшаться на тот же угол и станет равным $\alpha - \tau = \beta_2$. Таким образом, угол притяжки α будет изменяться от β_2 до β_1 . Угол поднутрения дан 24° .

Рассматривая условия равновесия ходового колеса и вилки неравноплечего хода в статическом состоянии (рис. 55), можно написать следующие два уравнения:

$$M_k - N_1 b - f N_1 a = 0;$$

$$M_{пр} - Nd + f Nc = 0,$$

где M_k — вращающий момент на оси ходового колеса; $M_{пр}$ — момент притяжки на оси анкерной вилки; f — коэффициент трения; a, b, c, d — плечи соответствующих сил.

Подставляя в уравнения значения R, r и угол α , получим

$$M_k - N_1 R \cos \alpha - f N_1 R \sin \alpha = 0;$$

$$M_{пр} - Nr \sin \alpha + f Nr \cos \alpha = 0.$$

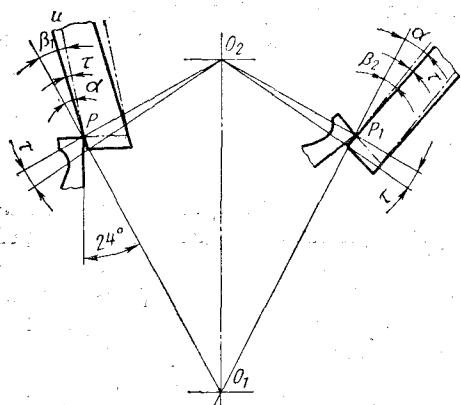


Рис. 54. Углы притяжки анкерной вилки

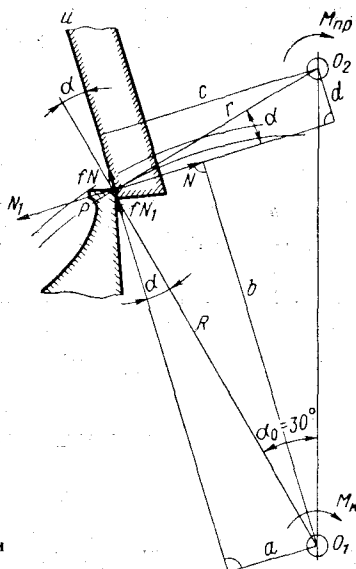


Рис. 55. Схема к определению момента притяжки

Поделим второе уравнение на первое, вынесем за скобки N и N_1 , R и r ; получим

$$\frac{M_{\text{пр}}}{M_{\text{к}}} = \frac{N}{N_1} \frac{r}{R} \frac{\sin \alpha - f \cos \alpha}{\cos \alpha + f \sin \alpha}.$$

Заменяя f на $\text{tg } \rho$, сокращая последнее выражение на N и N_1 и поделив числитель и знаменатель правого сомножителя на $\cos \alpha$, получим

$$\frac{M_{\text{пр}}}{M_{\text{к}}} = \frac{r}{R} \frac{\text{tg } \alpha - \text{tg } \rho}{1 + \text{tg } \alpha \text{tg } \rho}.$$

Множитель в правой части по теореме тангенсов есть $\text{tg } (\alpha - \rho)$.

Принимая во внимание, что $\frac{r}{R}$ есть $\text{tg } \alpha_0$, в окончательном виде формулу перепишем так:

$$M_{\text{пр}} = \text{tg } \alpha_0 \text{tg } (\alpha - \rho) M_{\text{к}}. \quad (72)$$

Эта формула показывает, что момент притяжки будет действовать при условии, если угол притяжки α больше угла трения ρ . При $\alpha = \rho$ множитель $\text{tg } (\alpha - \rho)$ обращается в нуль и никакой притяжки вилки к ограничительному штифту не будет. Момент притяжки зависит от разности углов, а не от абсолютных их значений.

Произведем подсчет значений момента притяжки при следующих данных хода: по условиям построения хода $\alpha_0 = 30^\circ$ и $\alpha = 12^\circ$; $\rho = 8^\circ 30'$ соответствует углу трения или коэффициенту трения стали по рубину $f = 0,15$.

Тогда

$$M_{пр} = 0,577 \operatorname{tg}(12^\circ - 8^\circ 30') M_k = 0,577 \cdot 0,06 M_k = 0,0346 M_k.$$

Если принять углы покоя на входной и выходной палетах равными 3° , то соответственно угол притяжки на входной палете будет изменяться от 12 до 15° , а на выходной палете — от 15 до 12° ; следовательно, момент притяжки будет изменяться на входной палете от $0,0346 M_k$ до $0,0658 M_k$, а на выходной палете — наоборот. Величина момента притяжки составляет в среднем 5% момента ходового колеса.

9. ОСВОБОЖДЕНИЕ ВИЛКИ

При движении баланса к положению равновесия он встретит на своем пути анкерную вилку, которую должен перевести из одного положения в другое. Прежде всего он должен отвести вилку от ограничительного штифта и, преодолев момент притяжки, освободить ходовое колесо для поворота его по часовой стрелке на половину шага. При входе импульсного камня в паз вилки происходит удар камня о стенку паза вилки, на что расходуется часть кинетической энергии баланса; вилка получает скорость и поворачивается на полный угол покоя, освобождая ходовое колесо для поворота на $1/2$ шага.

В стационарном положении, когда баланс остановлен, освобождение колеса и преодоление момента притяжки должно быть осуществлено с помощью момента спирали, поскольку освобождение происходит до положения равновесия. Полагая систему спускового регулятора в статическом равновесии (рис. 56), напишем следующие уравнения:

$$M_{осв} = N_a v + f N_a u = N_a (v + f u);$$

$$M_k = N_1 b - f N_1 a = N_1 (b - f a);$$

$$N d = -f N c + N_6 r_b + f N_6 \Delta,$$

где $M_{осв}$ — момент спирали, необходимый для освобождения; M_k — момент на ходовом колесе; N — нормальная

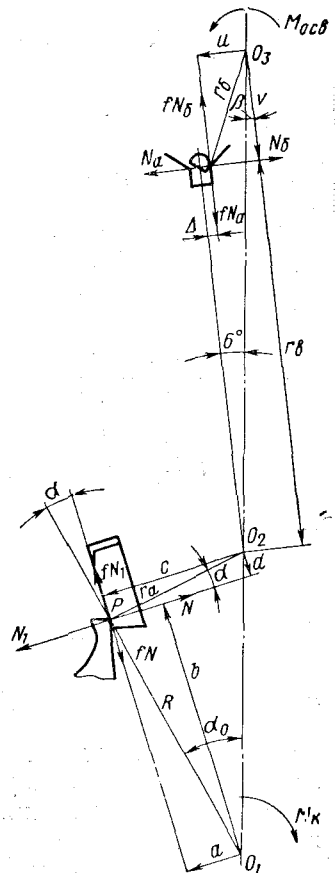


Рис. 56. Схема к определению момента освобождения

сила давления зуба колеса на плоскость покоя палеты; N_6 — нормальная сила давления импульсного камня на стенку паза вилки; fN — сила трения, возникающая при движении зуба колеса по палете; fN_6 — сила трения, возникающая при движении импульсного камня по стенке паза вилки; f — коэффициент трения; N_1 ; N_a ; fN_1 ; fN_a — реакция сил: N ; N_6 ; fN ; fN_6 .

Решим первые два уравнения:

$$\frac{M_{\text{осв}}}{M_{\text{к}}} = \frac{N_a(v + fu)}{N_1(b - fa)}.$$

Произведем преобразование третьего уравнения без учета последнего члена ввиду малости плеча Δ :

$$N_6 = \frac{N(d + fc)}{r_b},$$

где $N_6 = N_a$; $N_1 = N$.

Подставляя вместо N_a значение N_6 и сокращая уравнения на N и N_1 , получим

$$\frac{M_{\text{осв}}}{M_{\text{к}}} = \frac{d + fc}{b - fa} \frac{v + fu}{r_b}.$$

Производим замену плеч a, b, c, d, v, u радиусами R, r_a, r_6 и углами α и β :

$$d = r_a \sin \alpha; \quad c = r_a \cos \alpha;$$

$$b = R \cos \alpha; \quad a = R \sin \alpha; \quad v = r_6 \cos \beta; \quad u = r_6 \sin \beta.$$

Тогда

$$\frac{M_{\text{осв}}}{M_{\text{к}}} = \frac{r_a}{R} \frac{\sin \alpha + f \cos \alpha}{\cos \alpha - f \sin \alpha} \frac{r_6 (\cos \beta + f \sin \beta)}{r_b}.$$

Разделим первый множитель в правой части на $\cos \alpha$ и коэффициент f заменим на $\operatorname{tg} \rho$ (где ρ — угол трения):

$$\frac{M_{\text{осв}}}{M_{\text{к}}} = \frac{r_a (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \rho)}{R (1 - \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \rho)} \frac{r_6 (\cos \beta + f \sin \beta)}{r_b}.$$

Первый множитель по теореме тангенсов заменяем на $\operatorname{tg}(\alpha + \rho)$.

В окончательном виде последнюю формулу перепишем так:

$$M_{\text{осв}} = \frac{r_a}{R} \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \frac{r_6}{r_b} (\cos \beta + f \sin \beta) M_{\text{к}}. \quad (73)$$

Произведем подсчет момента освобождения на входной палете полуравноплечего анкерного хода по данным табл. 9.

Момент освобождения на выходной палете будет изменяться в тех же пределах, но в обратном порядке, т. е. в начале освобождения он равен $0,075M_{\text{к}}$ и в конце освобождения $0,064M_{\text{к}}$.

Таблица 9

Параметры	В начале освобождения	В конце освобождения
Угол отклонения баланса от положения равновесия $\pm\beta$	20° 00'	10° 00'
Угол притяжки α	12	15
Угол трения φ	8 30	8 30
Отношения $\frac{r_a}{R}$	0,577	0,577
$\frac{r_b}{r_B}$	0,30	0,30
Момент освобождения $M_{осв}$	0,064 M_K	0,075 M_K

В среднем момент освобождения равен $0,07M_K$. Заметим, что момент освобождения, отнесенный к оси O_2 , рассчитывают по формуле (73) без последнего множителя, и тогда $M_{осв} = \text{tg } \alpha_0 \text{ tg } \times (\alpha + \rho)$. Применяя те же значения углов α_0 ; α ; β ; ρ , что и по формуле (73), получим

$$M_{осв} = 0,577 \cdot 0,374 = 0,216M_K \text{ и } M_{осв} = 0,577 \cdot 0,435 = 0,251M_K. \text{ В среднем } M_{осв} = 0,2335M_K.$$

10. ФУНКЦИОНИРОВАНИЕ АНКЕРНОГО СПУСКОВОГО РЕГУЛЯТОРА

Различные моменты функционирования хода и баланса показаны на рис. 57. На рис. 57, а показано положение хода в момент покоя, когда ходовое колесо стоит на месте, опираясь зубом на плоскость покоя входной палеты; между задней плоскостью выходной палеты и пяткой зуба колеса имеется зазор. Левый рожек вилки прижат к ограничителному выступу, составляющему одно целое с платиной часов. Баланс со спиралью совершает свободные колебания против часовой стрелки (на рисунке показан лишь двойной ролик с импульсным камнем), приближаясь к положению равновесия. Угол, проходимый балансом в свободном состоянии, называют дополнительным углом.

На рис. 57, б показано начало освобождения, т. е. момент, когда баланс, приближаясь к положению равновесия и развив значительную скорость, вводит импульсный камень в паз анкерной вилки — происходит удар камня о боковую поверхность правого рожка. От удара вилка получает скорость и поворачивается на угол покоя; при этом зуб колеса отходит назад на угол $0^\circ 15'$, соприкасаясь с плоскостью покоя палеты, и по инерции отбрасывается назад на угол $\sim 0^\circ 15''$. Первый угол называют *углом статического* или *геометрического* отхода колеса назад (рис. 58, а); второй угол называют *углом динамического отхода* назад (рис. 58, б). На рис. 57, б отход колеса показан стрелкой.

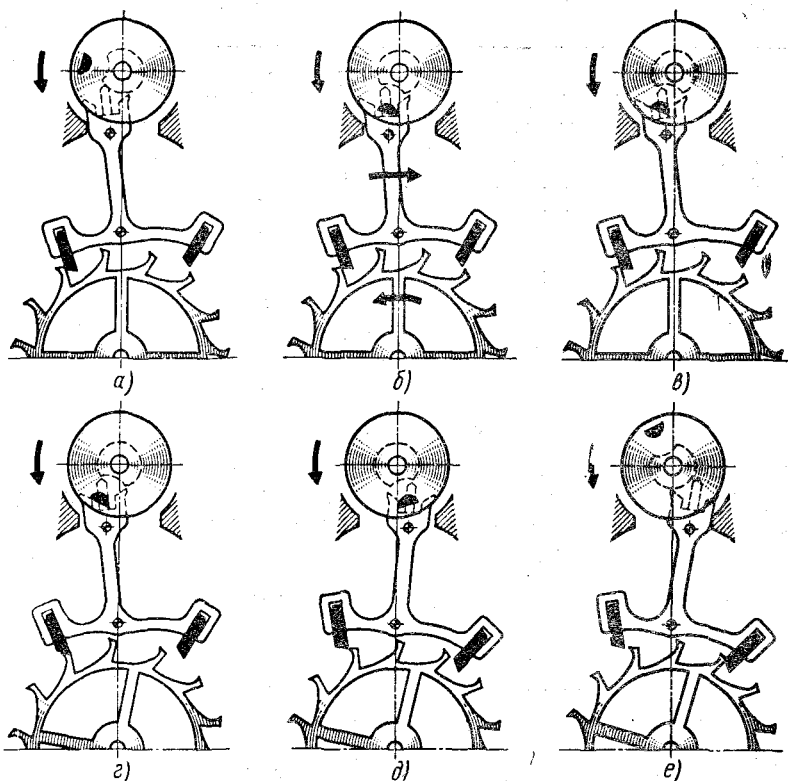


Рис. 57. Схема функционирования анкерного хода и баланса

На рис. 57, в показан момент начала импульса. Зуб колеса перешел на плоскость импульса палеты; левый рожек вилки отошел от ограничительного выступа на угол покоя и коснулся импульсного камня. Далее (рис. 57, г) зуб колеса скользит по плоскости импульса палеты и передает левым рожкой вилки импульс балансу.

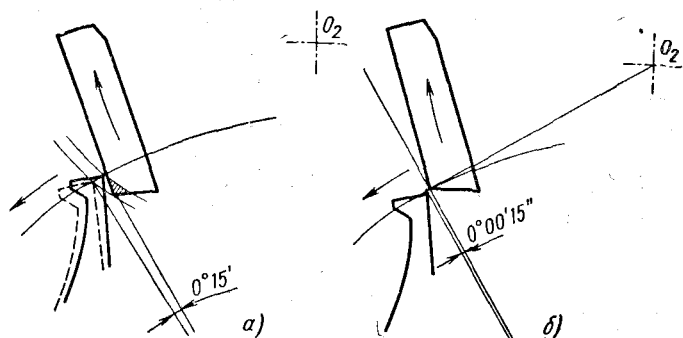
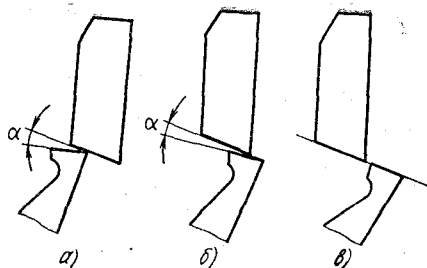


Рис. 58. Углы отхода анкерного колеса назад

Рис. 59. Схема расположения плоскостей импульса палеты и зуба



По окончании импульса по палете начинается импульс по зубу, т. е. передняя грань зуба сходит с плоскости импульса палеты и импульс передается плоскостью зуба по задней грани палеты.

На рис. 57, д показан момент, когда зуб колеса закончил передачу импульса, подняв палету вверх на угол импульса; левый рожек вилки также закончил передачу импульса балансу, а правый рожек вилки еще не коснулся ограничительного выступа; зуб колеса еще не упал на плоскость покоя выходной палеты.

На рис. 57, е дано положение покоя, когда зуб колеса упал на плоскость покоя выходной палеты, а правый рожек под действием момента притяжки прижат к ограничительному выступу. Баланс совершает свободные колебания, проходя второй дополнительный угол. Необходимо заметить, что передача импульса должна происходить за счет контакта передней грани зуба с плоскостью импульса палеты и задней грани палеты с плоскостью импульса зуба. Плоскости импульса не должны касаться одна другой, так как это приведет, вследствие их слипания, к остановке хода.

На рис. 59, а, б показано правильное положение плоскостей импульса; угол $\alpha \geq 5^\circ$; на рис. 59, в плоскости импульса расположены на одной прямой.

Между задней гранью входной и выходной палет и пяткой зуба имеется необходимый зазор, который называют *углом падения*. Величину его назначают от $1^\circ 30'$ до 2° . По окончании движения слева направо баланс вследствие максимального момента спирали начнет движение справа налево, повторив вновь циклы прохождения дополнительного угла, углов освобождения и импульса и второго дополнительного угла, завершив период колебания. Ходовое колесо повернется на один зуб.

11. ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА В ХОДЕ И БАЛАНСЕ

Чтобы правильное функционирование хода и баланса не нарушалось резкими толчками и другими внешними воздействиями, у анкерной вилки и баланса есть предохранительные устройства. Представим себе, что анкерная вилка имеет укороченное копые или вовсе его не имеет и от резкого толчка левый рожек отошел от ограничительного штифта настолько, что зуб колеса перешел на плоскость импульса палеты. Тогда вилка под действием момента, передаваемого от колеса, повернется на полный угол и правый рожек коснется ограничительного штифта.

Баланс, возвращаясь к положению равновесия слева направо, не сможет ввести импульсный камень в паз вилки, а ударит им по наружной поверхности левого рожка и остановится (рис. 60, а). В большинстве случаев от такого жесткого удара происходит разрушение камня. Во избежание преждевременного хода вилки из одного положения в другое и остановка баланса в хвостовой части вилки закрепляют копьё (штифт) с заостренной вершиной, а на двойном ролике баланса устанавливают предохранительную цилиндрическую поверхность с выемкой. При резких толчках хвост вилки отходит от ограничительного штифта, копьё касается предохранительной поверхности ролика и не дает возможности зубу колеса перейти на плоскость импульса (рис. 60, б). Следовательно, зазор между копьём и предохранительной поверхностью ролика должен быть в угловом измерении меньше угла покоя. Зазор этот необходим для того, чтобы избежать трения копьё о поверхность ролика при правильном функционировании хода. Трение, возникающее между копьём и предохранительной поверхностью ролика в момент резких толчков, должно быть минимальным и не нарушать свободных колебаний баланса. С этой целью рабочие поверхности копьё и ролика обрабатывают до 10—11-го классов шероховатости.

Чтобы анкерная вилка могла совершать поворот от одного ограничительного штифта к другому при нормальном функционировании хода и копьё могло свободно пройти, в предохранительном ролике сделана специальная выемка на одном радиусе с импульсным камнем. В момент захода импульсного камня в паз вилки копьё войдет в выемку ролика и даст возможность вилке переместиться из одного положения в другое.

Может случиться так, что резкий толчок произойдет в момент захода копьё в выемку (рис. 60, в). Тогда предохранительные функции переходят к одному из рожков вилки. Рожок будет упираться в импульсный камень и не даст зубу колеса перейти на плоскость импульса палеты. Следовательно, зазор между рожком и импульсным камнем должен быть меньше угла покоя, но больше зазора

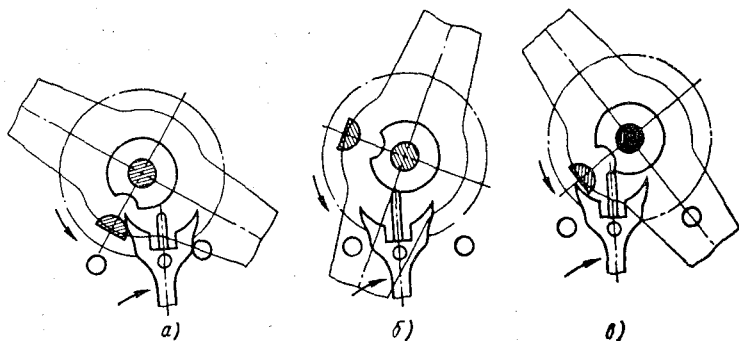


Рис. 60. Схема действия предохранительных устройств в анкерном ходе

Рис. 61. Схема передачи силового момента — импульса: анкерное колесо—баланс

между копьём и предохранительной поверхностью ролика. Это необходимо для того, чтобы при соприкосновении копы с предохранительной поверхностью импульсный камень мог свободно войти в паз вилки, не касаясь рожков.

12. ПЕРЕДАЧА СИЛОВЫХ ИМПУЛЬСОВ

Рассмотрим, каким образом происходит передача силового импульса в свободном анкерном ходе. На рис. 61 дано положение входной палеты и зуба колеса в момент передачи импульса по палете до положения равновесия. Рассматривая условия равновесия колеса, вилки и баланса в статическом состоянии, можно написать следующие три уравнения:

$$M_k - N_1 a - f N_1 b = 0;$$

$$N_6 r_B + f N_6 \Delta - N c + f N d = 0;$$

$$M_{\text{имп}} - N_a v + f N_a u = 0,$$

где M_k — момент на оси ходового колеса; $M_{\text{имп}}$ — момент импульса на оси баланса; N — нормальная сила, действующая на палету; N_1 — реакция силы N ; $N_1 = N$; N_a — нормальная сила, действующая на импульсный камень; N_6 — реакция силы N_a ; f — коэффициент трения; a, b, c, d, v, u — плечи соответствующих сил, переменные по величине, в зависимости от угла поворота колеса и баланса, причем $d = \text{const}$ при передаче импульса по палете и $b = \text{const}$ при передаче импульса по зубу.

Решим совместно три уравнения:

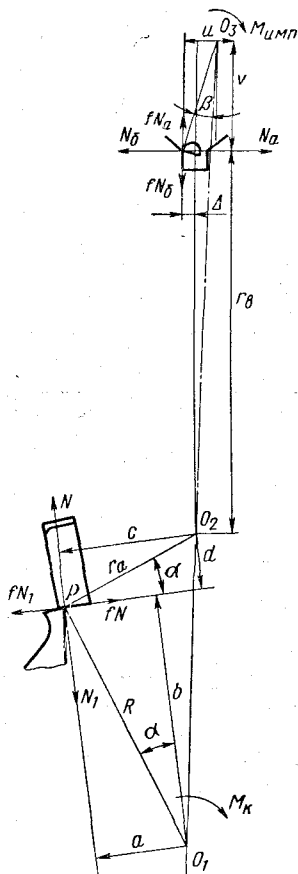
$$M_{\text{имп}} = \frac{N_a (v - fu)}{N_1 (a + fb)} M_k.$$

Перепишем уравнения для N_6 , исключив из него член $f N_6 \Delta$, ввиду малости плеча Δ .

$$N_6 = \frac{N (c - fd)}{r_B}.$$

Подставляя полученное выражение в последнюю формулу для $M_{\text{имп}}$ вместо N_a и сокращая на N/N_1 , будем иметь

$$M_{\text{имп}} = \frac{c - fd}{a + fb} \frac{v - fu}{r_B} M_k.$$



Произведем в этой формуле замену плеч радиусами R , r_a и r_b :

$$c = r_a \cos \alpha; a = R \sin \alpha; v = r_b \cos \beta;$$

$$d = r_a \sin \alpha; b = R \cos \alpha; u = r_b \sin \beta.$$

Тогда

$$\frac{M_{\text{имп}}}{M_{\text{к}}} = \frac{r_a}{R} \frac{r_b}{r_b} \frac{(\cos \alpha - f \sin \alpha)}{(\sin \alpha + f \cos \alpha)} (\cos \beta - f \sin \beta).$$

Разделим правый член на $\cos \alpha$ и заменим f на $\text{tg } \rho$. Тогда

$$\frac{M_{\text{имп}}}{M_{\text{к}}} = \frac{r_a}{R} \frac{r_b}{r_b} \cdot \frac{1 - \text{tg } \rho \text{tg } \alpha}{\text{tg } \alpha + \text{tg } \rho} (\cos \beta - f \sin \beta).$$

Производим замену правого члена на $\text{tg } (\alpha + \rho)$; тогда в окончательном виде формулу можно записать так:

$$M_{\text{имп}} = \frac{r_a}{R} \frac{r_b}{r_b} \frac{\cos \beta - f \sin \beta}{\text{tg } (\alpha + \rho)} M_{\text{к}}. \quad (74)$$

Подсчитаем момент импульса на входной палете, задаваясь значениями параметров по табл. 10.

Рассуждая аналогично, подсчитаем момент импульса на выходной палете, задаваясь значениями параметров по табл. 11.

На основании приведенных значений параметров, на рис. 62 дан график изменения моментов освобождения и импульса на входной и выходной палетах полуравноплечего анкерного хода применительно к калибру наручных часов К-26. Параметры α и r_a/R определены графическим путем. Параметры β и r_b/r_a приняты по чертежу (см. рис. 70). Параметр ρ соответствует коэффициенту трения $f = 0,12$.

Таблица 10

Параметры	Импульс по палете		Импульс по зубу	
	в начале	в конце	в начале	в конце
Угол отклонения баланса от положения равновесия β	-10°	$+10^\circ$	$+10^\circ$	$+20^\circ$
Угол трения ρ	7°	7°	7°	7°
Отношение $\frac{r_a}{R}$	0,60	0,50	0,50	0,50
Отношение $\frac{r_b}{r_a}$	0,30	0,30	0,30	0,30
Угол импульса α	$27^\circ 30'$	26°	22°	29°
Момент импульса $M_{\text{имп}}$	$0,252 M_{\text{к}}$	$0,222 M_{\text{к}}$	$0,261 M_{\text{к}}$	$0,186 M_{\text{к}}$

Параметры	Импульс по палете		Импульс по зубу	
	в начале	в конце	в начале	в конце
Угол отклонения баланса от положения равновесия β	-10°	$+10^\circ$	$+10^\circ$	$+20^\circ$
Угол трения ρ	7°	7°	7°	7°
Отношение $\frac{r_a}{R}$	0,56	0,68	0,68	0,68
Отношение $\frac{r_b}{r_v}$	0,30	0,30	0,30	0,30
Угол импульса α , град	36°	22°	18°	21°
Момент импульса $M_{имп}$	$0,174 M_k$	$0,355 M_k$	$0,422 M_k$	$0,346 M_k$

Данные кривые с известным приближением можно считать типовыми для наручных часов других калибров.

Как видим из табличных данных и из графиков, приведенных на рис. 62, момент импульса больше момента освобождения примерно в 4,5 раза.

При переходе с плоскости импульса палеты на плоскость импульса зуба происходит увеличение момента на входной и особенно на выходной палете. Это объясняется различными углами наклона плоскостей импульса палеты и зуба в момент перехода. Это явление характерно для анкерных свободных ходов с распределенным импульсом. Такого явления нет в английском палетно-анкерном ходе.

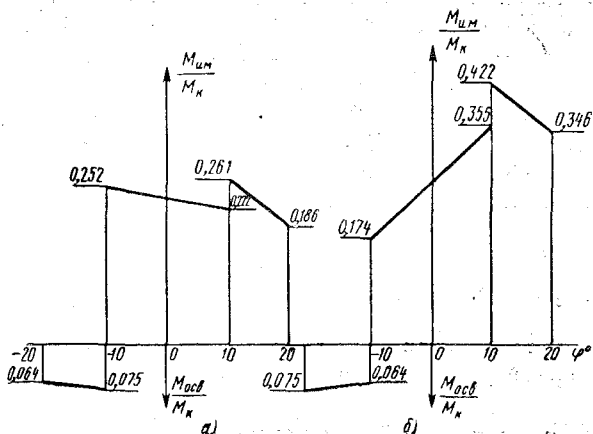


Рис. 62. Импульсные кривые: а — для входной палеты; б — для выходной палеты]

13. ОСТАНОВ НА ПЛОСКОСТИ ИМПУЛЬСА И НА ПЛОСКОСТИ ПОКОЯ ПАЛЕТЫ

Работа хода осуществляется за счет двух источников энергии: заводной пружины, передающей вращающий момент на ходовое колесо, и спиральной пружины баланса, создающей при деформации вращающий момент. Если заводная пружина спущена и момента на ходовом колесе нет, то баланс и вилка занимают положение равновесия (рис. 63). Импульсный камень находится в пазу вилки в свободном состоянии. зуб ходового колеса лежит на плоскости импульса палеты. При заводке пружины на 1—1,5 оборота на ходовом колесе появляется момент, достаточный для подъема вилки и толчка балансу для начала его движения из положения равновесия.

Практически при остановке часов импульсный камень прижат к правой или левой поверхности паза вилки. Происходит это в результате неточной установки спирали по отношению импульсного камня (нет «выкачки») или наличия остаточного момента пружины, обусловленного действием собачки и барабанного колеса.

При движении баланса от положения равновесия спиральная пружина будет закручиваться и момент ее M_6 будет возрастать пропорционально углу закручивания, в то время как момент анкерной вилки остается при данном угле закручивания практически постоянным. Может наступить такое положение, когда момент анкерной вилки M_a будет уравновешен моментом спирали M_6 ; баланс будет остановлен, а зуб колеса еще не сойдет с плоскости импульса. Это явление носит название *остановки на плоскости импульса*. Это явление может произойти только после положения равновесия, так как до положения равновесия момент анкерной вилки и момент спирали действуют в одном направлении. Найдем угол отклонения баланса от положения равновесия, при котором произошел останов баланса на плоскости импульса. Будем считать $M_a = \text{const}$, а момент спирали $M_6 = K\varphi$, где K — момент спирали при $\varphi = 1$ рад; угол закручивания спирали — от 0 до Φ ($\Phi \approx 290^\circ$).

На рис. 64 показана схема остановки хода на плоскости импульса. Сила N толкает импульсный камень вправо, ей противодействует сила N_1 , равная по величине N и противоположно ей направленная. Рассматривая условия равновесия системы в статическом состоянии, напишем два уравнения:

$$M_B = N_1 r_B;$$

$$M_6 = Nb.$$

Подставляя значение $K\varphi$ в последнюю формулу и разделив первое уравнение на второе, будем иметь

$$\frac{M_B}{K\varphi} = \frac{r_B}{b} \text{ или } \varphi \geq \frac{M_B}{K} \frac{b}{r_B}.$$

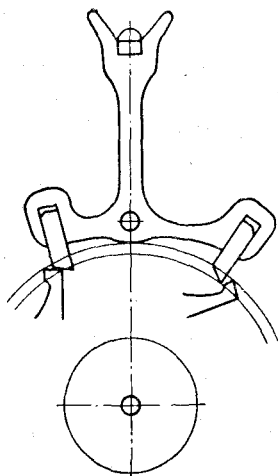


Рис. 63. Положение равновесия хода и баланса

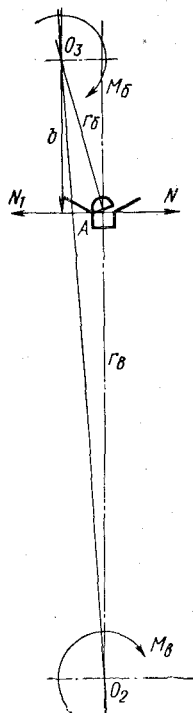


Рис. 64. Схема остановки хода на плоскости импульса

Заменяя плечо b радиусом r_6 , получим

$$\varphi \geq \frac{M_B r_6}{K r_B}.$$

При заданном значении угла подъема вилки 10° и угла подъема баланса 30° отношение $r_6/r_B = 0,33$.

Полагая $M_B/K = 1$, находим $\varphi = 0,33$ рад, что соответствует углу 19° . Это означает, что остановка на плоскости импульса может произойти при отклонении баланса от положения равновесия на 19° . При взятых значениях углов вилки и баланса контакт импульсного камня с рожком вилки продолжается лишь до угла 15° (отклонение баланса от положения равновесия). Значит, остановки на плоскости импульса не будет. Если выбрать вилку длиннее, а угол подъема сохранить тот же, т. е. 10° , и угол подъема баланса β соответственно удлиненной вилке увеличить до 40° , с тем чтобы отношение $r_6/r_B = 0,25$, то $\varphi = 0,25$ рад $\approx 14^\circ 32'$. В этом случае произойдет остановка на плоскости импульса, так как контакт импульсного камня с рожком вилки будет продолжаться от положения равновесия при угле $\varphi = 20^\circ$. Чтобы избежать остановки на плоскости импульса, нужно отношение M_B/K подобрать так, чтобы оно было больше 1,4. Тогда $\varphi = 1,4 \cdot 0,25 = 0,35$ рад $\approx 20^\circ 5'$.

Рассмотрим останов на плоскости покоя.

При движении баланса к положению равновесия кинетическая энергия его непрерывно возрастает за счет раскручивания спиральной пружины. Импульсный камень, войдя в паз вилки, произведет удар о стенку рожка; от удара вилка получит скорость и повернется на угол покоя. Если часы были остановлены в момент, когда зуб колеса лежал на плоскости покоя (кинетическая энергия равна нулю), то для подъема вилки, т. е. для преодоления момента притяжки, требуется приложить момент освобождения.

Необходимо определить, при каком угле φ_1 отклонения баланса от положения равновесия будет иметь место равенство момента освобождения и момента притяжки в статическом состоянии, т. е. произойдет останов на покое. Принимая значения $r_6/r_B = 0,33$; подъем вилки 10° , подъем баланса 30° , устанавливаем, что равновесие должно произойти при угле $\varphi = 15^\circ - 6^\circ = 9^\circ$ (или $0,157$ рад) от положения равновесия, где 6° — угол освобождения баланса при угле покоя вилки 2° . Следовательно, чтобы не было останова на плоскости покоя, выражение $M_B/K = 0,4$, тогда $\varphi_1 = 0,4 \cdot 0,33 = 0,132 < 0,157$ рад. В этом случае равенство моментов наступит при угле $\varphi_1 = 0,132$ рад, что соответствует углу $7^\circ 30'$. Таким образом, останов на плоскости покоя не может быть, поскольку импульс уже начался при $\varphi = 9^\circ$.

Останов на плоскости покоя возможен только до положения равновесия — до начала импульса.

Необходимо иметь в виду, что в обыкновенных часах остановы на плоскости импульса и на плоскости покоя не имеют места, так как часы все время находятся в ходу. Эти явления присущи секундомерам во время останова и пуска их из статического состояния. В секундомерах эти явления недопустимы. Поэтому при расчетах конструкции необходимо провести поверочный расчет часового механизма как на останов на плоскости импульса, так и на останов на плоскости покоя.

Остановы на плоскости импульса и на плоскости покоя происходят в случаях, указанных ниже.

Останов на плоскости импульса

Неправильная установка баланса и спирали при сборке. Импульсный камень и вилка не находятся на линии центров при спущенной заводной пружине: нет «выкачки»

Заводная пружина недостаточно сильна, а баланс слишком тяжелый (большая жесткость спирали)

Плохая полировка импульсных плоскостей палеты и зуба

Слишком большой угол подъема баланса (длинная вилка и малый двойной ролик)

Останов на плоскости покоя

Большой угол покоя и большой угол притяжки

Легкий баланс и сильная заводная пружина (малая жесткость спирали)

Плохая полировка плоскости покоя палеты

Малый угол подъема баланса (короткая вилка и большой двойной ролик)

14. ВЛИЯНИЕ СИЛОВЫХ ИМПУЛЬСОВ НА ТОЧНОСТЬ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ СПУСКОВОГО РЕГУЛЯТОРА

Передача силовых импульсов от ходового колеса на систему баланс—спираль была рассмотрена в статическом состоянии без учета динамических явлений. Таким же образом определялись моменты притяжки и освобождения.

В действительности же при функционировании баланса и хода в течение полупериода колебаний происходит несколько ударов, нарушающих синусоидальность колебаний.

Рассмотрим, какое влияние на точность функционирования баланса и хода оказывают удары (кинетическая энергия), передаваемые с баланса на ходовое колесо и обратно.

При возвращении баланса из крайнего левого положения к положению равновесия его угловая скорость возрастает. Вблизи положения равновесия баланс встречает препятствие в виде стенки паза анкерной вилки; импульсный камень входит в паз вилки и ударяет о правую его стенку (рис. 65, а). Происходит *первый удар*. От удара возникает звук, который принято называть *шумом освобождения*. Этот звук наиболее точно определяет период колебания и его принято наносить на диаграмму записи суточного хода.

При ударе часть кинетической энергии баланса сообщается анкерной вилке в виде *мгновенного импульса*.

Незначительная часть кинетической энергии переходит в тепло.

Анкерная вилка поворачивается на угол покоя. Одновременно палета входа отводит ходовое колесо назад на угол $\approx 15'$ (см. рис. 58). При отводе колеса назад возникает новый сравнительно слабый звук, который накладывается на первый звук.

После подъема вилки на угол покоя ходовое колесо под действием момента начинает вращение по часовой стрелке, и зуб колеса падает на плоскость импульса входной палеты. Происходит *второй удар* (рис. 65, б). От второго удара возникает звук более сильный, чем первый звук, но менее точный по периоду. Звук от второго удара принято называть *шумом импульса*. Одновременно со вторым ударом происходит *третий удар* (рис. 65, в) левой стенки паза вилки по импульсному камню.

Этот звук слабее звука импульса и он накладывается на второй звук, удлиняя запись периода импульса на осциллограмме шумов.

После второго и третьего ударов начинается передача силового импульса от ходового колеса балансу. Импульс начинается до положения равновесия и заканчивается за ним. Передаваемый импульс по сравнению с мгновенным импульсом действует на большем пути, почему и называется затяжным.

При скоростной киносъемке работы баланса и хода наручных часов выявлено, что между первым и вторым ударами в пазу

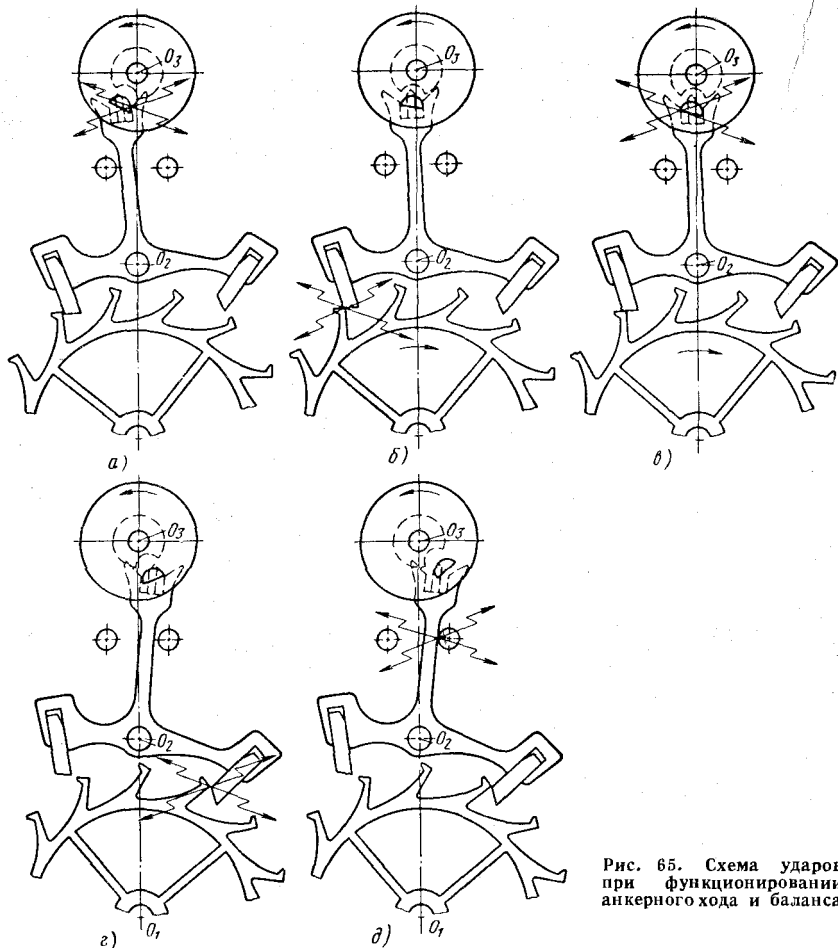


Рис. 65. Схема ударов при функционировании анкерного хода и баланса

вилки возникает несколько дробных импульсов слабой силы, которые на осциллограмме не фиксируются.

После окончания импульса на входной палете зуб колеса свободно проходит угол падения и падает на плоскость покоя выходной палеты; происходит *четвертый удар* (рис. 65, г).

Угловая скорость ходового колеса выше, чем в начале импульса. Поэтому звук удара по силе самый мощный, но на период колебания он влияния не оказывает, поскольку баланс в это время совершает свободные колебания. Звук, возникающий от этого удара, принято называть *шумом падения*.

При *пятом ударе* происходит притяжка анкерной вилки к ограничительному штифту (рис. 65, д). Звук, возникающий от этого удара, слабее, чем каждый из первых четырех, но самый продолжительный по времени. Этот звук накладывается на звук падения и удлиняет запись периода на осциллограмме.

Таким образом, из пяти ударов, происходящих при функционировании хода и баланса за полупериод, наиболее важными являются три удара: освобождения *I*, импульса *II* и падения *IV*.

На рис. 66 приведена осциллограмма этих шумов. Расстояние x характеризует продолжительность функционирования хода и баланса; $x = 0,008$ с при полупериоде $T/2 = 0,2$ с, или 4%. По масштабу осциллограммы продолжительность периода освобождения составляет 0,005 с, продолжительность периода импульса 0,003 с.

Из сказанного следует, что удары *I* и *II*, действующие на систему, приводят к нарушению синусоидальности периода колебаний. Условимся называть колебания баланса *нисходящими*, если они происходят в направлении от положения наибольшего отклонения баланса (φ_{\max}) к положению равновесия ($\varphi = 0$), и *восходящими*, если они происходят в направлении от положения равновесия к положению наибольшего отклонения баланса.

Установлено следующее.

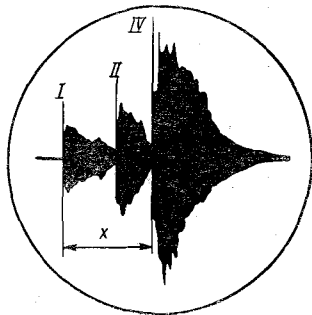
1. При нисходящем колебании период уменьшается, если силовой импульс действует в направлении движения баланса, и, наоборот, увеличивается, если силовой импульс действует в направлении, противоположном движению баланса.

Сила (момент) притяжки, действующая в направлении, противоположном движению баланса, увеличивает период колебания баланса, и это увеличение будет тем больше, чем дальше от положения равновесия будет контакт импульсного камня с рожком анкерной вилки. В этом случае предпочтительнее иметь анкерные хода с минимальным углом поворота анкерной вилки и с малым углом притяжки. Передача импульса продолжается и за положением равновесия на интервале, определяемом конструкцией хода.

2. При восходящем колебании период увеличивается, если силовой импульс действует в направлении движения баланса, и, наоборот, уменьшается, если силовой импульс действует в направлении, противоположном движению баланса.

Силовой импульс, передаваемый за положение равновесия, увеличивает период колебания. Чем больше будет путь взаимодействия анкерной вилки и баланса, тем больше будет влияние импульса на период колебания. Следовательно, и в этом случае угол поворота анкерной вилки должен быть минимальным.

3. Период остается неизменным, если силовой импульс действует мгновенно в момент прохождения балансом положения равновесия.



Эти три положения известны в теории хронометрии как *теорема Эри*.

Изменения периода колебания до и после положения равновесия взаимно компенсируются, если баланс проходит равные углы при колебаниях по часовой и против часовой стрелки. Изменение величины силового импульса приводит к изменению амплитуды и периода колебания баланса. Можно получить $T = \text{const}$, если стабилизировать величину передаваемого импульса. Для этого применяют специальные устройства — стабилизаторы, о которых будет сказано ниже.

Необходимо заметить: чем больше кинетическая энергия баланса, тем меньшее влияние оказывает силовой импульс на период колебания.

15. РАБОТА И КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ СВОБОДНОГО АНКЕРНОГО ХОДА

Рассчитаем работу баланса и хода, пользуясь данными графика, приведенного на рис. 62.

Работа определяется как произведение момента на пройденный путь в радианах:

$$A = M\varphi. \quad (75)$$

Принимаем средние значения моментов освобождения и импульса. Момент на ходовом колесе принимаем $M_{\text{max}} = 0,2 \text{ г} \cdot \text{мм}$.

Работа освобождения на входной палете

$$A_{\text{осв. вх}} = 0,07 \cdot 0,2 \cdot 0,17 = 0,00238 \text{ г} \cdot \text{мм} = 2,33 \cdot 10^{-8} \text{ Дж},$$

где $0,07 \cdot 0,2$ — величина момента освобождения; $0,17$ — угол освобождения $\varphi = 10^\circ$.

Работа освобождения на выходной палете одинакова с работой на входной палете:

$$A_{\text{осв. вых}} = 0,0238 \text{ г} \cdot \text{мм} = 2,33 \cdot 10^{-8} \text{ Дж}.$$

Работа импульса по плоскости входной палеты

$$A_{\text{имп. п}} = 0,237 \cdot 0,2 \cdot 0,35 = 0,0166 \text{ г} \cdot \text{мм} = 16,26 \cdot 10^{-8} \text{ Дж}.$$

Работа импульса по плоскости зуба

$$A_{\text{имп. з}} = 0,223 \cdot 0,2 \cdot 0,17 = 0,00762 \text{ г} \cdot \text{мм} = 7,47 \cdot 10^{-8} \text{ Дж}.$$

Суммарная работа импульса на входной палете

$$A_{\text{сум}} = (16,26 + 7,47) \cdot 10^{-8} = 23,73 \cdot 10^{-8} \text{ Дж}.$$

Работа импульса по плоскости выходной палеты

$$A_{\text{имп. п}} = 0,265 \cdot 0,2 \cdot 0,35 = 0,0185 \text{ г} \cdot \text{мм} = 18,13 \cdot 10^{-8} \text{ Дж}.$$

Работа импульса по плоскости зуба

$$A_{\text{имп. з}} = 0,384 \cdot 0,2 \cdot 0,17 = 0,013 \text{ г} \cdot \text{мм} = 12,74 \cdot 10^{-8} \text{ Дж}.$$

Суммарная работа импульса на выходной палете

$$A_{\text{сум}} = (18,13 + 12,74) 10^{-8} = 30,87 \cdot 10^{-8} \text{ Дж.}$$

Работа импульса ходового колеса равна произведению момента на угол поворота. Угол поворота колеса для входной и выходной палет равен 12° , или $0,21$ рад. Момент колеса при полностью заведенной пружине равен $0,2$ г·мм; следовательно,

$$A_{\text{к}} = 0,2 \cdot 0,21 = 0,042 \text{ г} \cdot \text{мм} = 41,16 \cdot 10^{-8} \text{ Дж.}$$

Коэффициент полезного действия анкерного полуравноплечего хода равен отношению работы импульса баланса к работе импульса ходового колеса:

на входной палете

$$\eta_{\text{вх}} = \frac{A_{\text{б}}}{A_{\text{к}}} = \frac{23,73}{41,16} = 0,576,$$

на выходной палете

$$\eta_{\text{вых}} = \frac{A_{\text{б}}}{A_{\text{к}}} = \frac{30,87}{41,16} = 0,75;$$

$$\eta_{\text{ср}} = \frac{0,576 + 0,75}{2} = 66,3\%.$$

Определить работу баланса и хода можно и графическим путем. По рис. 62 площадь графика от -20° до -10° есть работа освобождения на входной палете. Площадь графика от -10° до $+10^\circ$ есть работа импульса по плоскости входной палеты и от $+10^\circ$ до $+20^\circ$ — работа импульса по плоскости зуба. Аналогично определение работы и для выходной палеты.

В зависимости от конструктивных параметров хода и баланса к. п. д. варьируют в небольших пределах.

Работу и к. п. д. хода определяли в предположении, что:

- 1) колебательная система баланс — спираль уравновешена;
- 2) применена плоская спираль с наружной концевой кривой;
- 3) колебательная система компенсирована на температуру и
- 4) магнитные поля отсутствуют, атмосферное давление не учитывается.

16. СТАБИЛИЗАТОРЫ

В переносных приборах времени, имеющих в качестве двигателя заводную пружину, величина передаваемого момента от двигателя к ходовому колесу по мере раскручивания пружины убывает. Это вызывает снижение амплитуды баланса, что приводит к потере точности хода. Помимо снижения момента заводной пружины, на величину периода и амплитуды колебаний баланса оказывают влияние и другие факторы: ошибки в исполнении колесной системы, изменение величины полезной нагрузки в технических приборах времени и т. д.

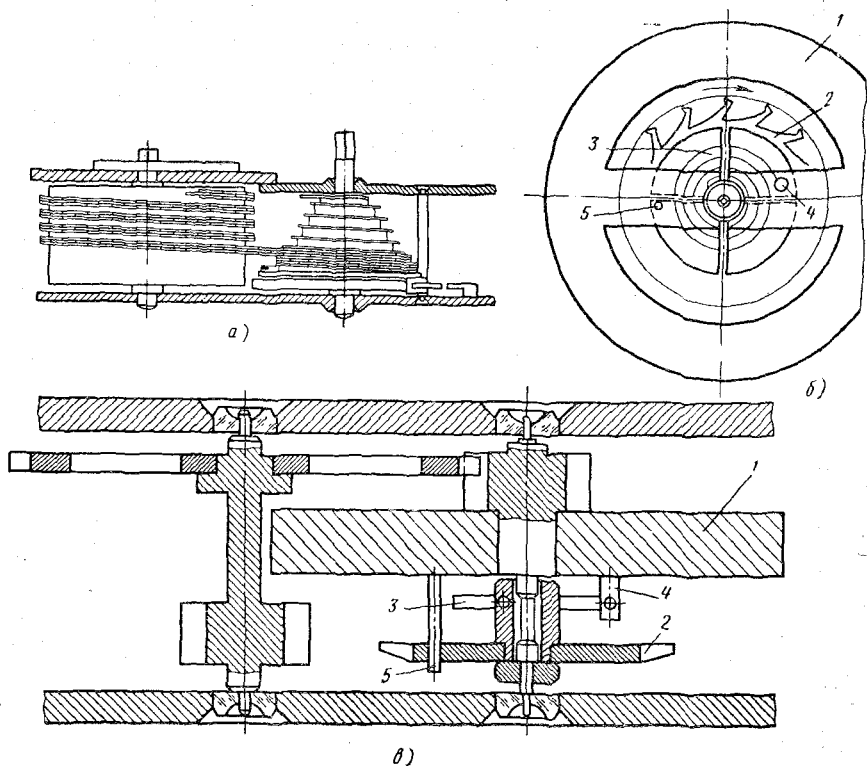


Рис. 67. Стабилизаторы:

а — момента; б — импульса; в — инерционного стабилизатора импульса

Чтобы обеспечить высокую стабильность периода колебаний баланса, в часовых механизмах применяют дополнительные устройства, которые по принципу действия можно разделить на три вида: стабилизатор момента, стабилизатор импульса и стабилизатор амплитуды.

Стабилизатор момента (улитку) применяют в морских хронометрах для выравнивания момента, передаваемого от барабана — двигателя непосредственно на стабилизатор (рис. 67, а).

Стабилизатор импульса (рис. 67, б)* представляет собой дополнительный узел анкерного хода, состоящий из двух основных деталей: инерционного диска (груза) 1 и спирали 3, посаженных на ось ходового триба. На рис. 67, в показана конструкция стабилизатора, известного под названием инерционный *импульсный стабилизатор*. На оси ходового триба закреплен инерционный диск 1. В нем закреплены штифты 4 и 5. Штифт 5 входит свободно в отверстие (окно) между спицами ходового колеса 2. В штифте 4 закреплена наружным витком спираль 3 (типа спирали баланса).

* Позиции на рис. 67, б и в совпадают.

На оси ходового триба свободно посажена втулка с закрепленным на ней ходовым колесом. Внутренний виток спирали закреплен во втулке.

Работа стабилизатора происходит следующим образом.

В положении, когда зуб ходового колеса лежит на плоскости покоя палеты, штифт 5 давит на спицу ходового колеса, поскольку на ходовой триб и инерционный диск постоянно действует момент, передаваемый секундным колесом. Освобождение анкерной вилки, т. е. поворот ее на угол покоя, происходит за счет кинетической энергии баланса. В момент перехода зуба колеса на плоскость импульса ходовое колесо начинает вращаться по часовой стрелке с большей угловой скоростью, чем инерционный диск, так как момент инерции колеса во много раз меньше момента инерции диска. Следовательно, спица колеса отойдет от штифта 5, и ходовое колесо получает вращающий момент от спирали, предварительно закрученной. По окончании передачи импульса другой зуб ходового колеса упадет на плоскость покоя второй палеты. Инерционный диск, продолжая начатое движение, будет вновь закручивать спираль до тех пор, пока штифт 5 вновь не коснется спицы колеса. Так как углы поворота спирали постоянны, то и момент, передаваемый ею на ходовое колесо, будет постоянным. Следовательно, и импульсы, передаваемые балансу, будут стабильны.

Кроме улитки и инерционного импульсного стабилизатора, имеются конструкции рычажных и планетарных импульсных стабилизаторов момента и импульса. Следует заметить, что стабилизаторы усложняют конструкцию хода, на работу их затрачивается дополнительная энергия и коэффициент полезного действия снижается на 10—15%. Поэтому применение их в приборах времени может быть оправдано только требованиями высокой точности хода.

Стабилизатор амплитуды выравнивает амплитуду колебаний баланса, выдерживая ее в жестких пределах ($\pm 5^\circ$). Такой стабилизатор, действуя непосредственно на обод баланса, обеспечивает высокую стабильность периода колебаний баланса. Стабилизатор очень чувствителен к воздействию внешних сил и вибраций, а поэтому и не получил применения в переносных приборах времени.

17. ПОСТРОЕНИЕ ПОЛУРАВНОПЛЕЧЕГО АНКЕРНОГО ХОДА

Построение хода (микст) выполняют в следующей последовательности.

1. Выписывают основные параметры хода, заданные техническими условиями на проектирование часового механизма. Эти параметры носят название *исходных данных*. К ним относятся калибр (габаритный размер), период и число колебаний баланса, число зубьев колеса, межцентровые расстояния.

2. На основании исходных данных по нормативным материалам определяют следующие параметры: диаметр ходового колеса, соотношение радиусов анкерной вилки и двойного ролика баланса, углы притяжки, покоя, импульса, падения, потерянного пути.

3. В процессе построения хода уточняют углы импульса раздельно по зубу и по палете, определяют размеры палет: ширину, длину, направление плоскостей импульса. При отсутствии нормативных материалов параметры хода определяют при построении.

Построение хода выполняют в два этапа. Первый этап — построение системы ходовое колесо — анкерная вилка и второй этап — построение системы рожки анкерной вилки — двойной ролик баланса, включая и ограничители вилки. Построение хода осуществляют в большинстве случаев в масштабе $100 : 1$. За начальное положение принимают положение зуба колеса на плоскости покоя входной или выходной палеты, при этом положение рожков вилки в конце импульса будет на входной или выходной палетах.

На рис. 68 показан полуравноплечий ход с параметрами системы ходовое колесо — анкерная вилка. Число зубьев колеса $z = 15$; следовательно, шаг зуба $\tau = \frac{360^\circ}{15} = 24^\circ$.

Построение выполняем следующим образом. На листе бумаги проводим оси координат. За начало координат примем точку O_1 — центр (ось) вращения ходового колеса. Радиусом $R_k = 100$ мм проводим действующую окружность колеса. Откладываем от оси ординат угол обхвата $\alpha_0 = \pm 30^\circ$ и из центра O_1 проводим два луча до пересечения их с действующей окружностью в точках A и A_1 . Откладываем влево от точек A и A_1 угловую ширину дуг $1^\circ 30'$, что составляет $\sim 1/4$ часть угловой ширины палет, и проводим из центра O_1 лучи до пересечения их с действующей окружностью в точках B и B_1 . Через эти точки проводим касательные линии к действующей окружности, которые пересекутся в точке O_2 на оси ординат. Точка O_2 есть центр вращения анкерной вилки. Точность графического построения проверяем аналитическим путем. Межцентровое расстояние O_1O_2 — гипотенуза, а радиусы O_1B и O_2B — катеты прямоугольного треугольника O_1BO_2 . При $O_1B = R_k = 1$ имеем

$$O_1O_2 = \frac{R_k}{\cos 31^\circ 30'} = 1,17R_k \text{ и } O_2B = R_k \operatorname{tg} 31^\circ 30' = 0,6128R_k.$$

Далее строим угол импульса и угол падения колеса. От лучей O_1B и O_1B_1 откладываем вправо по действующей окружности угловую ширину плоскостей импульса палет $6^\circ 30'$, из центра O_1 проводим соответствующие лучи до пересечения их с действующей окружностью в точках C и C_1 . Далее от луча O_1B откладываем влево угловую ширину плоскости импульса зуба колеса 4° и из центра O_1 проводим соответствующий луч. Угол поднутрения зуба назначим 24° и проведем из точки B под этим углом к радиусу

O_1B прямую, начальный отрезок которой будет *плоскостью покоя зуба*. От точки C откладываем вправо угол падения $1^\circ 30'$. Таким образом, угол поворота колеса составит $6^\circ 30' + 4^\circ + 1^\circ 30' = 12^\circ$, или половину углового шага. Далее выполним построение углов и плоскостей на входной и выходной палетах с одновременным оформлением плоскости импульса зуба.

От луча O_2B откладываем вверх угол импульса по зубу 3° и проводим из точки O_2 луч до пересечения его с продолжением луча O_1C в точке E . Радиусом O_1E проводим внешнюю окружность колеса; пересечение ее с продолжением луча O_1C_1 даст точку E_1 , а пересечение окружности в точке F с лучом, проведенным из точки O_1 под углом 4° , определит длину и направление плоскости импульса зуба BF .

Из точки O_2 через точку E проводим луч, от него откладываем вниз угол импульса 9° и проводим луч до пересечения его с дугой окружности радиуса O_2C в точке D .

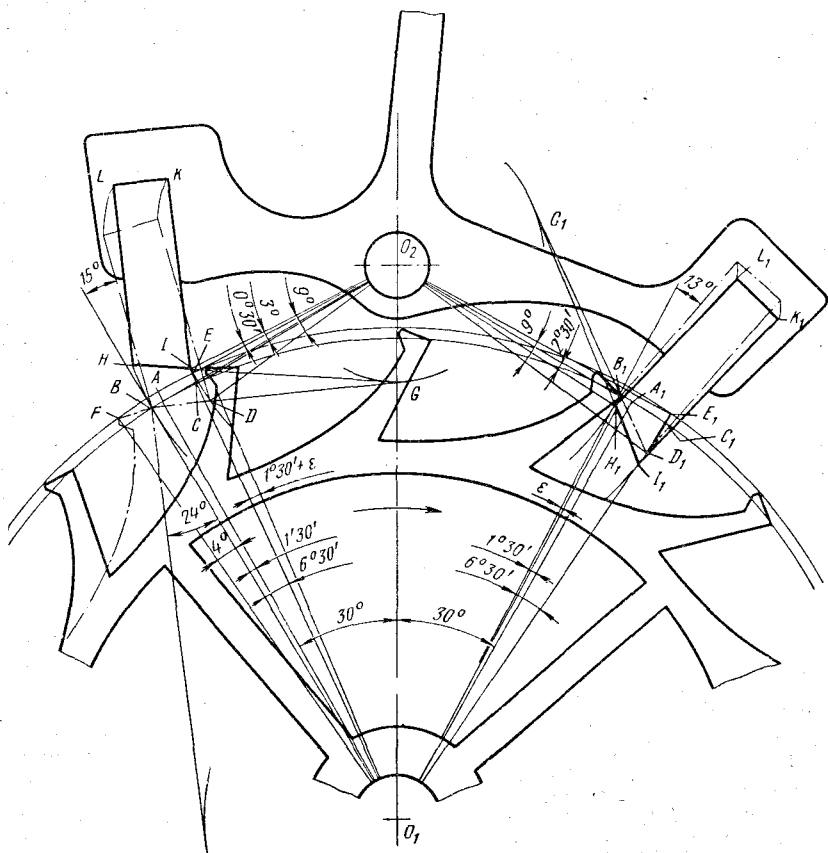


Рис. 68. Построение системы ходовое колесо — анкерная вилка

То же самое выполним на выходной палете и получим точку D_1 . Таким образом, угол импульса на входной и выходной палетах будет $9^\circ - 3^\circ = 6^\circ$.

От луча O_2E откладываем вверх угол потерянного пути $0^\circ 30'$ и проводим луч O_2I .

Угол потерянного пути необходим для гарантии, что зуб колеса по окончании импульса свободно пройдет под палетой.

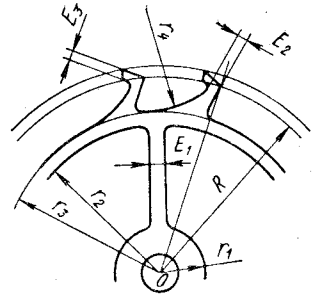
Чтобы определить направление плоскостей покоя палет, прием углы притяжки на входной палете максимум 15° и на выходной палете минимум 13° . Проводим из точек B и B_1 пунктирные прямые под этими углами с продолжениями радиусов O_1B и O_1B_1 и получим направление плоскостей покоя. Проведем из точек D и D_1 пунктирные прямые, параллельные плоскостям покоя, получим направление задних плоскостей палет. Далее построим угол покоя на выходной палете. От луча O_2B_1 откладываем вниз угол покоя $2^\circ 30'$ и проводим луч до пересечения его в точке H_1 с продолжением прямой линии B_1L_1 , проведенной через точку B_1 под углом $15^\circ 30'$ ($13^\circ + 2^\circ 30'$) к лучу O_1B_1 . Прямая H_1L_1 есть проекция действительной плоскости покоя выходной палеты. Поворот точки D_1 на угол $2^\circ 30'$ даст ей новое положение — точку I_1 .

Соединим точки H_1 и I_1 прямой; получим проекцию действительной плоскости импульса выходной палеты. Прямая I_1K_1 будет проекцией задней плоскости палеты. Соединим точки L_1 и K_1 прямой, перпендикулярной к параллельным прямым; получим линейную ширину выходной палеты. Длину ее I_1K_1 выбирают примерно в 3—3,5 раза больше ширины.

Построение плоскостей покоя и импульса входной палеты выполняют следующим образом. Поворачивая точки B и D на угол $9^\circ 30'$ вокруг центра O_2 , получим для них новое положение точек H и I . Соединяя их прямой, получим проекцию действительной плоскости импульса входной палеты. Проводим из точки B вверх прямую под углом $24^\circ 30'$ ($15^\circ + 9^\circ 30'$) к продолжению луча O_1B и из точек H и I параллельные прямые к ней HL и IK ; получим проекции действительной плоскости покоя и задней плоскости входной палеты. Прямая LK есть линейная ширина входной палеты. Таким образом, угол качания вилки равен $9^\circ + 2^\circ 30' + 0^\circ 30' = 12^\circ$, где 9° — угол импульса по палете и зубу, $2^\circ 30'$ — угол покоя и $0^\circ 30'$ — угол потерянного пути. Углы притяжки изменяются на входной палете от $12^\circ 30'$ до 15° и на выходной палете от $15^\circ 30'$ до 13° . Обозначенный на чертеже угол ϵ есть угол отхода назад зуба колеса при подъеме палеты на угол покоя. Этот угол самостоятельно не учитывают ввиду его малости ($15'15''$), он входит в состав угла падения ($1^\circ 30'$). По этой же причине не учитывают и *угол потерь*. Этот угол образуется лучами O_2B и O_2C . При вращении колеса грань зуба пройдет через точку C и не сможет поднять палету на угол 6° ($9^\circ - 3^\circ$) до луча O_2B . Угол потерь незначителен по величине по сравнению с углом импульса 9° и поэтому его в расчет не принимают.

Рис. 69. Конструктивные размеры ходового колеса в мм:

$$R = 1; \quad r_1 = 0,2; \quad r_2 = 0,7; \quad r_3 = 0,76; \quad r_4 = 0,6; \\ E_1 = 0,065 \pm 0,050; \quad E_2 = 0,050 - 0,035; \quad E_3 = 0,018 - 0,015$$



Угол потерь нельзя смешивать с углом потеряннного пути.

Таким образом, разница в построении полуравноплечего хода по сравнению с неравноплечим и равноплечим заключается лишь в переносе плоскостей покоя вправо на $1/4$ часть плоскостей импульса и, следовательно, к изменению палетных плеч анкерной вилки, т. е. к некоторому выравниванию моментов импульса на входной и выходной палетах и некоторому нарушению равенства моментов освобождения. Полуравноплечие хода, называемые для краткости «микст», что означает «смешанные», в наручных часах получили наибольшее распространение. Как положительный конструктивный момент — следует отметить следующее. Центр O_2 отстоит несколько дальше от внешней окружности колеса. Это дает возможность назначить более надёжную по толщине стенку отверстия под ось анкерной вилки и обеспечить соответственно более свободный проход зуба колеса вокруг выступа.

Форма зуба и колеса в целом, а также форма плеч вилки определяются конструктивно. Необходимо учитывать, что при опускании выходной палеты ее задняя грань не должна упираться в нерабочую поверхность зуба. На рис. 69 приведены рекомендуемые соотношения конструктивных элементов колеса в зависимости от действующего радиуса R . Ниже приведены параметры ходового колеса и анкерной вилки.

Наименование параметра	Значение параметра
Ходовое колесо	
Угловая ширина импульса	10° 30'
Угол обхвата $2\alpha_0$	60
Шаг зуба в угловом измерении τ	24
Угловое смещение плоскостей покоя:	
по палете	1 30
по зубу	4
Угол падения	1 30
Угол поворота колеса	12
Угол поднутрения зуба	24
Число зубьев	15
Радиус действующей окружности колеса R принят за единицу	
Анкерная вилка	
Угол притяжки:	
на входной палете максимальный	15° 00'
на выходной палете минимальный	13 00

Угол покоя на входной и выходной палетах	2°30'
Угол потерянного пути на входной и выходной палетах	0 30
Угол импульса:	9
по палете	6
по зубу	3
Угол качения 2α	12

Затем переходим ко второму этапу — построению системы анкерная вилка—двойной ролик, включая ограничительные штифты. Определим аналитическим путем зависимости между действующими радиусами анкерной вилки и двойного ролика.

Для этого воспользуемся теоремой синусов: $\frac{\sin \alpha}{r_6} = \frac{\sin \beta}{r_B} = \frac{\sin \gamma}{O_2O_3}$ (рис. 70), где углы α и β — соответственно половина угла подъема вилки и баланса; O_2O_3 — межцентровое расстояние ($A = 5,35$ мм); r_6 и r_B — радиусы двойного ролика и вилки.

Учитывая, что $\sin \gamma = \sin [180^\circ - (\alpha + \beta)]$, равенства можно переписать так:

$$\sin \gamma = \sin (\alpha + \beta); r_6 = \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} r_B; O_2O_3 = \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\sin \beta} r_B.$$

Заменяем углы α и β их значениями, приведенными ниже; определяем значения $r_6 = 0,3r_B$; $O_2O_3 = 1,28r_B$. Радиус вилки r_B принят за единицу.

Наименование параметра	Значение параметра
Анкерная вилка	
Угол покоя	2° 30'
Угол качания 2α	12
Угол потерянного пути	0 30
Зазор между рожком и импульсным камнем в угловом измерении	1 30
Зазор между копьем и предохранительным роликом в угловом измерении	1
Радиус действующей окружности r_B , мм	4
Диаметр копия, мм	0,16
Зазор между импульсным камнем и стенками паза вилки, мм	0,02—0,03
Двойной ролик	
Угол подъема баланса 2β	40°
Зазор в выемке ролика для копия, мм	0,15
Диаметр импульсного камня $0,15r_B$, мм	0,60
Высота усеченной части ($2/3$ диаметра камня), мм	0,40
Радиус окружности импульсного ролика, мм	1,40
Радиус окружности предохранительного ролика (0,5 радиуса импульсного), мм	0,70

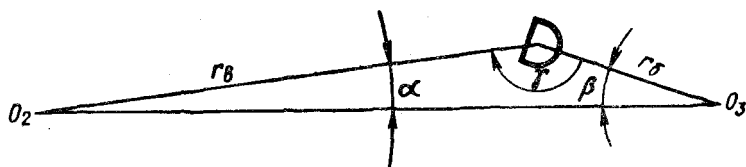


Рис. 70. Зависимость между радиусами анкерной вилки и двойного ролика

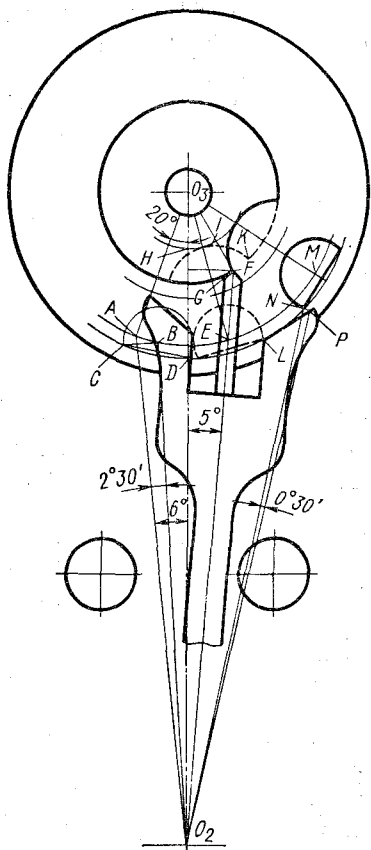
Рис. 71. Построение системы анкерная вилка—двойной ролик

После определения действующих радиусов и межцентрового расстояния приступаем к построению вилки и двойного ролика. На листе бумаги в масштабе 100 : 1 наносим центры O_2O_3 (рис. 71) и проводим из центра O_2 луч под углом 6° к линии центров и из центра O_3 луч под углом 20° до пересечения их в точке A . Луч O_2A есть действующий радиус вилки r_v , а луч O_3A — действующий радиус двойного ролика r_6 . Положение линии O_2A под углом 6° к линии центров означает, что вилка прижата к ограничительному штифту, а зуб колеса находится на плоскости покоя выходной палеты (слева штифт выходной палеты).

Откладываем от линии O_2A вправо угол $2^\circ 30'$ и проводим из точки O_2 луч до пересечения с дугой окружности в точке B . Дуга окружности образована действующим радиусом r_v . В точке B производим построение формы импульсного камня. Диаметр камня принят равным $0,15r_v$, или 0,60 мм. Высота усеченной части камня принята равной $\frac{2}{3}$ диаметра, или 0,40 мм.

Восстановив перпендикуляр в точке B к лучу до пересечения его с окружностью камня, получим точку C , наиболее удаленную точку камня от центра O_3 . Точка C и аналогичная ей точка D определяют хорду CD . Импульсный камень закреплен в большом ролике; толщину наружной стенки выберем 0,15 мм, после чего проводим наружную окружность большого ролика радиусом 1,4 мм. Окружность малого ролика проводим радиусом, равным 0,5 радиуса большого ролика.

Далее приступаем к построению паза вилки. Ширину паза назначаем равной диаметру камня с зазором 0,02—0,03 мм (на рис. 71 этот зазор не показан). Глубину паза назначаем равной 0,8 ширины. После оформления паза устанавливаем размеры копы. Диаметр копы принимаем равным 0,16 мм, учитывая при этом устойчивость его при случайных ударах.



На рис. 71 показано положение вилки в момент, когда она отклонена вправо от линии центров на 5° , т. е. когда зуб колеса находится еще на плоскости покоя входной палеты, а баланс, совершая свободные колебания, приближается к положению равновесия. Функции предохранения от копыя в точке F переходят к рожку в точке P . В этом положении графически определяется длина копыя и направление плоскости среза GF , которая является касательной к предохранительной поверхности ролика в точке F . При притяжке вилки к правому предохранительному штифту зазор между копыем и предохранительным роликом будет равен 1° , а между рожком и импульсным камнем $1^\circ 30'$.

Радиусом O_2F проводят дугу до линии центров O_2O_3 и этим определяют глубину захода копыя в предохранительный ролик. Для гарантии свободного прохода копыя создаем выемку в предохранительном ролике с зазором 0,15 мм. Глубина выемки определится точкой H , а ширина выемки равна *угловой ширине* паза вилки, линейно измеренной на линии центров. Ширину выемки откладываем вправо от точки F , а глубину — к центру O_3 , до дуги окружности с радиусом O_3H .

Рассмотрим проектирование рожков вилки.

Для правильного функционирования хода зазор между импульсным камнем и рожками согласно приведенным данным должен быть $1^\circ 30'$, т. е. больше зазора между копыем и предохранительной поверхностью ролика и меньше угла покоя, как было установлено ранее.

На рис. 71 этот зазор в точке L , так же как в точке F , равен нулю, а в точке P равен $0^\circ 30'$. При падении вилки к ограниченному штифту на 1° этот зазор станет равным $1^\circ 30'$. В положении, показанном на рисунке, точка N — граница минимальной длины правого рожка, когда начинается предохранение, и точка M — граница максимальной длины рожка.

Откладываем от луча O_2N вправо угол $0^\circ 30'$ и проводим из центра O_2 соответствующий луч. Радиусом O_2N проводим дугу окружности до пересечения с лучом и получаем точку P , которая графически определяет вершину рожка. Соединяя точки L и P прямой линией или дугой окружности, получим предохранительную поверхность правого рожка. Левый рожок строим симметричным правому.

При соединении точек L и P дугой окружности, радиус и центр дуги определяют следующим образом. При положении вилки, прикасаясь к одному из штифтов, из точки L радиусом O_3A делают засечку на дуге окружности, проведенной через точку O_3 радиусом O_2O_3 . Из засечки, как из центра, радиусом O_3A проводят дугу окружности через точку L . Левый рожок оформляется аналогично. Оформление предохранительных поверхностей рожков по дугам окружностей предпочтительнее, чем оформление прямыми линиями; в этом случае более стабильным сохраняется зазор на всей поверхности рожка. Внешний контур рожков оформляется кон-

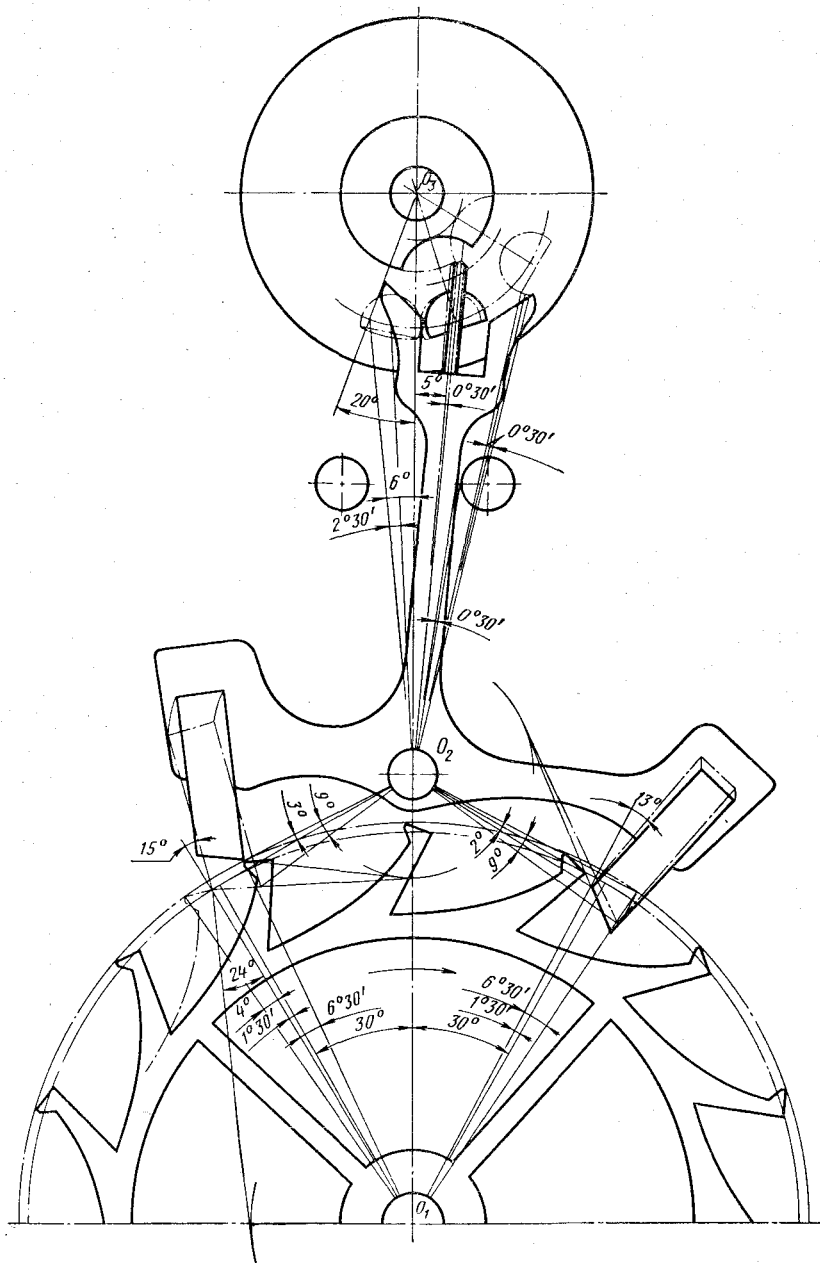


Рис. 72. Полуравноплечий анкерный ход

структивно. Положение ограничительных штифтов определяют примерно на расстоянии от $\frac{1}{2}$ до $\frac{2}{3}$ длины вилки. На рис. 72 показан ход в собранном виде.

18. ХРОНОМЕТРОВЫЙ СПУСКОВОЙ РЕГУЛЯТОР

В приборах времени высокого класса точности — хронометрах, служащих эталонами времени на морских и воздушных кораблях, в геологических экспедициях и при научных исследованиях применяют хронометровый спусковой регулятор.

Среднее отклонение суточного хода E морского хронометра по ГОСТ 8916—70 допускается для 2-го класса точности до $\pm 0,35$ с, для 1-го — до $\pm 0,17$ с. Хронометры отнесены к классу переносных приборов времени, но они могут работать только в горизонтальном положении, в отличие от приборов времени с анкерным ходом и балансом, работающих в любом положении. Горизонтальное положение хронометра обеспечивается установкой его на карданном подвесе, а при транспортировке предусмотрены специальные амортизаторы.

Спусковой хронометровый регулятор принципиально отличается от спускового анкерного свободного регулятора. В хронометровом регуляторе силовой импульс с ходового колеса передается системе баланс—спираль один раз за полный период колебания и соответственно один раз получает от осциллятора малый интервал времени.

В хронометровом ходе нет анкерной вилки, и передача силового импульса происходит непосредственно — взаимодействием зуба колеса и импульсного камня верхнего ролика баланса. Функции освобождения колеса и передачу малого интервала времени выполняет камень нижнего ролика баланса. Функцию покоя колеса выполняет специальная пружина с запрессованным в ней камнем. Пружину крепят в специальной колодке и она представляет собой отдельный узел хода.

История изобретения хронометрового хода, а вместе с ним и хронометра, весьма интересна. В связи с развитием в средние века торговли и мореплавания возникла острая необходимость в более точном определении двух географических координат: широты и долготы; определить широту довольно просто: она равна угловому расстоянию полярной звезды от горизонта. Определение долготы возможно было только с помощью точных часов. За изобретение таких часов были объявлены государственные премии довольно крупных размеров.

Конкурсы объявили Испания, Голландия, Англия и Франция. В Англии была организована специальная комиссия, в работах которой принимал деятельное участие Исаак Ньютон. В конкурсе принимал участие и Христиан Гюйгенс. В Англии Джон Гаррисон в 1735 г. создал три хронометра и проверил их в морском плавании Лондон—Лиссабон. За эту работу он получил в 1749 г. золотую медаль. В 1761 г. сын Д. Гаррисона на корабле, который следовал на остров Ямайку, сопровождал хронометр; по возвращении было установлено что корабль, управляемый с помощью хронометра, за 161 день отклонился от курса на 65". Такая точность определения долготы в секундах была выше установленной по конкурсу, и Д. Гаррисон имел право на получение объявленной премии.

Во Франции творцом хронометра был Пьер Леруа, создавший в 1748 г. хронометровый ход с пружиной покоя. Кроме Д. Гаррисона и П. Леруа, творцами хронометровых ходов были Джон Арнольд, Фердинанд Берту, Авраам Бреге, Томас Ирншау и др.

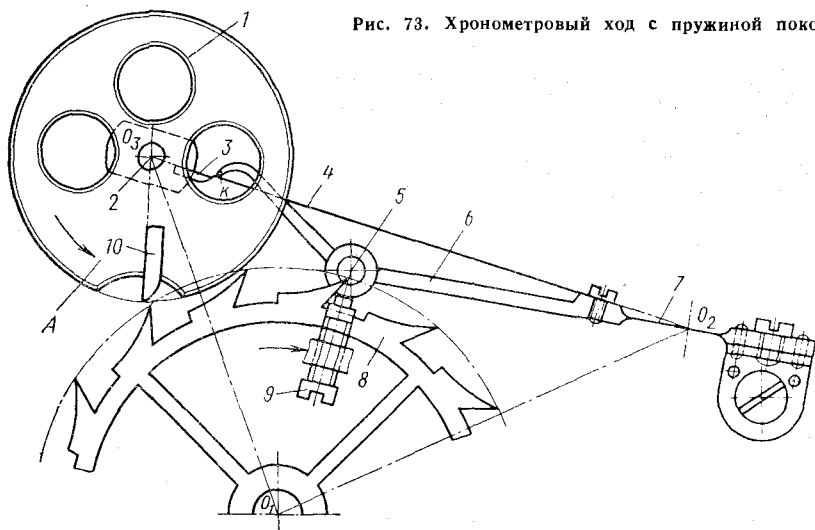
Хронометровый ход появился на 25 лет раньше свободного анкерного хода. К настоящему времени хронометровые хода мало отличаются от конструкций, которые были созданы в 18-м столетии. Из всех конструкций наибольшее применение получил ход с пружиной покоя.

19. ХРОНОМЕТРОВЫЙ ХОД С ПРУЖИНОЙ ПОКОЯ

Такой ход (рис. 73) состоит из ходового колеса 8, пружины покоя 6, верхнего ролика 1 и нижнего ролика 2.

Ходовое колесо (центр O_1) имеет 15 зубьев с остроконечной формой вершины, напоминающей форму зуба колеса в ходе Грахама. Пружина покоя закреплена в колодке винтом с двумя направляющими штифтами. Часть пружины вблизи колодки (участок 7) может изгибаться в точке O_2 . В середине пружины имеется утолщение цилиндрической формы, в которое запрессовывается камень 5, называемый *палетой покоя*. Камень имеет форму полуцилиндра, его устанавливают плоскостью покоя под углом притяжки к зубу колеса. Левый рычаг пружины изогнут и оканчивается вершиной K . К пружине покоя прикреплена одним концом тонкая эластичная пружинка 4, опирающаяся своим свободным концом на вершину K пружины покоя, причем свободный конец пружинки 4 несколько выступает за вершину K , как показано на рисунке. Пружинка 4 носит название *спусковой пружинки*, в производстве ее называют *золотой пружинкой*. Пружинка 4 находится на прямой, соединяющей центры O_2O_3 . На оси баланса (центр O_3) посажены два ролика; верхний 1, называемый *импульсным*, и нижний 2, называе-

Рис. 73. Хронометровый ход с пружиной покоя



мый *спусковым*. В верхнем ролике закреплен камень *10*, называемый *палетой импульса*. Три больших отверстия сделаны для облегчения веса ролика, а сегмент для прохода зубьев колеса.

В нижнем ролике под определенным углом к камню *10* закреплен камень *3*, называемый *палетой освобождения*.

Для облегчения веса боковые грани ролика сняты. Обе палеты имеют сложную форму.

Ходовое колесо, оба ролика и пружину покоя изготавливают из стали и термически обрабатывают; рабочие поверхности тщательно шлифуют и полируют. Камни изготавливают из рубина и лейкосапфира и также тщательно шлифуют и полируют. Спускосвая пружинка имеет очень малую толщину, порядка 0,05 мм; ее изготавливают из золотого сплава (как наиболее пластичного металла), поэтому и называют золотой.

20. ФУНКЦИОНИРОВАНИЕ ХРОНОМЕТРОВОГО СПУСКОВОГО РЕГУЛЯТОРА

В положении, показанном на рис. 73, зуб ходового колеса (назовем его первым зубом) лежит на плоскости покоя палеты *5*, угол притяжки — $8^{\circ} 30'$ (рис. 74).

Пружина покоя *6* притянута к упорному винту *9* (см. рис. 73); баланс совершает свободные колебания, возвращаясь к положению статического равновесия, как показано стрелкой *A*; палета освобождения *3* касается спусковой пружинки *4*; верхний ролик *1* проходит около вершины второго зуба колеса с небольшим зазором — порядка 0,05 мм, палета импульса *10* встает сзади третьего зуба колеса.

При дальнейшем движении баланса палета освобождения поднимает спусковую пружинку и пружину покоя на угол покоя. Ходовое колесо совершает небольшой отход назад (по аналогии с анкерным ходом).

Пружина покоя при подъеме вверх изгибается в точке O_2 .

За время подъема пружины на угол покоя верхний ролик баланса повернется на некоторый угол и палета импульса окажется впереди третьего зуба. Палета освобождения продолжает подъем пружины покоя до точки *H* (рис. 74). Первый зуб сходит с плоскости покоя палеты, ходовое колесо начинает вращение по часовой стрелке, и третий зуб догоняет палету импульса в точке *D* и начинает передачу импульса балансу. Путь *AD*, проходимый третьим зубом колеса от начала вращения до догона палеты импульса в точке *D*, есть путь свободного вращения колеса, его называют *входным падением*. Теоретически начало импульса находится в точке *B*, когда точка *K* плоскости палеты и точка *A* зуба лежат на одной прямой O_3B .

Фактически импульс начинается в точке *D*, когда вершина *A* зуба колеса догонит плоскость палеты. Величина пути не регламентирована, так как она зависит от разности линейных скоростей

баланса и колеса в момент удара палеты освобождения по спусковой пружинке, от инерции при подъеме пружины покоя и отходе колеса назад. Зазор BC ($0,05$ мм) дан для свободного прохода палеты импульса.

Пружина покоя, закончив контакт с палетой освобождения, возвращается в исходное положение вместе со спусковой пружинкой. Путь проходимый колесом от конца импульса до момента падения второго зуба колеса на плоскость палеты покоя, называют *выходным падением*; величина его незначительна.

По окончании импульса баланс начинает совершать свободное колебание к верхнему крайнему положению. Таким образом, за время одного колебания баланса против часовой стрелки будут иметь место четыре удара.

1. Удар палеты освобождения по спусковой пружинке и пружине покоя — подъем пружины на угол покоя.

2. Удар зуба колеса по импульсной палете — начало импульса.

3. Удар пружины покоя по упорному винту — возврат в исходное положение.

4. Удар зуба колеса по палете покоя.

Обратное движение баланса свободно, т. е. без передачи импульса, без взаимодействия с пружиной покоя и ходовым колесом. При обратном движении баланса, по часовой стрелке, палета освобождения своей тыльной стороной, имеющей обтекаемую форму, коснется на очень малый промежуток времени спусковой пружинки и отведет ее от вершины пружины покоя; на это будет затрачено незначительное количество кинетической энергии баланса. Спусковая пружинка в этот момент изгибается и пропускает палету освобождения. Далее баланс движется совершенно

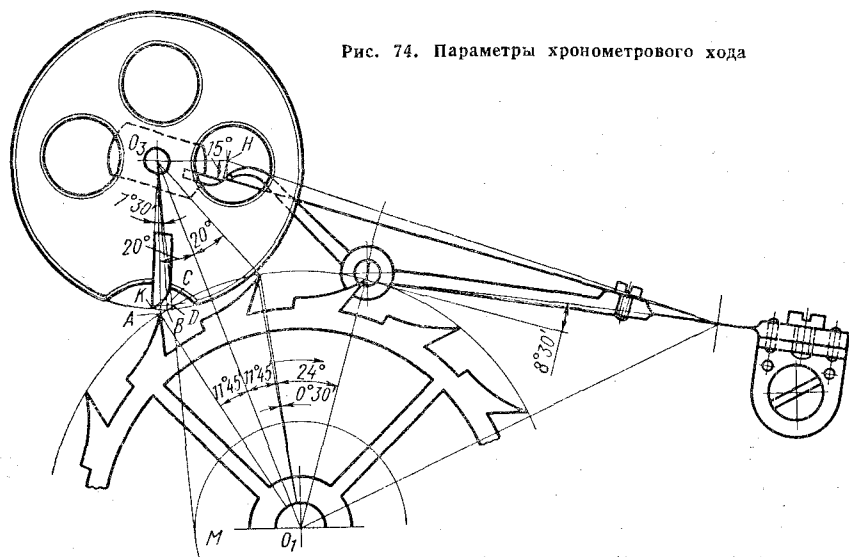


Рис. 74. Параметры хронометрового хода

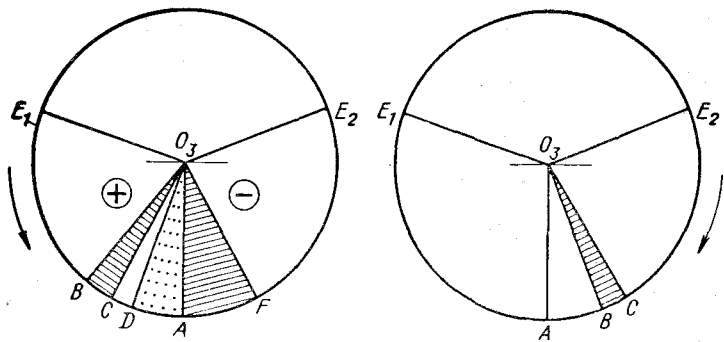


Рис. 75. Схема прохождения балансом углов:
 а — при рабочем ходе; б — при холостом ходе

свободно до крайнего своего положения. В расчет не принимаются потери на трение в подшипниках, о воздух и т. п.

Движение баланса слева направо называется *рабочим*, справа налево — *холостым*.

Поворот ходового колеса на один зуб происходит за один рабочий ход или за два полуколебания баланса.

На рис. 75 показана схема последовательного прохождения балансом углов при рабочем и холостом ходах. Рассмотрим углы, проходимые балансом в рабочем и холостом ходах.

Рабочий ход

- Сектор E_1AE_2 — размах колебания соответствует полупериоду колебания баланса;
- сектор E_1O_3B — свободное колебание баланса из крайнего положения к положению статического равновесия (дополнительный угол);
- сектор B_1O_3C — подъем пружины покоя на угол покоя и освобождение первого зуба колеса;
- сектор CO_3D — свободное колебание баланса — до догона третьим зубом колеса палеты импульса (входное падение);
- сектор DO_3A — импульс третьего зуба колеса по палете импульса до положения статического равновесия;
- сектор AO_3F — продолжение импульса за положением статического равновесия;
- сектор FO_3E_2 — свободное колебание баланса до крайнего положения (дополнительный угол).

Холостой ход

- Сектор E_2O_3C — свободное колебание баланса из крайнего положения к положению статического равновесия;
- сектор CO_3B — контакт со спусковой пружинкой;
- сектор BO_3E_1 — свободное колебание баланса до крайнего положения.

Следует иметь в виду, что палета освобождения поднимет пружину покоя не только на угол покоя, но продолжит подъем ее еще на некоторый угол для гарантии свободного прохода первого зуба колеса с плоскости палеты покоя. Может случиться так,

что из-за неточности изготовления и сборки деталей хода, небольшого износа их палета освобождения выйдет из контакта с пружиной покоя раньше, чем палета покоя выйдет из контакта с зубом колеса. Колесо не сможет повернуться на один зуб, и хронометр потеряет свою точность хода. Поэтому для гарантии угол освобождения пружины покоя назначают больше угла покоя в 1,5—1,8 раза. На рис. 74 приведены параметры хронометрового хода, угол освобождения дан 15° .

21. ПЕРЕДАЧА СИЛОВЫХ ИМПУЛЬСОВ

При анализе работы хода было установлено, что силовой момент от ходового колеса в виде кратковременных импульсов передается непосредственно на баланс.

Рассмотрим, каким образом происходит передача импульса. На рис. 76 показано, что зуб колеса находится на плоскости импульса палеты до положения линии центров O_1O_3 . Рассматривая условия равновесия системы в статическом состоянии, напишем два уравнения:

$$M_k - N_1 b - f N_1 a = 0;$$

$$M_{\text{имп}} - N c = 0,$$

где M_k — момент на ходовом колесе; $M_{\text{имп}}$ — момент импульса на балансе; N — нормальная составляющая силы давления на палету; N_1 — реакция силы N ; $N_1 = N$; f — коэффициент трения; a , b , c — плечи соответствующих сил, переменные по величине в зависимости от угла поворота φ .

Решаем совместно оба уравнения:

$$\frac{M_{\text{имп}}}{M_k} = \frac{Nc}{N_1 b + f N_1 a}.$$

После сокращения N и N_1 имеем

$$\frac{M_{\text{имп}}}{M_k} = \frac{c}{b + fa}.$$

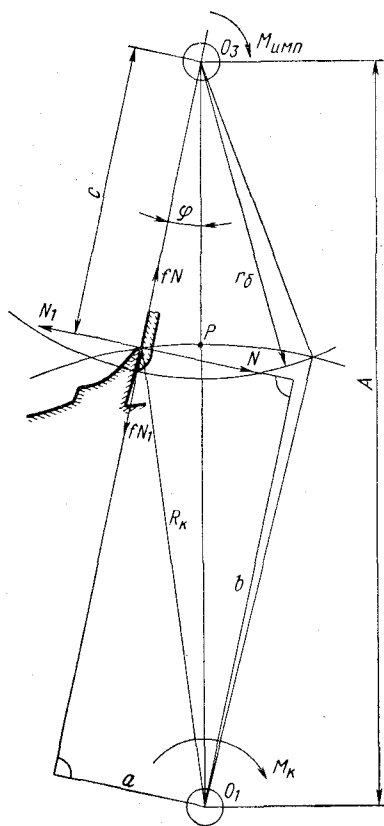


Рис. 76. Схема передачи силового момента—импульса: ходовое колесо — баланс

Член уравнения	Числовые значения членов уравнения при				
	0°	5°	10°	15°	20°
$\sin \varphi$	0	0,087	0,174	0,259	0,342
$\sin^2 \varphi$	0	0,0076	0,030	0,067	0,117
$\cos \varphi$	1	0,996	0,985	0,965	0,940
$A \cos \varphi$	6	5,976	5,91	5,79	5,64
$A^2 \sin^2 \varphi$	0	0,279	1,080	2,412	4,212
$\sqrt{R_k^2 - A^2 \sin^2 \varphi}$	3,87	3,83	3,73	3,54	3,28
$fA \sin \varphi$	0	0,062	0,125	0,186	0,256
$\frac{M_{\text{имп}}}{M_k}$	0,55	0,554	0,567	0,600	0,670

Заменим плечи a , b , c радиусом колеса R_k и межцентровым расстоянием A , получим

$$a^2 + b^2 = R_k^2; a = A \sin \varphi;$$

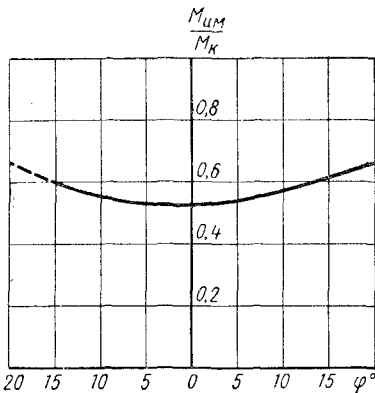
$$b = \sqrt{R_k^2 - A^2 \sin^2 \varphi}; c + b = A \cos \varphi;$$

$$c = A \cos \varphi - \sqrt{R_k^2 - A^2 \sin^2 \varphi};$$

$$\frac{M_{\text{имп}}}{M_k} = \frac{A \cos \varphi - \sqrt{R_k^2 - A^2 \sin^2 \varphi}}{\sqrt{R_k^2 - A^2 \sin^2 \varphi} + fA \sin \varphi}. \quad (76)$$

Определим $M_{\text{имп}}/M_k$ по уравнению (76) при следующих конструктивных данных хронометрового хода: $A = 6$ мм; $R_k = 3,87$ мм.

Угол подъема баланса $Q = \pm 20^\circ$; угол импульса баланса $\varphi = \begin{matrix} +15^\circ \\ -20^\circ \end{matrix}$; коэффициент трения $f = 0,12$.



Составим вспомогательную табл. 12 значений членов уравнения, входящих в формулу (76).

Отношение $M_{\text{имп}}/M_k$ представлено графически на рис. 77. В отличие от импульсных кривых в анкерном ходе (см. рис. 62), в хронометровом ходе нет скачка в величине передаваемого мо-

Рис. 77. Импульсная кривая хода

мента. Импульсная кривая плавно изменяется на всем пути. Углы импульса баланса теоретически распределены равномерно по отношению к линии центров. Поскольку импульс передается только в одном направлении, то эти углы могут быть смещены по отношению к линии центров O_1O_3 , чего нельзя допустить в анкерном ходе. Так, по рис. 77 угол импульса баланса по линии центров составляет 15° , а после линии центров 20° .

Детали хода выполняют с высокой степенью точности и шероховатости поверхности; к. п. д. хода $\approx 0,85$.

К недостаткам хода, ограничивающим его применение в приборах времени, следует отнести высокую чувствительность к внешним воздействиям, толчкам и сотрясениям. Происходит это из-за того, что пружина покоя вследствие неуравновешенности под действием внешних сил может выходить из контакта с ходовым колесом или, наоборот, сильно прижиматься к упору, на что требуются излишние затраты кинетической энергии на освобождение. В хронометровом ходе нет предохранительных устройств, как в анкерном, поэтому возможна остановка на плоскости покоя. После устранения причин остановки баланс следует качнуть от руки. Этот ход не берет с места даже при полностью заведенной пружине и при максимальном импульсе. Возможны также случаи галлопирования, т. е. при избыточном импульсе амплитуда становится больше 360° и за одно колебание баланса ходовое колесо повернется на два зуба, что существенно нарушит точность хода.

Перечисленные недостатки компенсируются хорошо поставленной службой времени при эксплуатации хронометров.

ИСТОЧНИК ЭНЕРГИИ — ДВИГАТЕЛЬ

1. ГИРЕВОЙ ДВИГАТЕЛЬ

В механических приборах времени применяют двигатели двух видов: гиревой и пружинный. В гиревом используется энергия поднятой гири, в пружинном — энергия заведенной пружины.

Гиревой двигатель, или гиревой привод является самым простым по устройству и самым стабильным в работе; усилие, передаваемое от гири через колесную систему и ход на маятник, остается *постоянным* за все время опускания гири. Однако гиревой привод имеет два существенных недостатка, ограничивающих его применение в часах: громоздкость и возможность работы только в стационарных условиях.

В часах-ходиках (рис. 78) чугунная гиря 16 массой 400 г тянет цепочку 15 вниз; последняя надета на колесо, называемое звездочкой (на рисунке не показано). При опускании гири цепь вращает звездочку слева направо; вместе со звездочкой вращается по часовой стрелке колесо 7 и валик 12 с минутной стрелкой 11. За час колесо и валик делают один оборот. Колесо 7 через зубчатые пары 6, 5, 4 и ходовое колесо 3 передает силовой момент на анкерную скобу 2. Последняя выполняет две функции: передает через поводок 1 силовой импульс на стержень маятника 17 для поддержания его колебаний и периодически освобождает анкерное колесо 3 для передачи малых интервалов времени на стрелочный механизм. Вращение валика через минутный триб 14, вексельное колесо 8 и триб 9 передается на часовое колесо 13, на втулке которого насажена часовая стрелка 10. Продолжительность хода гиревых часов определяется высотой подъема гири. У часов-ходиков продолжительность хода равна 26 ч. Во время подъема гири звездочка вращается в обратную сторону, а колесо 7 с валиком неподвижно. Значит в момент подъема гири стрелки стоят на месте. Точность хода таких часов сравнительно невысокая.

В часах напольных (кабинетных) продолжительность хода равна 9 суткам. Опускание гири происходит медленно, и устройство гиревого привода у них более сложное, чем в часах-ходиках. В часах имеется вспомогательный завод, т. е. устройство, с помощью которого в момент подъема гири часы не останавливаются и стрелки вращаются нормально. Точность хода таких часов высокая, порядка 2—3 с в сутки. Как часы-ходики, так и напольные часы имеют широкое применение, первые благодаря простоте и надежности конструкции, вторые благодаря высокой точности хода и музыкальному бою.

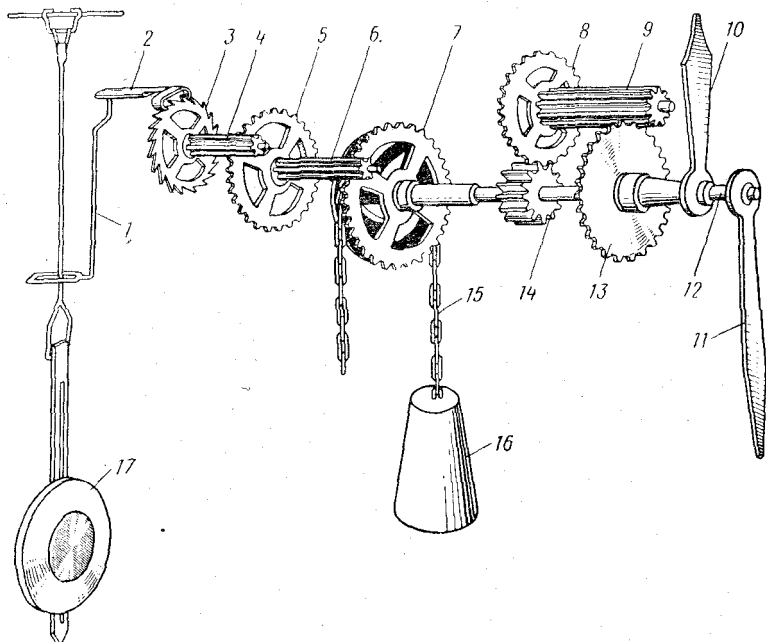


Рис. 78. Кинематическая схема часов-ходиков

2. ПРУЖИННЫЙ ДВИГАТЕЛЬ

Пружинный двигатель, или пружинный завод получил широкое применение в переносных приборах времени благодаря своей компактности и независимости действия от ускорения свободного падения. Источником механической энергии в нем служит *спиральная пружина*. Преимущество ее заключается в высокой надежности. Пружина работает непрерывно в течение 30—40 лет без поломки.

Первое упоминание о применении спиральной пружины в часах относится к началу XVI в, когда нюрнбергский мастер Петр Генлейн в 1501 г. изобрел карманные часы, применив в них спиральную пружину.

М. В. Ломоносов в 1761 г. разработал оригинальную конструкцию морского хронометра с четырьмя заводными пружинами. Хронометр предназначался в экспедицию для открытия Северного морского пути из Европы в Азию.

Недостатком пружинного двигателя является непостоянство силового момента, передаваемого на спусковой регулятор. Пружина имеет наибольший момент в заведенном состоянии. По мере раскручивания (роспуска) момент ее падает. Это изменение момента отрицательно влияет на ход часов. Поэтому часы с пружинным двигателем в принципе менее точны, чем часы с гиревым двигателем.

В крупногабаритных часах широкого потребления — настенных, настольных и будильниках пружина наружным концом шар-

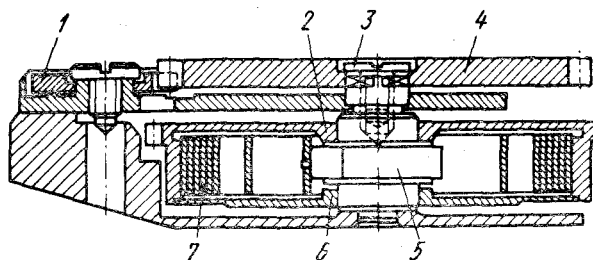


Рис. 79. Узел барабана

нирно крепится к колонке механизма, а внутренним концом — к валу. На валу посажено зубчатое колесо, которое при раскручивании пружины вращается вместе с валом и передает силовой момент через зубчатую передачу и ход на систему баланс—спираль. В малогабаритных часах и будильниках для уменьшения габаритных размеров развернутой (спущенной) пружины и предохранения ее от загрязнения применяют корпусное устройство, называемое барабаном. Наружный конец пружины крепится к внутренней стороне барабана, а внутренний конец — к валу.

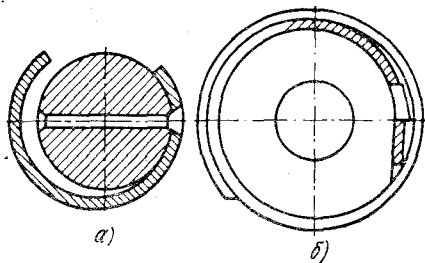
На рис. 79 показан пружинный двигатель в собранном виде. Корпус барабана 2 и крышку 6 изготовляют из латуни; вал 5, барабанное колесо 4 и собачку 1 изготовляют из углеродистой стали и термически обрабатывают; пружину 7 изготовляют из кремнистой или высокоуглеродистой стали и из нержавеющей сплава, винт 3 — из стали У7А. Различают два вида пружинных двигателей с барабаном: 1) барабан неподвижен, вращается вал, и 2) вал неподвижен, вращается барабан. В обоих случаях заводка пружины осуществляется через вал. Крепление пружины во вращающемся барабане более прогрессивное, чем без барабана, хотя стоимость такого двигателя значительно выше. При раскручивании пружины барабан своим зубчатым венцом передает силовой момент через колесную систему и ход на систему баланс — спираль. Следует также отметить, что крепление наружного конца пружины за колонку механизма имеет недостаток: во время завода пружины силовой момент не передается, и часы могут остановиться, во всяком случае точность хода часов нарушается. Это положение остается верным и для случая, когда пружина заключена в неподвижный барабан.

Заводные пружины перед вставкой их в барабан или при надевании на колонку механизма имеют различную форму: спиральную, S-образную и желобчатую.

Такие формы придают им на заводе-изготовителе для стабилизации момента. Пружины имеют прямоугольное сечение, очень малую толщину по сравнению с шириной и длиной; например, заводная пружина для малогабаритных наручных часов имеет размер $0,075 \times 1,85 \times 330$ мм, а для крупногабаритных настенных часов — $0,33 \times 7,5 \times 1600$ мм. Такое соотношение толщины и ширины обеспечивает пружине необходимую эластичность и высокие

Рис. 80. Виды крепления внутреннего конца пружины к валу:

a — в крупногабаритных часах; *б* — в малогабаритных часах



упругие свойства, т. е. способность плотно навиваться на валик и после раскручивания сохранять свою первоначальную форму.

Для получения таких свойств пружину изготавливают из высококачественных металлов. Сортамент пружин, применяемых в часовом производстве, приведен в ТУ 14-4-559—74.

Способы крепления внутреннего конца пружины к валу почти одинаковы во всех конструкциях двигателя (рис. 80) и не

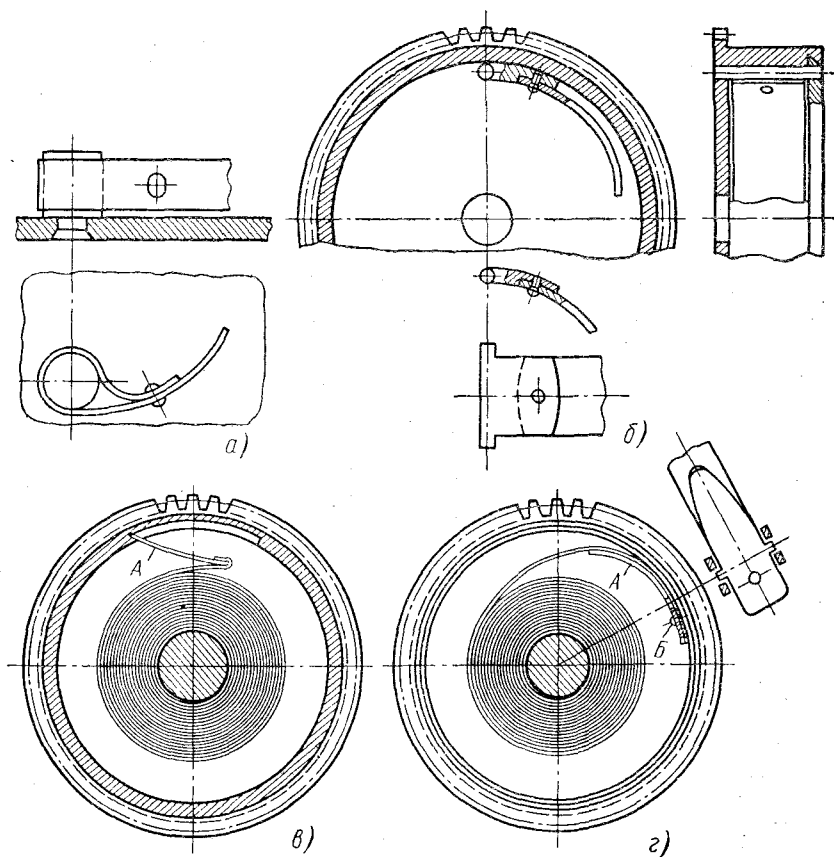


Рис. 81. Виды крепления наружного конца пружины:

a — шарнирное — к колонке будильника; *б* — шарнирное Т-образное; *в* — V-образное с промежуточной пластиной *A*; *г* — с мечевидной накладкой

оказывают заметного влияния на коэффициент полезного действия двигателя.

Способы крепления наружного конца пружины к колонке или к внутренней поверхности барабана очень разнообразны и существенно влияют на величину передаваемого момента, на продолжительность и стабильность хода часов.

На рис. 81 показаны четыре вида креплений.

Шарнирное крепление (рис. 81, а) применяют в крупногабаритных часах и будильниках.

Шарнирное Т-образное крепление (рис. 81, б) применяют в карманных часах. При шарнирном креплении витки пружины распускаются эксцентрично, вследствие чего возникает значительное межвитковое трение; роспуск происходит скачками. Коэффициент полезного действия невысокий.

У-образное крепление с промежуточной пластиной А (рис. 81, в) более рационально, чем шарнирное Т-образное, хотя эксцентричное распускание витков все еще имеет место. Преимущество заключается и в более простом исполнении. Такое крепление применяют в малогабаритных будильниках и в часах широкого потребления.

Крепление с мечевидной накладкой (рис. 81, г) находит широкое применение в наручных часах. Накладку А мечевидной формы соединяют с наружным концом пружины в точке Б тем или иным способом, а выступами (усиками) вставляют в отверстия в дне и в крышке барабана. Накладке предварительно придают форму дуги с радиусом, равным внутреннему радиусу барабана. Такое крепление обеспечивает концентричное развертывание пружины, плавный ее роспуск и, следовательно, более высокий к. п. д.

3. РАСЧЕТ СПИРАЛЬНОЙ ПРУЖИНЫ

Пружина должна быть рассчитана так, чтобы изгибающий момент ее был оптимальным на заданную продолжительность хода. При чистом изгибе момент ее, приложенный к барабану или валику,

$$M = \frac{EJ}{L} \varphi, \quad (77)$$

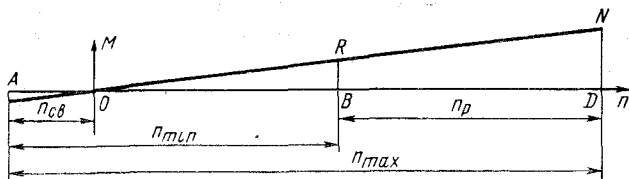
где EJ — жесткость пружины; L — длина; φ — угол поворота пружины.

Подставляя значения момента инерции сечения пружины $J = \frac{bh^3}{12}$ и угла $\varphi = 2\pi n$, в окончательном виде получим

$$M = \frac{Ebh^3\pi}{6L} n, \quad (78)$$

где E — модуль упругости первого рода (модуль Юнга); b — ширина; h — толщина; L — длина пружины; n — число оборотов валика, на которое нужно закрутить пружину, чтобы получить момент M .

Рис. 82. Диаграмма идеально-нагруженной пружины



Анализ формулы (78) показывает, что выражение $\frac{Ebh^3\pi}{6L}$ для каждой пружины есть величина постоянная. Поэтому момент пружины изменяется пропорционально числу оборотов, т. е. по линейному закону.

На рис. 82 показана диаграмма изменения момента идеально нагруженной, стабилизированной пружины в соответствии с формулой (78) без учета межвиткового и межмолекулярного трения. По оси абсцисс отложены числа витков, а по оси ординат — моменты пружины.

Ординате DN соответствует максимальный момент пружины при полной ее заводке и n_{\max} ; ординате BR соответствует минимальный момент, при котором часовой механизм начинает работать, и n_{\min} . Интервал BD с числом рабочих витков n_p обеспечивает заданную продолжительность работы часового механизма. В интервале OB момент пружины меньше момента трения в часовом механизме и последний не работает. Прямая ON характеризует линейное увеличение момента при возрастании числа витков от $n_{св}$ до n_{\max} .

Пружина в свободном состоянии имеет форму плоской спирали с числом витков $n = 2 \div 5$ (рис. 83). Форма спирали получена на заводе — изготовителе пружин путем навивки прямолинейной пружины на валик и «заневоливания» (выдержки) ее в заведенном состоянии в течение определенного промежутка времени (сутки, часы).

После такого заневоливания, благодаря наличию остаточной деформации пружина и принимает спиральную форму.

Число свободных витков зависит главным образом от температуры отпуска пружины в процессе изготовления: чем выше температура отпуска, тем больше число свободных витков.

Операция заневоливания преследует цель — стабилизировать момент пружины. В процессе заневоливания происходит «усадка» пружины, и момент ее снижается. В процессе эксплуатации такой пружины в часах момент ее снижается весьма незначительно.

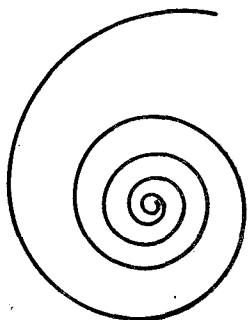


Рис. 83. Форма спиральной пружины

Чтобы вставить пружину в барабан, необходимо закрутить ее еще на несколько витков. Расчет пружины по формуле (78) производился для свободно нагруженной пружины в предположении, что отсутствует межвитковое и межмолекулярное трение при заводке и роспуске пружины, а момент ее возрастает пропорционально числу оборотов, т. е. линейно.

Фактически межвитковое и межмолекулярное трения всегда имеют место при закручивании и развороте пружины; трение довольно резко проявляется при работе пружины в барабане в начале и в конце ее закручивания и разворота. Указанные трения, а следовательно, и момент пружины изменяются, помимо других факторов, в зависимости от способа крепления наружного конца пружины. Поэтому при работе пружины в барабане момент двигателя рассчитывают с учетом сил трения как межвиткового, так и межмолекулярного, тогда формулу (78) можно переписать в таком виде:

$$M = \frac{KEbh^3\pi}{6L} n, \quad (79)$$

где K — коэффициент, учитывающий потери на межвитковое и межмолекулярное трение.

Величина коэффициента K принята для:

шарнирного крепления	0,70
V-образного крепления	0,80—0,85
крепления с мечевидной накладкой	0,90—0,95

4. РАБОТА СПИРАЛЬНОЙ ПРУЖИНЫ В БАРАБАНЕ

При чистом изгибе идеально нагруженной пружины, как уже отмечалось, момент ее увеличивается пропорционально числу оборотов валика. При работе пружины в барабане этой пропорциональности нет. В спущенном состоянии витки пружины плотно прилегают к стенке барабана. После двух—трех оборотов валика витки пружины начинают отходить один от другого и пружина занимает все свободное пространство в барабане. При дальнейшем закручивании валика витки начинают сжиматься вокруг валика и в конце заводки образуют плотное кольцо.

На рис. 84 приведена тиловая схема работы пружины в барабане. По горизонтальной оси отложены числа оборотов барабана, по вертикальной оси — моменты. Начало координат — точка O , соответствует положению свободной спиральной пружины с числом витков для данного случая $n = 5$. Точка A соответствует прямолинейной пружине, точка B — спущенной пружине; точка C соответствует такому положению пружины в барабане, когда только первый и последний витки прилегают к валику и барабану, а остальные витки разобщены и сохраняют концентрическую форму. В точке D пружина заведена и момент ее максимальный.

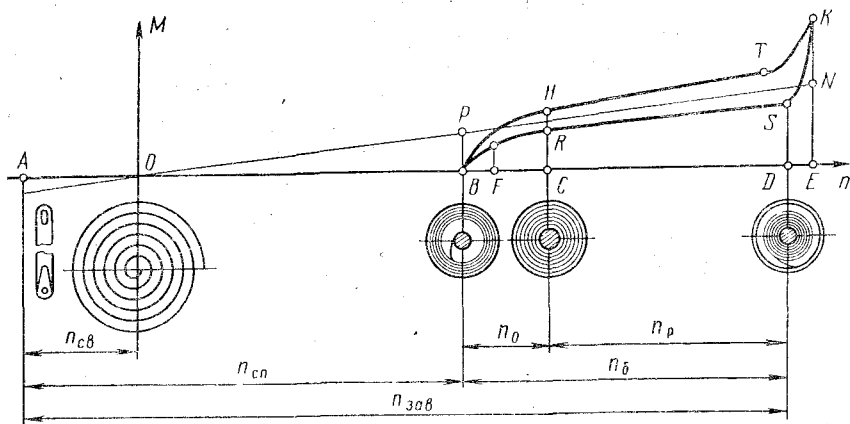


Рис. 84. Типовая схема работы пружины в барабане

Точка E соответствует переходному режиму. Кривая момента заводки пружины от точки B до точки H имеет крутой подъем, непропорциональный углу закручивания. Объясняется это тем, что в начальной стадии в создании момента участвует лишь незначительная часть длины пружины и часть момента расходуется на отрыв витков один от другого. В интервале точек H и T происходит плавное увеличение момента: витки разъединены между собой, участок кривой более пологий, близкий к прямой линии, что означает возрастание момента пропорционально числу оборотов валика.

В интервале точек T — K происходит крутой подъем кривой момента, что также объясняется весьма незначительной длиной пружины, участвующей в создании момента и в преодолении значительного межвиткового трения; витки образуют плотное кольцо вокруг валика. В интервале K — S происходит крутой спуск пружины (автоматически) за счет конструктивного решения узла собачки и барабанного колеса. В интервале точек S — R кривая момента плавно опускается вниз; по форме она приближается к прямой линии. В работе участвует этот интервал пружины: момент пропорционален числу разворотов. В интервале точек R — B имеет место крутой спуск кривой момента. Происходит резкое падение момента за счет участия в работе незначительной части длины пружины и за счет преодоления межвиткового трения.

При отсутствии барабана момент заводки и роспуска пружины начинался бы в точке O . Прямая ON означает закон изменения теоретического момента пружины в соответствии с формулой (78).

Число оборотов барабана n_6 находится в пределах от точки B до точки D и равно разности чисел оборотов заведенной и спущенной пружины.

Начальное число оборотов n_0 составляет 20—15% от n_6 . В интервале F — C часовой механизм функционирует без заданной точ-

ности хода. В интервале $B-F$ часовой механизм не работает; момент пружины меньше момента трения в механизме.

Для обеспечения заданной точности хода выбирают интервал пологой кривой от точки C до точки D с числом рабочих оборотов барабана $n_p = n_{зав} - n_{сп} - n_0$. Поэтому формулу (79) запишем так:

$$\left. \begin{aligned} M_{\max} &= \frac{KEbh^3\pi}{6L} (n_{зав} - n_{св}); \\ M_{\min} &= \frac{KEbh^3\pi}{6L} (n_{зав} - n_{св} - n_p). \end{aligned} \right\} \quad (80)$$

Как видно из схемы, изображенной на рис. 84, момент барабана в точке B равен нулю. Так как пружина не имеет возможности раскручиваться, то ее момент действует на стенки барабана.

Коэффициент полезного действия пружинного двигателя определяется как отношение работы пружины при спуске к работе при заводе, т. е. как отношение площадей, ограниченных полигонами:

$$\eta = \frac{BRSDCB}{BHTKEDCB}.$$

Для наручных часов калибра К-26 $\eta = 0,9 \div 0,85$, для будильников $\eta = 0,80 \div 0,75$.

О качестве пружины можно судить по числу витков в свободном состоянии. Более упругие пружины имеют два—три витка; более слабые — пять—шесть витков.

На рис. 85 приведены фактические динамограммы работы пружины в барабане с шарнирным Т-образным креплением (рис. 85, а) и с мечевидной накладкой (рис. 85, б). Из сравнения этих динамограмм видно, что петля гистерезиса у пружины с шарнирным креплением намного больше, чем у пружины с мечевидной накладкой.

Кроме того, минимальный момент по диаграмме, изображенной на рис. 85, а за счет эксцентричного развертывания пружины и

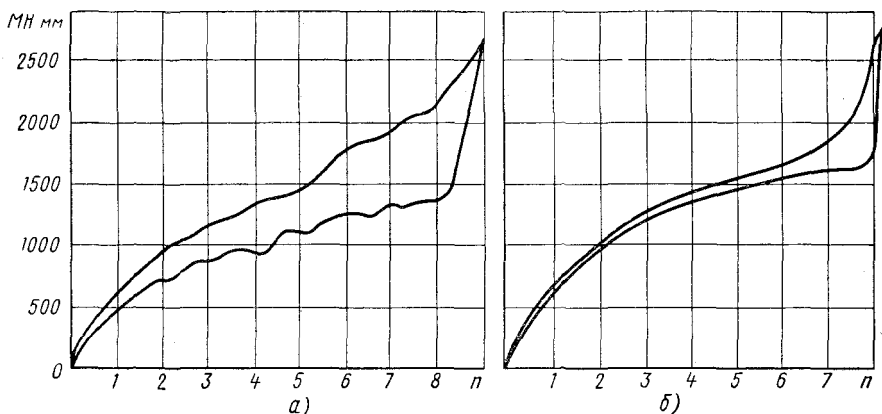


Рис. 85. Динамограмма работы пружины в барабане: а — с шарнирным Т-образным креплением; б — с мечевидной накладкой

других факторов наступает при $n = 4$, т. е. на два оборота раньше, чем по диаграмме, изображенной на рис. 85, б. Поэтому и продолжительность хода будет на 25—30% меньше у пружины с шарнирным креплением.

5. СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ ОСНОВНЫМИ РАЗМЕРАМИ ВАЛИКА, БАРАБАНА И ПРУЖИНЫ]

Размеры пружины должны обеспечивать не только заданный момент, но и заданную продолжительность хода часов от одной заводки пружины. Размер пружины можно подобрать так, что момент ее будет достаточен для хода часов в продолжение 42 ч, а число оборотов барабана будет мало и часы остановятся через 30 ч. Для получения оптимального числа оборотов барабана необходимо, чтобы радиус спущенной пружины $R_{сп}$ был равен радиусу заведенной пружины $R_{зав}$ (рис. 86). Это правило вытекает из следующих геометрических соотношений. Площадь, занимаемая пружиной в заведенном и спущенном состояниях,

$$S = \pi (R_{зав}^2 - r^2) = \pi (R^2 - R_{сп}^2),$$

где R — внутренний радиус барабана; r — радиус валика.

Отсюда

$$R_{сп} = \sqrt{R^2 + r^2 - R_{зав}^2}. \quad (81)$$

С другой стороны, число оборотов барабана $n_б = n_{зав} - n_{сп}$. Так как

$$n_{зав} = \frac{R_{зав} - r}{h} \quad \text{и} \quad n_{сп} = \frac{R - R_{сп}}{h},$$

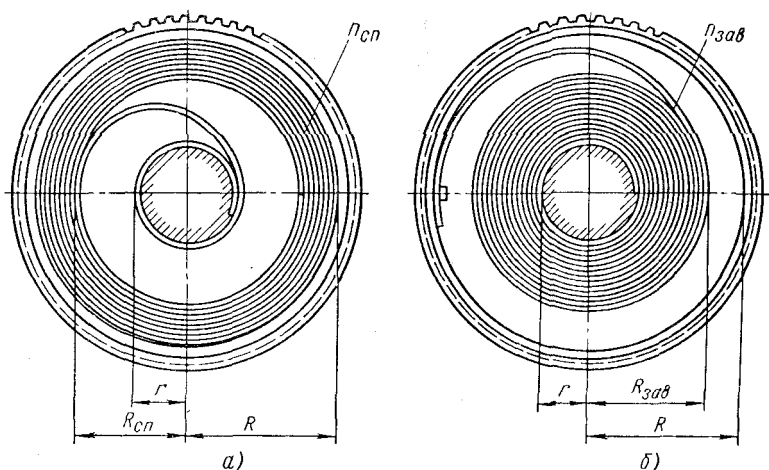


Рис. 86. Радиусы пружины в барабане:

а — в спущенном состоянии; б — в заведенном состоянии

где h — толщина пружины, то

$$n_6 = \frac{R_{зав} - r}{h} - \frac{R - R_{сп}}{h} =$$

$$= \frac{R_{зав} - r - R + \sqrt{R^2 + r^2 - R_{зав}^2}}{h}.$$

Из последней формулы видно, что частота вращения барабана зависит от радиуса заведенной пружины, т. е. n_6 является функцией от $R_{зав}$. Для получения максимального n_6 возьмем первую производную от n_6 по $R_{зав}$ и приравняем ее нулю:

$$\frac{dn_6}{dR_{зав}} = \frac{1}{h} \left(1 - \frac{2R_{зав}}{2\sqrt{R^2 + r^2 - R_{зав}^2}} \right) = 0;$$

отсюда

$$R_{зав} = \sqrt{\frac{R^2 + r^2}{2}}.$$

Подставляя полученные значения $R_{зав}$ в формулу (81), будем иметь

$$R_{сп} = \sqrt{R^2 + r^2 - \frac{R^2 + r^2}{2}};$$

$$R_{сп} = \sqrt{\frac{R^2 + r^2}{2}} = R_{зав}.$$

Длину пружины можно определить по формуле

$$L = \frac{\pi (R_{зав}^2 - r^2)}{h} + 2\pi R_{зав}, \quad (82)$$

где в последнем члене учитывается длина отоженных концов пружины, которыми она крепится к барабану и валу.

Практикой выработаны определенные соотношения размеров пружины, валика и барабана.

Толщина пружины берется равной $1/15r$, или $1/45$ внутреннего радиуса барабана. Отсюда радиус валика равен $1/3R$. Длина пружины равна $64R$. Следовательно, $R_{зав} = \sqrt{\frac{10}{18}R^2} = 0,745R \sim 3/4R$. Пружинные двигатели, у которых соблюдается равенство в барабане радиусов спущенной и заведенной пружин, называют *нормальными пружинными двигателями*. В часовых механизмах применяются только нормальные пружинные двигатели.

6. СПИРАЛЬНЫЕ ПРУЖИНЫ S-ОБРАЗНОЙ ФОРМЫ

Пружины получили за последние годы значительное применение в наручных часах. На рис. 87 приведена S-образная пружина. Она состоит из нормальной спирали, которая имеет два—три витка

и крепится на валике барабана, и пологой спирали, по наружной части изогнутой в обратную сторону, с числом витков 1—2. К наружному концу прикрепляют мечевидную или фрикционную накладку.

S-образная пружина обеспечивает более продолжительный ход часов от одной заводки, благодаря тому, что толщина ее меньше, чем толщина нормальной спиральной пружины, а при одинаковых габаритных размерах барабана и валика длина ее больше, чем длина нормальной спиральной пружины. Следовательно, число разворотов барабана будет больше; это положительно влияет на точность хода часов. Уменьшение толщины пружины стало возможным потому, что материал пружины работает при более высоких напряжениях за счет навивки наружной части спирали на валик в обратном направлении. Кроме того, перепад моментов в начале и в конце роспуска значительно меньше за счет снижения междувиткового трения; S-образная пружина распускается плотным кольцом (рис. 88).

Момент S-образной заводной пружины можно рассчитать по формуле (80) с подстановкой значения $n'_{св} = 0,5 \div 2$ витка. Величина $n'_{св}$ может быть равна нулю в случае, когда число витков внутреннего конца пружины равно числу витков наружного S-образного конца, что видно из соотношения $n'_{св} = n_{св} - n_s$, где n_s — число витков наружного конца.

К недостаткам пружины следует отнести более интенсивное снижение момента в процессе эксплуатации, т. е. то, что с течением времени наружная часть обратной спирали постепенно изменяет свою первоначальную форму, приближаясь к нормальной спирали.

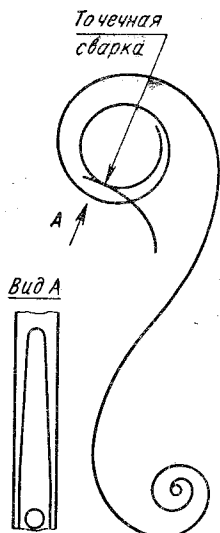


Рис. 87. S-образная пружина с мечевидной накладкой

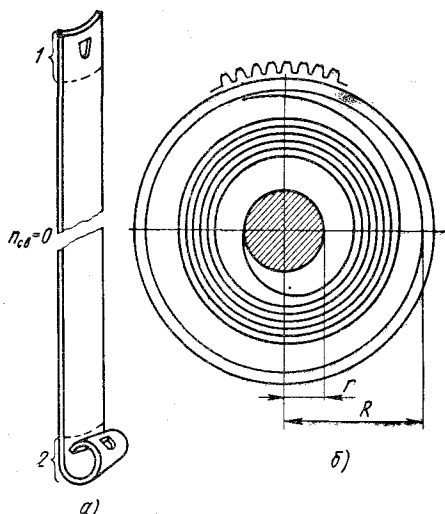


Рис. 88. Желобчатая пружина:

а — форма пружины; б — положение пружины в барабане; 1 — наружный отожженный конец; 2 — внутренний отожженный конец

Технология изготовления S-образной пружины требует дополнительных операций по приданию S-образной формы; следовательно, себестоимость ее при прочих равных условиях выше себестоимости нормальной спиральной пружины.

7. ПРУЖИНЫ ПРЯМЫЕ ЖЕЛОБЧАТОГО СЕЧЕНИЯ

Пружины имеют ряд преимуществ по сравнению со спиральными и S-образными пружинами. При правильном расчете и изготовлении можно получить момент спуска практически постоянным при рабочем числе оборотов.

Пружина не имеет свободных витков и при вынимании из барабана принимает форму прямой ленты (рис. 88). Момент пружины желобчатого сечения на 15—20% выше момента S-образной пружины. Пружину навивают на валик выпуклой стороной к валику. При этом витки получают плоскую форму. Характерная особенность этих пружин заключается в том, что при заводке и роспуске все витки, за исключением первого и последнего, перемещаются плотным кольцом. Соотношение толщины пружины и радиуса валика по сравнению с нормальной пружиной — другое, а именно $h = r/40$. Радиус желобчатости $R_{ж} = (50 \div 200) h$.

На рис. 89 приведены графики моментов (теоретического и фактического) желобчатой пружины размером $0,22 \times 20 \times 3400$ мм. Пружина предназначена для настольных часов с продолжительностью хода от одной заводки не менее 35 сут.

Как видно из рис. 89, обе диаграммы похожи одна на другую. Кривая момента спуска (рис. 89, а) есть дуга эллипса, приближающаяся на средних витках к прямой линии.

Момент пружины рассчитывают по формуле, предложенной проф. Т. А. Гевондяном:

$$M = \frac{\pi E b h^3 (n_{зав} - n_6)}{6 [L^2 - \pi^2 h^2 (n_{зав} - n_6)^2]} + \frac{E b h^3 \mu}{12 R_{ж} (1 - \mu^2)}, \quad (83)$$

где $R_{ж}$ — радиус желоба пружины; μ — коэффициент Пуассона.

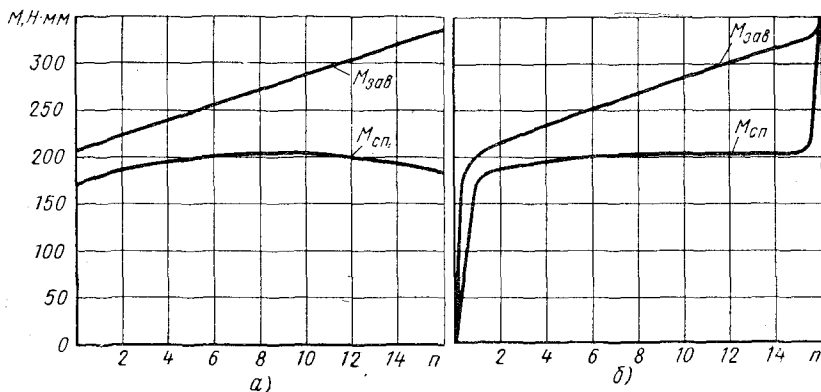


Рис. 89. Диаграмма моментов желобчатой пружины:
а — расчетная; б — фактическая

Желобчатые пружины найдут применение в крупногабаритных часах с продолжительностью хода от одной заводки до 2—3 мес. и в различных технических приборах. Необходимо заметить, что желобчатые пружины применяются в рулетках, где требуется прямолинейность стальной ленты при роспуске ее из футляра рулетки.

8. ПРУЖИННЫЕ ДВИГАТЕЛИ, СОСТОЯЩИЕ ИЗ ДВУХ БАРАБАНОВ И БОЛЕЕ

Пружинные двигатели находят применение в часовых механизмах бытового и служебного назначения. Преимущество таких двигателей заключается в значительном увеличении или момента или числа оборотов и, следовательно, продолжительности хода. Для увеличения момента барабаны соединяют параллельно; для увеличения частоты вращения барабаны соединяют последовательно.

При последовательном соединении заводка пружины осуществляется через валик 1, а спуск через валик 2 (рис. 90). При двух барабанах, соединенных последовательно, число оборотов увеличивается почти вдвое, а рабочий участок кривой момента (рис. 91) имеет более пологий вид, чем при одном барабане; перепад моментов также незначителен.

В некоторых случаях, в основном в технических приборах времени, многобарабанные пружинные двигатели применяют с параллельно-последовательным соединением. Широкого распростра-

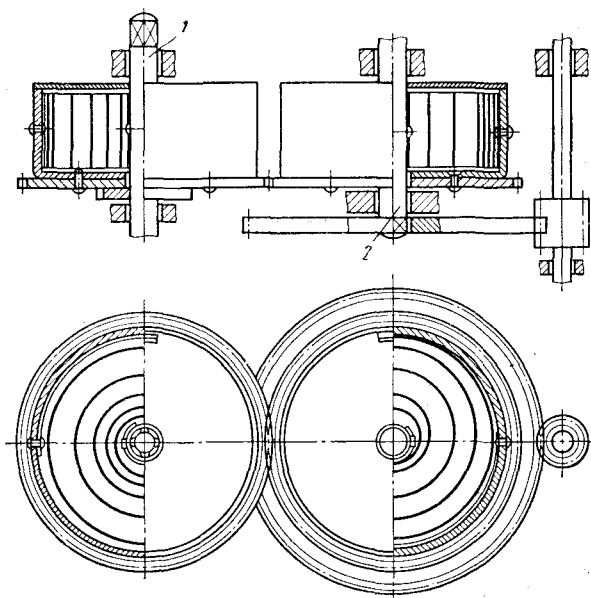


Рис. 90. Двухбарабанный двигатель

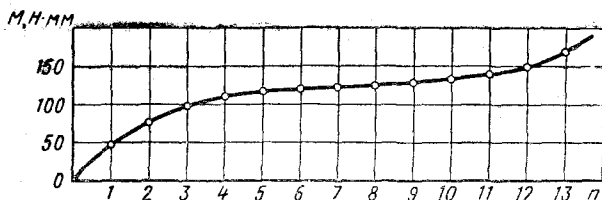


Рис. 91. Кривая момента двухбарабанного двигателя

нения пружинные двигатели с двумя барабанами в малогабаритных часовых механизмах еще не получили вследствие увеличенного объема и площади, потребной для двух барабанов. Однако в часах наручных марки «Слава» калибра 24 мм пружинный двигатель состоит из двух барабанов, соединенных последовательно.

В технических приборах времени и в крупногабаритных часах двухбарабанные и многобарабанные пружинные двигатели нашли применение.

9, ПРУЖИННЫЕ ДВИГАТЕЛИ ФРИКЦИОННЫЕ

Двигатели находят широкое применение в наручных часах, часовых тахометрах и других приборах времени, подвергающихся периодическим колебаниям.

Стремление конструкторов повысить точность хода часов за счет малого перепада моментов пружины на участке пологой кривой (см. рис. 84), а также предохранить заводную пружину от перенапряжения и поломки при полной заводке (участок $S-K$) привело к мысли создать в часах специальный механизм автоматического подзавода пружины с фрикционным пружинным двигателем. В этом двигателе наружный виток пружины не имеет крепления в барабане, а прижимается к стенке барабана усилием специальной накладки, прикрепленной к наружному витку, как показано на рис. 87*.

Двигатель работает следующим образом. При заводке пружины через валик момент ее возрастает до тех пор, пока не станет равным моменту трения или несколько большим момента трения, развиваемого усилием накладки на внутренней поверхности барабана. При дальнейшем закручивании пружина вместе с накладкой будет проскальзывать и снимать избыточный момент.

Накладке придают определенные размеры и форму, с тем чтобы она обеспечивала заданный момент фрикционного трения. Момент трения составляет 0,75—0,80 от максимального момента пружины. Преимущество автоподзавода в том, что пружина работает в небольшом интервале пологой кривой, перепад моментов очень незначителен. Это обстоятельство весьма положительно

* В последнее время появились пружины, у которых наружный конец утолщен и ему придана соответствующая форма, поэтому он полностью заменил фрикционную накладку.

влияет на ход часов. Точность хода наручных часов с автоподза-
 водом пружины значительно выше точности часов с ручным заво-
 дом и составляет 3—5 с в сутки.

10. ОСТАНОВЫ И ВЫРАВНИВАТЕЛИ МОМЕНТА ПРУЖИНЫ

В приборах времени стационарного типа частоту вращения барабана ограничивают с помощью специальных устройств — *остановов*. Конструкций таких устройств много. Наиболее распро-
 страненная из них «мальтийский механизм». Пружина в нем рабо-
 тает только на пологом участке кривой момента. На рис. 92 пока-
 зана типовая конструкция останова, по форме напоминающая
 мальтийский крест. Останов состоит из двух взаимосвязанных де-
 талей: диска *A*, насаженного на квадрат заводного валика, и звез-
 дочки *B*, смонтированной на мостике механизма. Расстояние
 между осями $O_1O_2 = 2R$, где R — радиус диска. Звездочка имеет
 шесть лопастей, из них пять лопастей с вогнутой поверхностью по
 окружности того же радиуса R и одна лопасть с выпуклой поверх-
 ностью радиуса R_1 . Впадины или пазы звездочки выполнены так,
 что палец *d* свободно проходит в них. Действие механизма останова
 заключается в следующем: при вращении валика и диска *A* против
 часовой стрелки палец *d* касается лопасти *b* и поворачивает звез-
 дочку по часовой стрелке и через один оборот палец *d* войдет в сле-
 дующую впадину звездочки и будет поворачивать ее за лопасть *1*.
 Один оборот диска соответствует повороту звездочки на угол
 $\frac{360^\circ}{6} = 60^\circ$, а после пяти оборотов диска *A* (повернутся лопасти
 2—5) палец *d* войдет в шестую впадину и остановится. Уступ *l*
 диска коснется выпуклой поверхности лопасти *b*. При вращении
 диска в момент, когда палец *d* вышел из впадины звездочки, ци-
 линдрическая поверхность диска проходит по вогнутой поверх-
 ности пяти лопастей (с заданным зазором) и тем самым предохра-
 няет звездочку от обратного поворота.

Число лопастей звездочки может быть различным, в зависи-
 мости от необходимой частоты вращения. Если барабан имеет

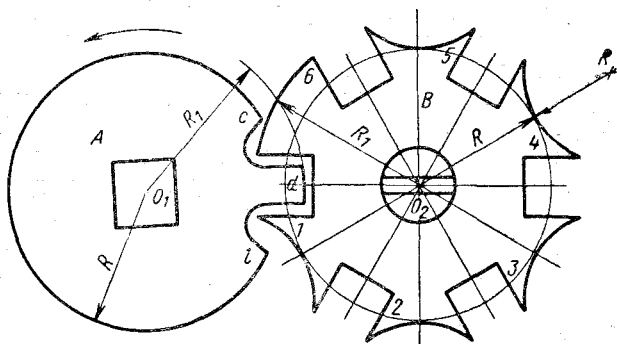


Рис. 92. Мальтийский механизм для заводки пружины

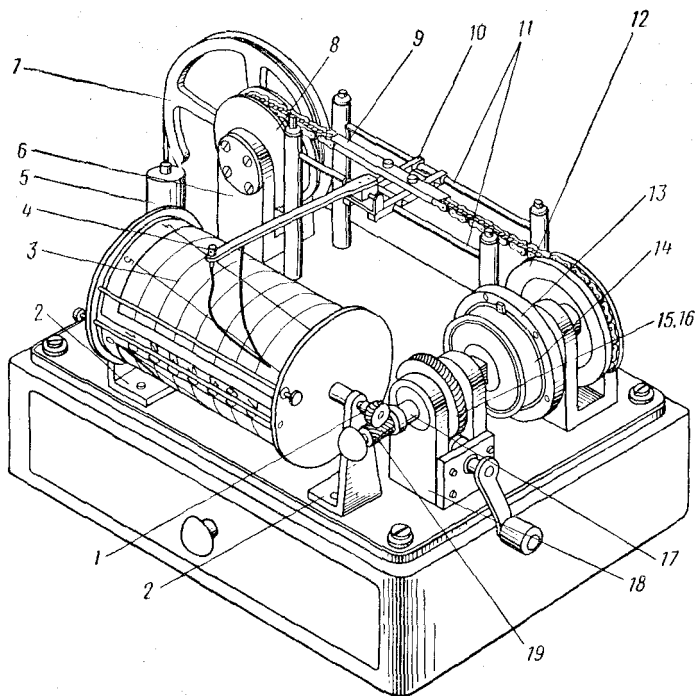


Рис. 93. Прибор для измерения момента пружины в барабане с записью на диаграммную ленту

семь оборотов и пружина предварительно заведена на один оборот, то после пяти оборотов у пружины останется еще один оборот подзавода. Таким образом будут работать средние пять витков. Если все лопасти сделать с вогнутой поверхностью, то непрерывное вращение диска *A* превращается в прерывистое вращение звездочки.

В этом случае мальтийский механизм уже не является останом.

Такое устройство используется в специальных приборах. В зависимости от конструкций звездочек и числа пальцев у диска устройство может передавать прерывистое вращение с разными интервалами. Конструкция останова требует точного исполнения и установки. В некоторых конструкциях приборов времени применяют своеобразный останов, состоящий из зубчатой пары, у одного из колес которой отсутствует одна впадина. В морских хронометрах для выравнивания момента пружины применяют специальное устройство, называемое *улиткой*. Для получения момента $M = \text{const}$, передаваемого с барабана и улитки на триб центрального колеса, необходимо, чтобы радиус улитки изменялся обратно пропорционально усилию, передаваемому с пружины (см. гл. 9).

11. ИСПЫТАНИЕ ПРУЖИН НА МОМЕНТ И УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ (ДОЛГОВЕЧНОСТЬ) И ИХ КОНТРОЛЬ

Пружинную ленту и готовую пружину на заводе-изготовителе с помощью специальных цеховых и лабораторных приборов подвергают испытаниям и контролю; например, испытание ленты на угол остаточной деформации, испытание ленты на изгиб и определение величин моментов и модуля упругости, испытание готовых пружин на заневоливание (усадку), на величину момента и долговечность (живучесть). Последние два вида испытаний проводят и на заводах—потребителях пружин. На рис. 93 показан прибор конструкции НИИЧАСПРОМа для автоматической записи диаграммы работы заводной пружины в барабане. Прибор содержит три основных механизма: заводной, измерительный и регистрирующий.

Заводной механизм состоит из червячной пары 15, 16, укрепленной на стойке 18. На конце валика 17 крепится червяк 19, который передает через колесо 1 вращение на регистрирующий барабан 3.

Измерительный механизм состоит из колеса-улитки 7 с грузом 5, смонтированной на опоре 6. Диски 8 и 12 соединены между собой цепью Галля. Посредине цепи на планке 9 укреплено перо 4 для записи диаграммы испытываемой пружины. Регистрирующий механизм состоит из упомянутого барабана, укрепленного на стойках 2, и державки пера 10, которая скользит в направляющих 11. Прибор работает следующим образом. Усилие пружины от заводного барабана 14 посредством водила 13 передается диску 12 и далее цепью Галля диску 8 и улитке 7. При повороте улитки ее плечо

Таблица 13

Наименование сплава	Содержание элементов, %											Остаточное	
	C	Mn	Si	Ni	Cr	Co	Mo	W	Ti	Al	S		P
40КНХМВТЮ	Не более 0,05	1,8—2,2	Не более 0,5	18,0—20,0	11,5—13,0	39,0—41,0	3,0—4,0	6,0—7,0	1,5—2,0	0,2—0,5	Не более 0,02		
Нивафлекс	0,05	—	—	19,8	12,4	40,5	4,5	7,0	1,7	0,2	—		

Наименование сплава	Модуль нормальной упругости, МН/м ²	Временное сопротивление проволоки, МН/м ²
40КНХМВТЮ	216 000	2160
Нивафлекс	220 000	2100

с грузом изменяется пропорционально углу поворота; соответственно этому изменяется и момент. Этот момент (груз × плечо) уравнивается моментом пружины. Перемещение планки 9 с пером 4 также пропорционально углу поворота улитки; следовательно, запись на ленте барабана по оси ординат будет пропорциональна моменту.

Кроме прибора для испытания пружин на момент, имеется прибор для испытания пружин на усталостную прочность (долговечность), разработанный проф. Т. А. Гевондяном. Прибор по сравнению с другими конструкциями имеет ряд преимуществ: заводка пружины осуществляется через валик, а спуск — через барабан; число циклов заводки и спуска фиксируется счетчиком; в момент разрушения пружины осуществляется автоматический останов и зажигается световая сигнализация; одновременно на приборе испытывается четыре пружины, цикл 6 с; прибор портативен.

В заключение необходимо отметить, что в последние годы широкое применение в наручных часах получили пружины из нержавеющей сталей с более продолжительным сроком службы, чем пружины из углеродистых и кремнистых сталей. Долговечность пружин из нержавеющей сталей при испытании на приборе Гевондяна равна примерно 40—50 годам эксплуатации. Пружины из нержавеющей сталей имеют высокую антикоррозионную стойкость и могут работать при температуре порядка 200° С, сохраняя свои упругие свойства и момент, например в глубинных манометрах. Кроме того, нержавеющие пружины — антимагнитны, что весьма существенно для эксплуатации часов и приборов времени в магнитных полях. Химический состав и механические свойства сплавов для пружин приведены в табл. 13 и 14. Для сравнения приведены также данные по сплавам зарубежных марок, близким по своим показателям к отечественным.

В гл. 8 приведен расчет пружинного двигателя наручных часов калибра К-26.

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

1. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ЦЕПИ

Зубчатые передачи выполняют в механических приборах времени различные функции и соответственно с этим подразделяются на следующие кинематические цепи.

1. Основная кинематическая цепь, выполняющая одновременно две функции: передачу интервалов времени от хода на стрелочный механизм для показаний текущего времени или на выходной вал для отсчета интервалов времени и передачу силового момента от двигателя на ход, далее на осциллятор для восполнения энергии колебаний, расходуемой на преодоление сил трения на удары и пр.

2. Вспомогательная кинематическая цепь стрелочного механизма, осуществляющая передачу интервалов времени на минутную и часовую стрелки.

3. Вспомогательная кинематическая цепь системы завода и перевода стрелок, осуществляющая периодически заводку пружины и по мере необходимости перевод минутной и часовой стрелок.

4. Дополнительная кинематическая цепь в часах с автоподзаводом, осуществляющая подзавод пружины от инерционного груза через барабанные колеса.

5. Дополнительная кинематическая цепь календарного устройства в часах, передающая вращение со стрелочного механизма на календарные диски.

6. Дополнительная кинематическая цепь секундомерного устройства в часах, включающая секундомерные стрелки.

7. Дополнительная кинематическая цепь в приборах времени со звуковым сигналом (боем), периодически включающая сигнальное устройство.

2. ОСНОВНАЯ КИНЕМАТИЧЕСКАЯ ЦЕПЬ

Основная кинематическая цепь в часовых механизмах носит название ангренаж — французский термин (*exgrenages*).

Ангренаж осуществляет передачу вращательного движения между параллельными осями колес с прямыми зубьями, с заданным постоянным отношением угловых скоростей вращения ведущего и ведомого звеньев.

Из большого разнообразия схем ангренажа, применяемых в часовых механизмах, можно выделить четыре схемы, имеющие наибольшее применение в наручных и карманных часах.

1. Типовая конструкция нормальной зубчатой передачи (рис. 94). Эта схема состоит из четырех зубчатых пар: барабан 1 — триб центрального колеса; центральное колесо 2 — триб промежу-

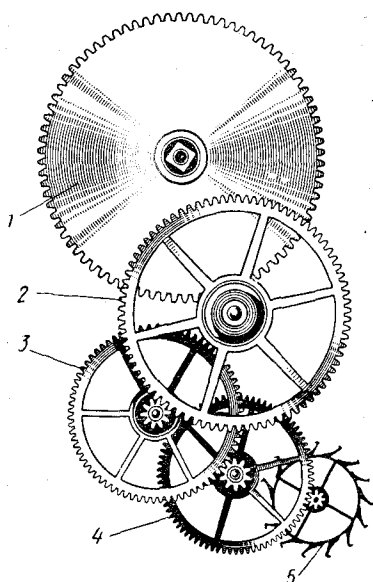


Рис. 94. Типовая конструкция нормальной зубчатой передачи в часах

точного колеса; промежуточное колесо 3 — триб секундного колеса и секундное колесо 4 — триб ходового колеса 5. Нормальная схема передачи имеет самый высокий коэффициент полезного действия и ее часто называют *классической* схемой.

Схема применяется в наручных малогабаритных часах, в наручных плоских часах нормального калибра, в наручных часах нормальных габаритных размеров с боковой секундной стрелкой и в карманных часах с боковой секундной стрелкой.

2. Схема передачи с центральной секундной стрелкой (рис. 95, а). По этой схеме вращение от барабана 1 передается на центральный триб 2, далее с центрального колеса на промежуточный триб 6 и с промежуточного

колеса на секундный триб 3, расположенный в центре механизма. С секундного колеса 5 вращение передается на ходовой (анкерный) триб 7 и далее с ходового колеса через анкерную вилку на узел баланса.

Преимущество этой схемы по сравнению с классической заключается в том, что наличие центральной секундной стрелки позволяет владельцу часов более точно определять время по циферблату и создает известные удобства при наблюдениях за различными процессами. Однако схема имеет и некоторые недостатки, главным образом конструктивного и технологического порядка.

В механизме требуется дополнительный мост 4 с накладкой для установки узла секундной стрелки. Это увеличивает высоту механизма на 1,2—1,5 мм. Кроме того, центральный триб имеет сквозное отверстие для прохода и работы секундного триба, что связано с дополнительной обработкой центрального триба. Ось секундного триба имеет длину значительно больше диаметра. Узел в целом усложняет сборку механизма и установку зазоров. Описанная схема применена в часах нормального калибра (К-2608).

Поиски новых решений, исключающих увеличение высоты механизма, привели к созданию схем, в которых применены дополнительные звенья и другие решения кинематических передач.

3. Усложненная схема передачи (рис. 95, б). По этой схеме вращение от барабана 2 передается на триб 1, смещенный от центра механизма на периферию. Триб 1 выполняет функции центрального

триба, совершая один оборот в час: Вращение с колеса триба передается на промежуточный триб 4. На оси триба 4 посажены два одинаковых промежуточных колеса 5 и 6 со втулками. Колесо 5 свободно вращается на оси триба и входит в постоянное зацепление с центральным секундным трибом 3 и с боковых секундным трибом 7. Колесо 6 жестко посажено на оси триба и передает вращение на секундный триб 3. Последний передает через колесо 5 вращение на секундный триб 7 и секундное колесо передает вращение на ходовой (анкерный) триб.

На триб 1 посажен минутный триб. Его назначение — передать вращение на стрелочный механизм при переводе часовой и минутной стрелок. По данной схеме триб минутной стрелки 9 посажен на уступ платины, а на него посажено часовое колесо 8. Ось секундной стрелки вращается в отверстии платины.

По этой схеме дополнительными звеньями являются промежуточное колесо, узел минутного триба и узел секундного триба.

Преимущество схемы заключается в том, что удаление центрального триба на периферию дает возможность увеличить диаметры барабана и баланса, что весьма положительно сказывается на точностных параметрах часов. Механизм не имеет увеличения по высоте, нет центрального триба со сквозным отверстием. Схема применена в наручных плоских часах нормального калибра К-2209.

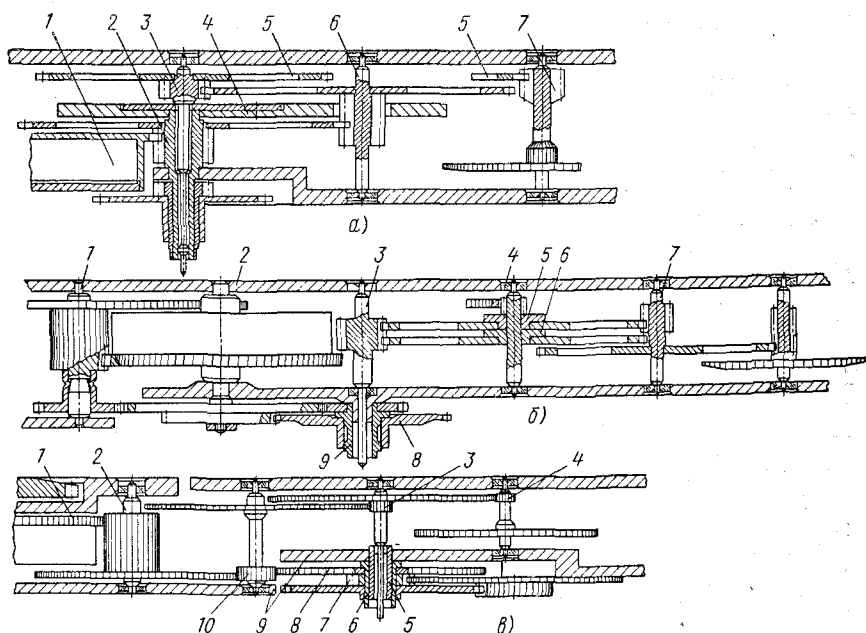


Рис. 95. Кинематические схемы зубчатых передач: а — схема передачи с центральной секундной стрелкой; б — усложненная схема передачи с секундной стрелкой для плоских часов; в — усложненная схема передачи для часов нормальных габаритных размеров

4. Разновидность усложненной схемы (рис. 95, в). Отличие ее от предыдущей схемы в следующем. Смещенный триб 10 через окно в платине 9 выходит на циферблатную сторону и входит в зацепление с минутным колесом 8, расположенным в центре механизма. Колесо 8 фрикционно посажено на втулку 6, на которой жестко посажен минутный триб 7. Втулка 6 вращается на трубке 5, внутри которой проходит ось секундного триба 3. Вращение на смещенный триб 10 передается с барабана 1 через передаточный триб и колесо 2. Секундное колесо передает вращение на промежуточный триб 4 и далее на анкерное устройство.

В данной схеме удалось избежать применения высокого центрального триба со сквозным отверстием.

Данная схема применена в наручных часах нормального калибра К-26.

3. ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ОТНОШЕНИЯ

Два зубчатых колеса, соединенных между собой так, что зубья одного из них входят во впадины другого и могут вращаться вокруг своих осей, образуют *зубчатую пару*. Если диаметр первого колеса d_1 , а второго d_2 , то при повороте (без скольжения) первого колеса на угол α , второе колесо повернется на угол β (рис. 96).

При равенстве дуг $\widehat{AB} = \widehat{AC}$ можно написать равенство

$$r_1 \alpha = r_2 \beta \text{ или } \frac{\alpha}{\beta} = \frac{r_2}{r_1}.$$

Угловые скорости колес и частота вращения будут относиться как

$$\frac{\alpha}{\beta} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

При одинаковом шаге t числа зубьев колес будут относиться как

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{z_1}{z_2}.$$

Группируя все три равенства, можно написать

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = i, \quad (84)$$

где d_1, d_2 — диаметры делительных окружностей колес; i — передаточное отношение.

Из последней формулы видно, что отношение угловых скоростей и частот вращения обратно пропорционально отношению диаметров и чисел зубьев.

В часовых механизмах малое зубчатое колесо с $z = 6 \div 16$ называют трибом и шестерней¹. В зубчатой передаче (ангренаже)

¹ Шестерня — малое зубчатое колесо, имеющее центральное отверстие для посадки на ось. Триб — малое зубчатое колесо, имеющее две цапфы для посадки в отверстия опор.

колеса являются *ведущими*, трибы — *ведомыми*. Пример конструктивного оформления колеса и триба показан на рис. 97. Колесо прочно закреплено на трибе и в таком виде его называют узлом; ему присваивают название колеса, например, узел центрального колеса. Каждый узел находится в зацеплении с предыдущим колесом и с последующим трибом.

Рассмотрим зубчатую передачу по схеме, изображенной на рис. 95, б. Барабан имеет 84 зуба, а триб центрального колеса — 12 зубьев. Передаточное отношение $i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{84}{12} = 7$. Передаточное отношение от центрального колеса до секундного триба должно быть равным 60, так как центральное колесо вместе с минутной стрелкой делает один оборот в час, а секундное колесо вместе с секундной стрелкой делает 60 оборотов в час или один оборот в минуту. Осуществить такую зубчатую передачу непосредственно от центрального колеса на секундный триб конструктивно трудно. Как правило, передаточное отношение одной зубчатой пары в часовых механизмах не превышает 10 : 1.

Поэтому в упомянутую передачу вводят дополнительную пару узел промежуточного колеса и передаточное число 60 разлагают на два множителя: 8 и 7,5. Тогда передача будет состоять из следующих пар:

$$i_2 = \frac{z_3}{z_4} = \frac{64}{8} = 8 \text{ и } i_3 = \frac{z_5}{z_6} = \frac{60}{8} = 7,5.$$

Следующая зубчатая пара: секундное колесо — триб ходового колеса

$$i_4 = \frac{z_7}{z_8} = \frac{70}{7} = 10.$$

Общее передаточное отношение $i_{\text{общ}}$ от барабана до ходового колеса равно произведению передаточных отношений зубчатых пар, входящих в кинематическую цепь:

$$i_{\text{общ}} = i_1 i_2 i_3 i_4, \tag{85}$$

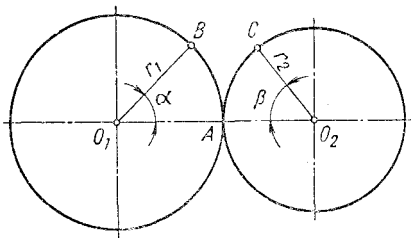


Рис. 96. Углы, проходимые колесами фрикционной пары

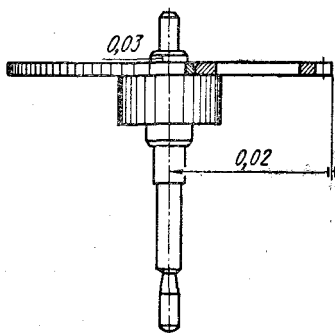


Рис. 97. Соединение колеса с трибом

в данном случае

$$i_{\text{общ}} = \frac{84 \cdot 64 \cdot 60 \cdot 70}{12 \cdot 8 \cdot 8 \cdot 7} = 4200.$$

Следовательно, одному обороту барабана соответствует 4200 оборотов ходового колеса. Если баланс сделает за час 9000 полных колебаний, то ходовое колесо с $z = 15$ сделает $\frac{9000}{15} = 600$ об/ч.

Барабан сделает $\frac{600}{4200} = \frac{1}{7}$ об/ч. Как правило, заводную пружину в барабане рассчитывают на 49 ч работы. Тогда барабан имеет $n = 49 \frac{1}{7} = 7$ оборотов.

При передаче вращения от барабана трибу центрального колеса передаваемый силовой момент уменьшается во столько же раз, во сколько раз увеличивается частота вращения триба:

$$\frac{M_{\text{тр}}}{M_{\text{б}}} = \frac{n_{\text{б}}}{n_{\text{тр}}} = \frac{1}{i_1}. \quad (86)$$

Для всей кинематической цепи ангренажа момент на ходовом колесе будет равен

$$\frac{M_{\text{к}}}{M_{\text{б}}} = \frac{n_{\text{б}}}{n_{\text{к}}} = \frac{1}{i_{\text{общ}}}.$$

Данное соотношение моментов верно лишь для теоретического расчета, когда не принимают во внимание потери моментов на трение между зубьями и в опорах. Если принять коэффициент полезного действия одной зубчатой пары $\eta = 0,96$, то для четырех пар общий коэффициент $\eta = 0,96^4 = 0,83$. Тогда формулу в общем виде можно переписать так:

$$M_{\text{к}} = \eta \frac{M_{\text{б}}}{i_{\text{общ}}}. \quad (87)$$

Момент на ходовом колесе в наружных часах нормального калибра (К-26) составляет от 1,2 до 2 мкН·м, а в малогабаритных часах — меньше.

При таком малом моменте на ходовом колесе малейшая неточность в выполнении зубчатых пар или загрязнение механизма приводит к остановке часового механизма или к «вялому» ходу, когда амплитуда колебаний снижается до 90° и часы сильно отстают.

В кинематической цепи применяют *циклоидальное, модифицированное зацепление*, называемое *часовым зацеплением*.

4. ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ ЦИКЛОИДАЛЬНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

К зубчатым передачам большинства приборов и механизмов предъявляются требования постоянства отношения: $\frac{\omega_2}{\omega_1}; \frac{n_2}{n_1};$

$\frac{r_2}{r_1}$, т. е. передаточное отношение $i = \text{const}$.

Делительные окружности с радиусами r_1 и r_2 катятся одна по другой без скольжения (рис. 98, а). Для сохранения постоянства i необходимо, чтобы нормаль к сопряженным профилям в мгновенной точке их касания M проходила через точку P , находящуюся на линии центров и на касании делительных окружностей. Точку P называют *полюсом зацепления*. Это положение сформулировано в известной теореме Виллиса. Касание двух профилей может происходить в случаях: 1) когда оба профиля выпуклые, 2) когда один профиль выпуклый, а другой — прямая линия, и 3) когда один профиль выпуклый, а другой вогнутый, причем радиус вогнутого профиля должен быть больше радиуса выпуклого. Согласно общей теории зацепления рабочие участки профилей двух сцепляющихся колес должны быть взаимно огибающими в их относительном движении. Представим себе колесо z_1 катящимся своей делительной окружностью без скольжения по делительной окружности колеса z_2 ; последовательные положения профиля зуба колеса z_1 образуют на неподвижной плоскости, связанной с колесом z_2 , семейство плоских кривых 2 (рис. 98, б).

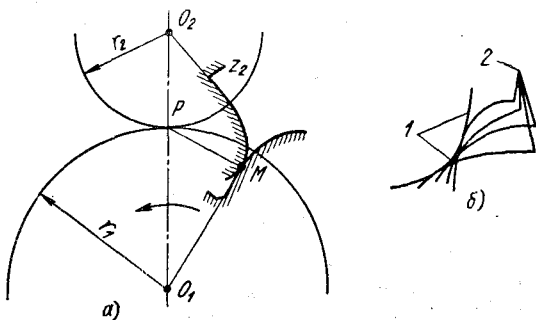
Согласно общей теории зацепления огибающая 1 этого семейства кривых и есть искомым сопряженный профиль колеса z_2 , так как: 1) каждая точка огибающей принадлежит также и одной точке из семейства кривых и 2) каждая точка огибающей есть в то же время предельное положение пересечения двух соседних кривых семейства при их неограниченном сближении. Рассмотрим это на примере.

Пусть точки O_1 и O_2 — центры делительных окружностей 1 и 2 (рис. 99). Производящая окружность 3 катится без скольжения по делительным окружностям 1 и 2. Точка A этой окружности опишет эпициклоиду Aq_1 при качении по окружности 1 и гипоциклоиду Aq_2 при качении по окружности 2. Если окружности 1 и 2 будут вращаться вокруг своих осей O_1 и O_2 с общей скоростью v , то дуга AC окружности 3 будет *линией зацепления*.

Поскольку делительные окружности при качении проходят через полюс зацепления, то они одновременно являются геометрическим местом точек касания мгновенных центров, почему иногда их называют *центроидами*.

Рис. 98. Образование искомого профиля колеса:

а — построение полюса зацепления P и профиля колеса z_1 ; б — огибающая линия семейства плоских кривых — профиль колеса z_2



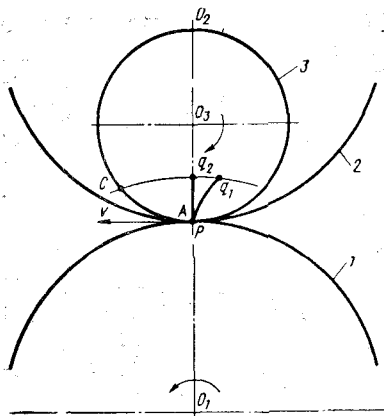


Рис. 99. Форма эпициклоиды Aq_1 и гипоциклоиды Aq_2

Профили зубьев колес и трибов часового механизма можно выполнять в форме циклоидальных кривых: эпициклоиды, гипоциклоиды и эвольвенты.

Эпициклоида образуется качением без скольжения производящей окружности R по основной (делительной) окружности Q , когда центр производящей окружности O расположен вне основной окружности (рис. 100, а). При качении точка A , находящаяся на производящей окружности, при совмещении точки A_2 с точкой A_1 опишет дугу эпициклоиды O_1A .

Гипоциклоида образуется качением без скольжения производящей окружности R по основной окружности Q , когда центр производящей окружности O расположен внутри основной окружности (рис. 100, б). При качении точка A , находящаяся на производящей окружности, опишет дугу гипоциклоиды O_1A .

В частном случае, когда радиус производящей окружности равен $1/2$ радиуса основной окружности $b = a/2$, гипоциклоида обращается в прямую линию, направленную по радиусу основной окружности к ее центру; при $b > a/2$ получается утонение ножки зуба; при $b = a$ линия превращается в точку; при $b < a/2$ ухудшается качество зацепления (увеличивается угол входа).

Эвольвента (развертка круга) образуется качением без скольжения прямой линии R по основной окружности Q (рис. 100, в). При качении точка A , принадлежащая прямой линии, опишет дугу эвольвенты O_1A .

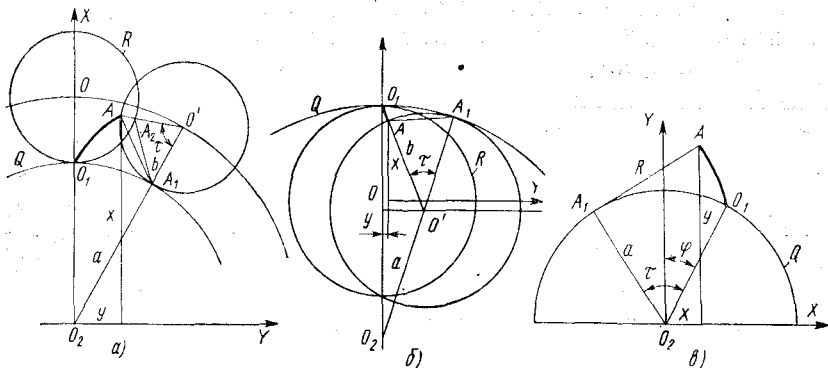


Рис. 100. Циклоидальные кривые: а — эпициклоида; б — гипоциклоида; в — эвольвента

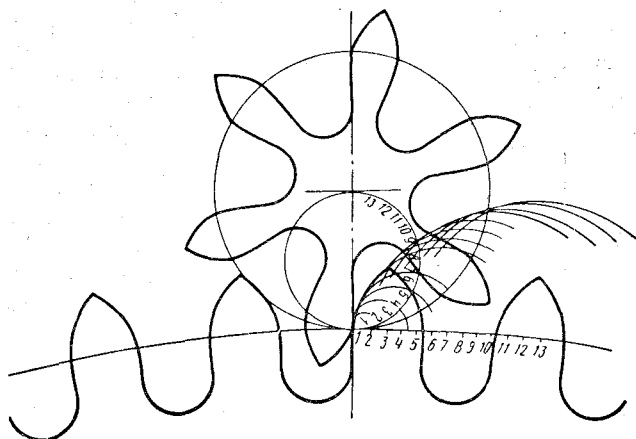


Рис. 101. Схема построения эпициклоиды головки зуба колеса

В циклоидальном зацеплении головка зуба колеса и триба очерчивается по дуге эпициклоиды (начальная ветвь), а ножка зуба — по дуге гипоциклоиды (начальная ветвь). На рис. 101 показано графическое построение эпициклоиды. В эвольвентном зацеплении головка и ножка зуба очерчиваются одной дугой эвольвенты (начальная ветвь).

5. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ЧАСОВОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

В часовом зацеплении дуги эпициклоид головок колес и трибов заменены дугами окружностей, причем для колеса замена (аппроксимация) произведена дугой окружности 2, максимально приближающейся к дуге эпициклоиды 1 (рис. 102), а для триба, наоборот, со значительным отклонением. Для трибов приняты три формы головок (рис. 103). *Форма А* (рис. 103, а): головка очерчена полуокружностью с радиусом q , равным 0,5 толщины зуба. *Форма В* (рис. 103, б): головка очерчена двумя дугами окружности с радиусом q , равным $\frac{2}{3}$ толщины зуба. *Форма С* (рис. 103, в): головка очерчена двумя дугами окружности с радиусом q , равным толщине зуба. Форму А применяют сравнительно редко. Форму С применяют для трибов с $z = 6, 7$, она носит название *оживальной нормальной формы*. Форма В имеет наибольшее применение для трибов с $z > 7$ и носит название *оживальной сокращенной формы*. В ГОСТ 13678—73 нормализована лишь форма В. Замена дуги эпициклоиды головки зуба колеса дугой окружности произведена по технологическим соображениям. Изготовить профиль фрезы, обеспечивающий получение эпициклоидального профиля на колесе, — задача очень сложная и до настоящего времени практически не решена. Замена дуги эпициклоиды головки зуба триба дугами окружности, кроме технологических соображений, вызвана соображениями о необходимости снижения углов входа в за-

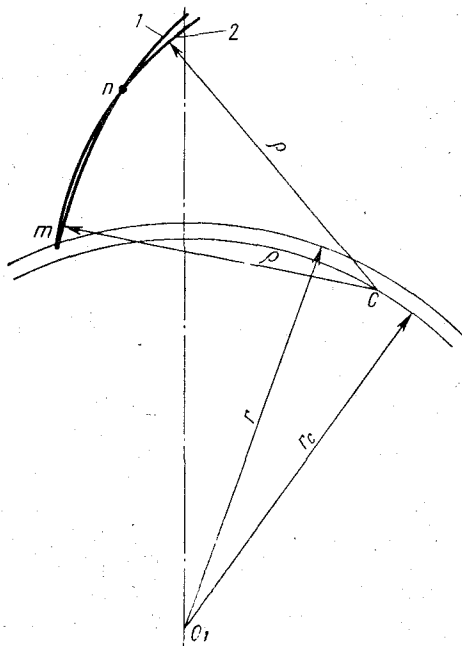


Рис. 102. Аппроксимация начальной ветви эпициклоиды дугой окружности:

r — радиус делительной окружности; r_c — радиус окружности центров; ρ — радиус аппроксимированной окружности; n, m — точки пересечения начальной ветви эпициклоиды с дугой аппроксимированной окружности

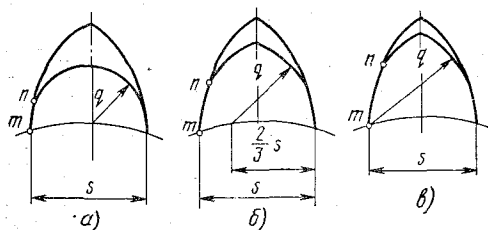


Рис. 103. Формы головок трибов:

a — форма А; b — форма В; c — форма С

именными профилями (левым и правым) зуба, есть *окружная толщина зуба* s_t .

Угловую толщину зуба и ширину впадины обозначают соответственно 2ψ и 2η . Часть зуба, расположенную выше делительной окружности, называют *головкой зуба*; высоту ее обозначают h_a ; часть зуба, расположенную ниже делительной окружности, называют *ножкой зуба*; высоту ее обозначают h_f . Окружность, ограничивающую вершины головок зубьев, называют *окружностью*

цепление, поскольку в результате этого достигается более равномерная передача моментов до и после линии центров.

На рис. 104 показана зубчатая пара часового зацепления: колесо — триб с индексацией размеров. Основной окружностью является окружность диаметра d , называемая *делительной*. Эта окружность разделена на определенное целое число зубьев z . Расстояние по делительной окружности между двумя одноименными профилями (правыми и левыми) смежных зубьев называют *шагом*.

Шаг в линейном измерении обозначают индексом P_t и называют *окружным шагом*.

Шаг в угловом измерении обозначают буквой τ и называют *угловым шагом*.

Окружной шаг равен длине делительной окружности, разделенной на число зубьев колеса $P_t = \frac{\pi d}{z}$; соответственно угловой шаг $\tau = \frac{360^\circ}{z}$.

Длина дуги по делительной окружности, заключенная между разно-

вершин; ее диаметр и радиус обозначают d_a и r_a . Окружность, проходящую через основание впадин зубьев, называют *о́кружностью впадин*; ее диаметр и радиус обозначают d_f и r_f . Радиальное расстояние между окружностями вершин и впадин составляет высоту зуба: $h = r_a - r_f$ или $h = h_a + h_f$. Расстояние между осями колеса и триба O_1O_2 называют *межосевым расстоянием* и обозначают a . Профиль головки зуба колеса очерчен дугами окружности радиуса ρ , с центром, лежащим на окружности диаметра d_c и радиуса r_c . Расстояние между основанием впадины колеса и вершиной зуба триба называют *радиальным зазором* и обозначают S . Радиальный зазор для триба обозначают также S . Зазор между неработающими профилями зубьев колеса и триба называют *боковым зазором*. Угол δ определяет значения d_a . Наибольшую толщину зуба обозначают s_n . Для триба определения и обозначения аналогичны.

Введем понятие модуля. Было установлено, что окружной шаг $P_t = \frac{\pi d}{z}$, откуда $d = \frac{P_t}{\pi} z$. Отношение $\frac{P_t}{\pi}$ обозначают буквой m и называют *модулем зацепления*. Тогда можно написать

$$P_t = \pi m; \quad d = mz \quad \text{и} \quad m = \frac{d}{z}. \quad (88)$$

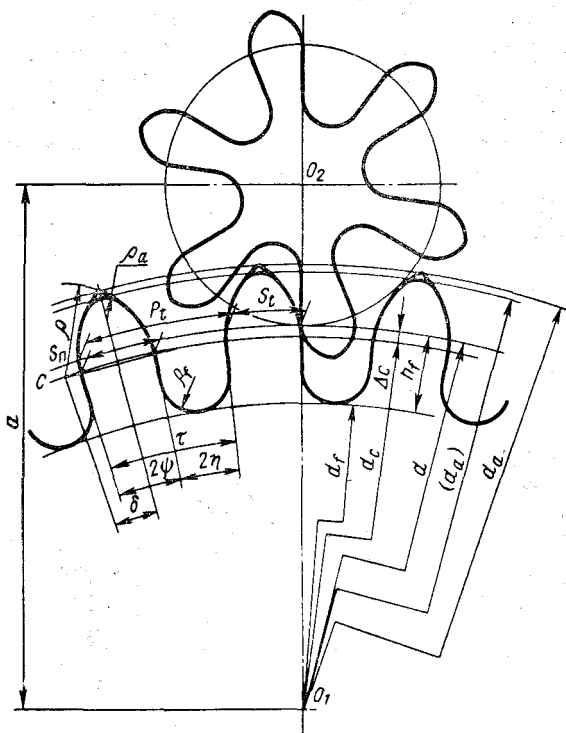


Рис. 104. Параметры зацепления зубчатой пары колесо—триб

Модуль имеет размерность мм. Как видно из формулы (88), модуль рассчитывают только по делительной окружности. В часовом производстве модули нормализованы.

Модули от 0,05 до 0,5 мм находят применение в зубчатых передачах наручных и карманных часов, а также малогабаритных будильников. Модули от 0,6 до 1,00 мм находят применение в крупногабаритных настенных и напольных часах и в приборах времени служебного назначения. Отклонения от нормальных модулей допускаются в тех случаях, когда на параллельных осях расположены две зубчатые пары и более.

6. ОТЛИЧИТЕЛЬНЫЕ ПРИЗНАКИ ЧАСОВОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

При работе зубчатой пары геометрическое место точек касания двух сопряженных профилей на неподвижной плоскости образует *линию зацепления*.

Для эвольвентных передач линия зацепления есть *прямая линия*, проходящая через полюс зацепления P и касательная к основным окружностям (рис. 105, а). Отрезок AB — рабочий участок линии зацепления. Угол зацепления α — величина постоянная, равная 20° .

Для циклоидальных профилей линия зацепления состоит из двух дуг производящих окружностей: $AP + PB$, сопряженных в полюсе зацепления P (рис. 105, б). До линии центров работает ножка зуба колеса с головкой зуба триба. После линии центров работает головка зуба колеса с ножкой зуба триба. Углы, проходимые колесом и трибом от начала контакта зубьев одной пары до линии центров, называют *углами входа*, а после линии центров до окончания контакта — *углами выхода*. Для циклоидального и часового зацеплений (рис. 105, б) углы входа обозначены

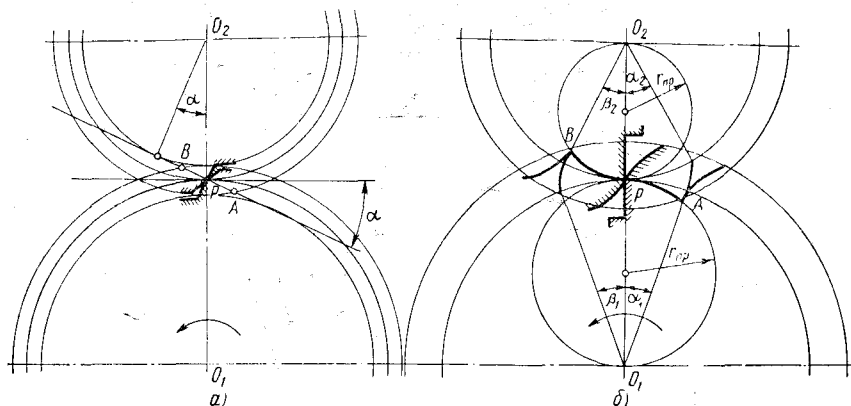


Рис. 105. Форма линий зацепления:
а — эвольвентного; б — циклоидального

α_1 и α_2 , а углы выхода β_1 и β_2 . Сумма углов входа и выхода колеса или триба должна быть больше или равна угловому шагу, т. е.

$$\alpha + \beta = \frac{360^\circ}{z}$$

В табл. 15 приведены значения углов входа и выхода для основных зубчатых пар с часовым профилем.

Для часовых профилей линия зацепления будет отклоняться от теоретической кривой АВ (рис. 105, б) на тех участках, где дуги окружностей не совпадают с дугами эпициклоид. В результате $i \neq \text{const}$ в пределах одного шага и передаваемый момент также будет изменяться, что ведет к нарушению точности хода. Чтобы свести к минимуму эти отклонения, рабочие участки профиля колеса $m-n$ (см. рис. 102) и профиля триба $m-n$ (см. рис. 103) максимально приближены к дугам эпициклоид.

Для нормальной работы часовое зацепление требует строгого соблюдения межосевого расстояния зубчатой пары, в то время как в эвольвентном зацеплении это требование не является строго обязательным. При раздвижении осей сцепляющие пары в часовом зацеплении на определенном участке будут соприкасаться двумя эпициклоидами. При сближении осей — явление обратное: сцепляющиеся пары на определенном участке будут соприкасаться двумя гипоциклоидами. В обоих случаях нарушается правиль-

Таблица 15

Число зубьев пары		Угловой шаг τ	Углы входа триба α_2	Углы выхода триба β_2	Форма головки зуба триба	
z_k	$z_{тр}$					
120 96 84 60	12	30°	—	32° 50' 43" 32 33 14 32 21 3 31 43 35	В	
90 80 75 70 60	10	36°	1° 4' 17" 1 14 13 1 20 6 1 26 46 1 43 9	34 55 43 34 45 47 34 39 54 34 33 14 34 16 51		
80 64 56	8	45°	6 59 5 7 17 36 7 30 32	38 0 55 37 42 24 37 29 28		
70 63	7	51° 25' 43"	11 30 29 11 38 53	39 55 14 39 46 50		
60 54 48	6	60°	17 44 15 17 52 42 18 3 9	42 15 45 42 7 18 41 56 51		С

ΔA , мм	$m = 0,100$ мм $z_K = 60$ $z_{TP} = 6$ $\alpha_2 + \beta_2 = 60^\circ$		$m = 0,100$ мм $z_K = 60$ $z_{TP} = 8$ $\alpha_2 + \beta_2 = 45^\circ$		$m = 0,105$ мм $z_K = 64$ $z_{TP} = 8$ $\alpha_2 + \beta_2 = 45^\circ$	
	α_2	β_2	α_2	β_2	α_2	β_2
	0 +0,02 (раздвижение) -0,02 (сближение) -0,03 (сближение)	17° 44' 30 5 3	42° 16' 30 55 57	7° 24' 20 -2 -5	37° 36' 25 47 -50	7° 17' 18 -3 -7

ность зацепления: изменяются характер линии зацепления, передаточное отношение, углы входа и выхода. Такое же влияние оказывает и радиальное биение колеса и завышение или занижение диаметра окружности вершин. В эвольвентном зацеплении этого не происходит, изменяется лишь длина и угол линии зацепления. Поэтому в часовом зацеплении предельные отклонения и допуски на эти параметры назначаются более жесткими. Экспериментально установлено, что предельное отклонение межосевого расстояния не должно превышать $0,1m$ для часов повышенного и 1-го класса точности и $0,15m$ для часов широкого потребления.

В табл. 16 приведены примерные значения углов входа и выхода при сближении и раздвижении центров для трех пар зубчатых зацеплений на основании экспериментальных данных.

В отличие от эвольвентного зацепления в циклоидальном и часовом зацеплениях нет основной окружности. Окружность центров является в известной степени основной окружностью.

Часовое зацепление допускает передачи с числом зубьев триба $z_{TP} = 6$ и передаточным отношением $10 : 1$; в эвольвентном зацеплении этого нет. Часовое зацепление — одностороннее, с большим боковым зазором и остроконечными зубьями, что позволяет назначать менее жесткие допуски на толщину зуба и на шаг и, кроме того, значительно упрощает контроль параметров делительной окружности и окружности вершин.

В эвольвентном зацеплении боковые зазоры незначительны, а в случае реверсивных передач совсем отсутствуют, что обуславливает более низкий к. п. д. такой пары.

Преимущество часового зацепления по сравнению с эвольвентным заключается в более высоком к. п. д. По удельному давлению, скольжению и по износу часовое зацепление предпочтительнее эвольвентного, особенно там, где передаваемые моменты очень малы.

В часовом зацеплении головка зуба колеса в зависимости от числа зубьев триба имеет высоту (1,26—1,94) m , а в эвольвентном зацеплении высота головки зуба равна m . Глубина впадины в часовом зацеплении равна: у колеса 1,57 m и у триба (1,54—2,34) m , а в некоторых случаях, например в секундомерах, до 2,4 m . В эвольвентном зацеплении глубина впадины равна 1,2 m . Таким образом, часовое зацепление отличается от эвольвентного и по внешнему виду.

По истечении некоторого срока эксплуатации зубья колес эвольвентного профиля принимают форму часового профиля.

7. РАСЧЕТ И ПОСТРОЕНИЕ ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ АНГРЕНАЖА

Расчет и построение зубчатой пары ангренажа выполняют на основании данных таблиц ГОСТ 13678—73.

Пусть задано число зубьев колеса $z_k = 64$; число зубьев триба $z_{тр} = 8$ и $m = 0,105$ мм.

Рассчитаем параметры пары в следующей последовательности.

1. Определим межосевое расстояние по формуле

$$a = m \frac{z_k + z_{тр}}{2} = 0,105 \frac{64 + 8}{2} = 3,78 \text{ мм.}$$

2. Подсчитаем диаметры и радиусы делительных окружностей колеса и триба по формуле $d = mz$:

$$d_k = 0,105 \cdot 64 = 6,72 \text{ мм, } r_k = 3,36 \text{ мм;}$$

$$d_{тр} = 0,105 \cdot 8 = 0,84 \text{ мм, } r_{тр} = 0,42 \text{ мм.}$$

3. Определим толщину зуба колеса $S_t = 0,5P_t = 0,165$ мм; толщину триба $S_t = 0,33P_t = 0,11$ мм.

4. Найдем радиусы кривизны профиля головок зуба (по данным табл. 6 и 7 ГОСТ 13678—73):

$$\rho_k = \rho^* m = 2,15 \cdot 0,105 = 0,226 \text{ мм;}$$

$$\rho_{тр} = 0,7m = 0,70 \cdot 0,105 = 0,073 \text{ мм.}$$

5. Определим диаметр и радиус окружности центров колеса:

$$d_c = d - 2\Delta c,$$

где

$$\Delta c = \Delta c^* m = 0,20 \cdot 0,105 = 0,021 \text{ мм.}$$

Тогда

$$d_c = 6,72 - 0,042 = 6,68 \text{ мм; } r_c = 3,34 \text{ мм.}$$

6. Подсчитаем высоту ножки зуба колеса:

$$h_f = 1,57m = 0,165 \text{ мм.}$$

7. Определим диаметр и радиус впадины колеса:

$$d_f = d - 2h_f = 6,72 - 0,33 = 6,39 \text{ мм}; r_f = 3,195 \text{ мм}.$$

8. Найдем высоту головки зуба триба с профилем В:

$$h_a = 0,67m = 0,070 \text{ мм}.$$

9. Найдем диаметр окружности вершин триба:

$$d_a = d + 2h_a = 0,84 + 0,14 = 0,98 \text{ мм}.$$

10. Определим диаметр окружности вершин колеса по формуле

$$d_a = d_c \cos \delta + \sqrt{4\rho^2 - a_c^2 \sin^2 \delta},$$

где

$$\delta = \arccos \frac{d^2 + d_c^2 - 4\rho^2}{2d d_c} - S_i^* \frac{\tau}{2};$$

здесь коэффициент, определяющий толщину зуба колеса S_i^* , равен 0,5;

$$\tau = \frac{360^\circ}{64} = 5^\circ 37' 30''; S_i^* \frac{\tau}{2} = 1^\circ 24' 22'';$$

$$\delta = \arccos \frac{6,72^2 + 6,68^2 - 4(0,226)^2}{2 \cdot 6,72 \cdot 6,68} - 1^\circ 24' 22'' = \arccos 0,9972 -$$

$$- 1^\circ 24' 22'' = 4^\circ 20' - 1^\circ 24' 22'' = 2^\circ 55' 38'';$$

$$\cos \delta = 0,9988; \sin \delta = 0,051; \sin^2 \delta = 0,0026;$$

$$d_a = 6,68 \cdot 0,9988 + \sqrt{0,2 - 0,116} = 6,672 +$$
$$+ 0,29 = 6,962 \text{ мм}; r_a = 3,481 \text{ мм}.$$

11. Найдем высоту головки зуба колеса:

$$h_a = 3,481 - 3,36 = 0,121 \text{ мм}.$$

12. Вычислим высоту зуба колеса:

$$h = 0,121 + 0,165 = 0,286 \text{ мм}.$$

13. Определим диаметр впадины триба:

$$d_f = d - 2h_a - 2C = 0,84 - 0,242 - 0,084 = 0,514 \text{ мм},$$

где радиальный зазор у триба $C = 0,4m$.

14. Радиальный зазор у колеса

$$C = 0,165 - 0,070 = 0,095 \text{ мм}, \text{ или } 0,9m.$$

Определение d_a по приведенной формуле является громоздким и не исключены ошибки при вычислениях. Определить d_a можно более простым способом, воспользовавшись коэффициентом из табл. 17, по формуле

$$d_a = d + km = 6,72 + 2,90 \cdot 0,105 = 7,02 \text{ мм}. \quad (89)$$

Число зубьев триба или шестерни	Коэффициент k при передаточном отношении	
	$i = 3 \div 6$	$i = 7 \div 12$
6	2,48—2,56	2,58—2,60
7	2,62—2,72	2,74—2,78
8	2,76—2,88	2,90—2,94
9	2,88—3,00	3,02—3,08
10	3,00—3,12	3,14—3,20
12	3,20—3,36	3,38—3,44
14	3,40—3,56	3,58—3,64
15	3,48—3,66	3,68—3,76
16	3,56—3,74	3,76—3,84

Разница в расчетах составляет всего лишь 0,06 мм на диаметр, причем размер 7,02 ближе к теоретическому диаметру, равному для данного построения 7,045 мм.

Диаметр d_a можно найти графическим построением зубьев колеса, так как определены величины d ; d_c ; ρ и S_t .

После определения аналитическим путем параметров зацепления колеса и триба выполняют графическое построение профилей зубьев. На листе бумаги в масштабе 100 : 1 откладывают межосевое расстояние a и проводят делительные окружности, обозначают полюс зацепления, точку P , на пересечении межосевой линии с точкой касания делительных окружностей.

Далее от межосевой линии откладывают на делительной окружности колеса влево толщину зуба колеса и вправо на делительной окружности триба — толщину зуба триба. Поделив пополам толщины зубьев, проводят из центров O_1O_2 лучи-радиусы через точки деления. Проводят окружность центров колеса. Радиусом ρ с центром C строят профиль головки зуба колеса. Пересечение дуг профиля даст на луче-радиусе острую вершину зуба; высота зуба h_a и радиус вершин r_a при графическом построении должны соответствовать величинам, определяемым аналитическим путем.

Затем строят ножку зуба колеса и оформляют впадины. Из центра O_1 проводят лучи-радиусы, касательные к дугам окружности радиуса ρ . Касание произойдет ниже окружности центров под прямым углом к радиусу ρ . Впадину оформляют подбором радиуса ρ_f . Окружность впадин, предварительно проведенная, должна быть касательной к окружности радиуса ρ_f . Прямые профили ножки зуба должны быть касательными к окружности впадин. Радиус ρ_f и его центр подбирают прежде всего так, чтобы ножки зуба были касательными к окружности этого радиуса. Окружность впадин с радиусом r_f может корректироваться по окружности с радиусом ρ_f , так как величина зазора C вполне допускает незначительную корректировку.

Профиль зуба триба строят в той же последовательности, что и профиль зуба колеса. Радиусом $\rho = 0,07m$ с центром на делительной окружности строят профиль головки триба. Пересечение дуг определит высоту головки зуба h_a и радиус окружности выступов r_a , которые должны соответствовать величинам, рассчитанным аналитическим путем. Далее строят окружности впадин триба и по аналогии с колесом подбирают радиус дуги впадины ρ_f .

Построение выполняют не менее чем для трех зубьев колеса и триба, после чего проводят окружности вершин колеса и триба и проверяют совпадение полученных высот головок трех построенных зубьев.

Необходимо иметь в виду, что наиболее ответственными параметрами в зацеплении являются радиус кривизны профиля головки зуба колеса ρ , высота головки зуба колеса h_a , радиальный зазор у триба C . При сближении центров и при значительном эксцентриситете колеса зазор C может исчезнуть и произойдет заклинивание пары (см. данные табл. 16).

8. ПЕРЕДАЧА СИЛОВЫХ МОМЕНТОВ В ЗУБЧАТОЙ ПАРЕ АНГРЕНАЖА

Как отмечено, силовой момент, передаваемый на триб, уменьшается во столько раз, во сколько раз увеличивается число его оборотов, т. е. во сколько раз радиус делительной окружности триба меньше радиуса делительной окружности колеса, что можно записать так:

$$\frac{M_{тр}}{M_k} = \frac{r_{тр}}{r_k} = 1:i.$$

Это положение верно для случая, когда контакт сопряженных профилей происходит в полюсе зацепления (точка P). Во всех остальных случаях зацепления пары момент на трибе изменяется за счет изменения направления сил трения между профилями зубьев, за счет изменения положения соприкасающихся профилей зубьев относительно межосевой линии и за счет погрешностей изготовления и сборки пары.

В заключение можно сказать, что потери момента при входе и выходе пары из зацепления незначительны и составляют доли процента. Следует лишь отметить, что при входе пары ангренажа в зацепление происходит уменьшение момента на трибе и соответственно увеличение угловой скорости (порядка 0,2—0,3% от номинала); при выходе пары из зацепления происходит увеличение момента на трибе и соответственно уменьшение угловой скорости (порядка 0,4—0,5% от номинала).

Все это объясняется отклонениями в профилях пары, узаконенных заменой дуг эллипсоид дугами окружностей.

9. ЦЕВОЧНОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ

В ангренаже крупногабаритных будильников, настольных часов и настенных часов-ходиков находит применение цевочное зацепление — разновидность часового зацепления. Такое зацепление применяется также в некоторых зубчатых передачах планетарных механизмов, в домкратах и других устройствах, так как позволяет использовать трибы с $z = 4 \div 6$. Зацепление отличается большими боковыми и радиальными зазорами. Колесо имеет зубья с профилем, близким к нормальному часовому; высота головки зуба берется равной $(1,35—1,6) m$, а триб имеет зубья в виде цилиндрических штифтов, диаметр которых примерно равен толщине зуба нормального триба. Центры штифтов расположены на делительной окружности триба.

Конструкция триба показана на рис. 106. Стальные штифты 1 из высокоуглеродистой стали (марка У10А) закреплены в латунной втулке 3. Штифты называют *цевками*, поэтому и зацепление называют *цевочным*. Втулка вместе с цевками закреплена на валике 2. У триба нет ножки зуба, гипоциклоида профиля превращена в точку, профиль головки зуба имеет форму А (рис. 103) — это характерно для *точечного зацепления*, в этом случае радиус производящей окружности равен радиусу делительной окружности и линия гипоциклоиды превращена в точку.

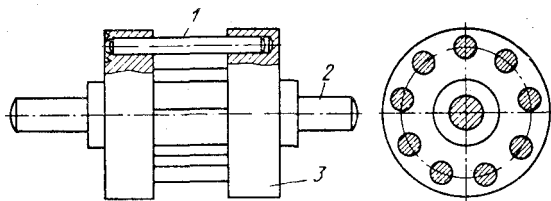
Теоретический профиль головки зуба колеса образуется так же, как и в нормальном часовом зацеплении, т. е. при качении окружности 2 по окружности 1 (рис. 107). Точка А опишет эпициклоиды PA и PA_1 . Расчетный профиль образуется эквидистантными эпициклоидами aa_1 и bb_1 аппроксимированными дугами окружностей. Эквидистантное расстояние равно радиусу цевки.

Линия зацепления для теоретического профиля есть дуга делительной окружности Pl .

Для цевочного зацепления в зависимости от диаметра цевки линия зацепления будет отличаться от дуги делительной окружности триба и отклоняться внутрь круга 2. Линия зацепления может быть определена аналитическим и графическим путем.

При графическом построении вычерчивают несколько положений цевок на делительной окружности с углами φ_1, φ_2 и т. д. На рис. 108 дано положение цевки с центром P_1 и углом φ_1 . Поскольку нормаль в точке касания сопряженных профилей должна проходить через полюс зацепления P (теорема Виллиса), то, со-

Рис. 106. Конструкция цевочного триба



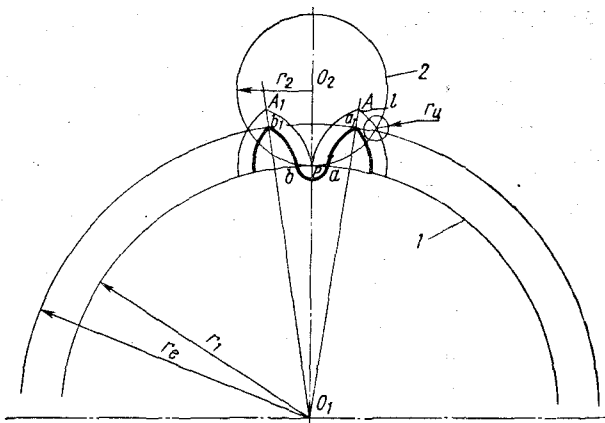


Рис. 107. Профиль головки зуба колеса теоретический и действительный (эквидистантный)

единя точки PP_1 прямой линией, получим на окружности цевки точку M_1 , которая и принадлежит линии зацепления. Соединяя плавной кривой точки M_1, M_2, M_3, \dots, M , найденные дальнейшим построением, получим линию зацепления, имеющую форму кривой, известной под названием улитки Паскаля.

Определим аналитическим путем линию зацепления (рис. 108). В системе координат XU имеем

$$x_1 = PM_1 \cos \alpha;$$

$$y_1 = PM_1 \sin \alpha.$$

Заменяя PM_1 на $PP_1 - r_{ц}$ и PP_1 на $2r_2 \sin \frac{\varphi_1}{2}$, получим

$$x_1 = \left(2r_2 \sin \frac{\varphi_1}{2} - r_{ц} \right) \cos \alpha;$$

$$y_1 = \left(2r_2 \sin \frac{\varphi_1}{2} - r_{ц} \right) \sin \alpha.$$

Заменяя α на $\varphi_1/2$, что следует из треугольника PO_2P_1 , где $2\beta + \varphi_1 = 180^\circ$ и $\alpha + \beta = 90^\circ$, будем иметь в окончательном виде уравнения линии зацепления в параметрической форме:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \left(2r_2 \sin \frac{\varphi_1}{2} - r_{ц} \right) \cos \frac{\varphi_1}{2}; \\ y_1 &= \left(2r_2 \sin \frac{\varphi_1}{2} - r_{ц} \right) \sin \frac{\varphi_1}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (90)$$

Коэффициент перекрытия ξ , характеризующий плавность зацепления, определяется по формуле

$$\xi = \frac{\varphi_e}{2\pi/z_2}, \quad (91)$$

где φ_e — угол поворота триба от начала ординаты до конца зацепления; z_2 — число цевок триба.

Угол φ_e определяется по формуле

$$\sin^2 \frac{\varphi_e}{2} - \frac{r_{\text{ц}}(r_1 + 2r_2)}{2r_2(r_1 + r_2)} \sin \frac{\varphi_e}{2} + \frac{r_1^2 + r_{\text{ц}}^2 - r_e^2}{4r_2(r_2 + r_1)} = 0, \quad (92)$$

которая представляет собой квадратное уравнение.

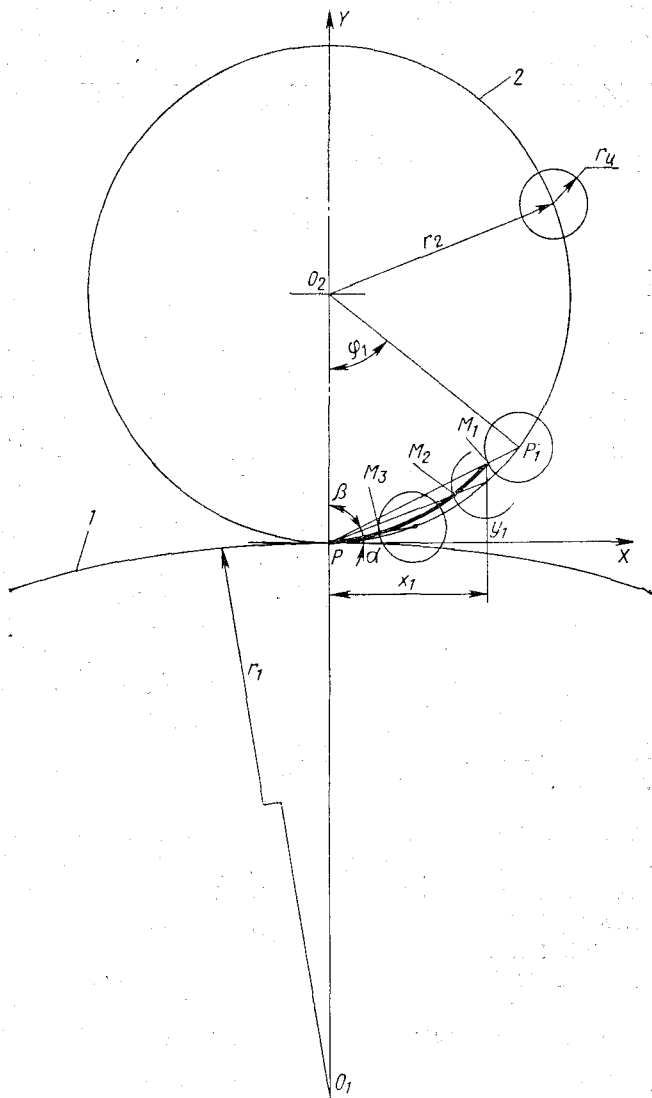


Рис. 108. Линия зацепления пары колесо—цевочный триб

Произведем поверочный расчет коэффициента перекрытия одной цевочной пары ангренажа будильника Б-6 со следующими данными:

$$z_k = 54; m = 0,72 \text{ мм}; z_{\text{тр}} = 9; \tau = \frac{360^\circ}{9} = 40^\circ;$$

$$r_e = 20,65 \text{ мм}; r_2 = 3,24 \text{ мм};$$

$$r_1 = 19,50 \text{ мм}; r_{\text{ц}} = 0,45 \text{ мм}.$$

Подставляя в формуле (92) значения $r_e; r_1; r_2; r_{\text{ц}}$, находим значение φ_1 .

$$\sin^2 \frac{\varphi_e}{2} - \frac{0,45 (19,5 + 6,48)}{6,48 (19,5 + 3,24)} \sin \frac{\varphi_e}{2} + \frac{19,5^2 + 0,45^2 - 20,65^2}{4 \cdot 3,24 (3,24 + 19,5)} = 0;$$

$$\sin^2 \frac{\varphi_e}{2} - 0,08 \sin \frac{\varphi_e}{2} - 0,156 = 0;$$

$$\sin \frac{\varphi_e}{2} = 0,430; \frac{\varphi_e}{2} = 25^\circ 30'; \varphi_e = 51^\circ.$$

Коэффициент перекрытия

$$\xi = \frac{51^\circ}{40^\circ} = 1,27.$$

Значение угла φ_e было принято от начала оси координат. В действительности угол зацепления будет больше на величину φ' , равную угловой ширине радиуса цевки. При $r_2 = 3,24 \text{ мм}$ и $r_{\text{ц}} = 0,45 \text{ мм}$ угол $\varphi' = 8^\circ$. Поэтому полный угол зацепления $\varphi_e = 51^\circ + 8^\circ = 59^\circ$ и $\xi = 1,5$.

Коэффициент перекрытия $\xi > 1$, т. е. плавность зацепления лучше, чем в нормальном часовом зацеплении. Недостаток цевочного зацепления в том, что вследствие значительного трения профиля зуба колеса по цилиндрической поверхности цевки происходит быстрый локальный износ их. Поэтому к. п. д. одной пары цевочной передачи сравнительно невысок: 0,90—0,92.

10. МЕЛКОМОДУЛЬНОЕ ЭВОЛЬВЕНТНОЕ МОДИФИЦИРОВАННОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ

Такое зацепление находит применение в часах с секундомером, в авиационных бортовых часах, в секундомерах для передачи вращения от секундного колеса ангренажа на секундомерное устройство. Модуль зацепления составляет порядка 0,04—0,08 мм. Форма зуба треугольная (рис. 109, а).

Как известно из теории эвольвентного зацепления, дуга эвольвенты при большом числе зубьев колеса приближается к прямой линии. В секундомерных устройствах число зубьев колес достигает 300.

Условия работы секундомерных колес требуют, чтобы зубья у них были остроконечными.

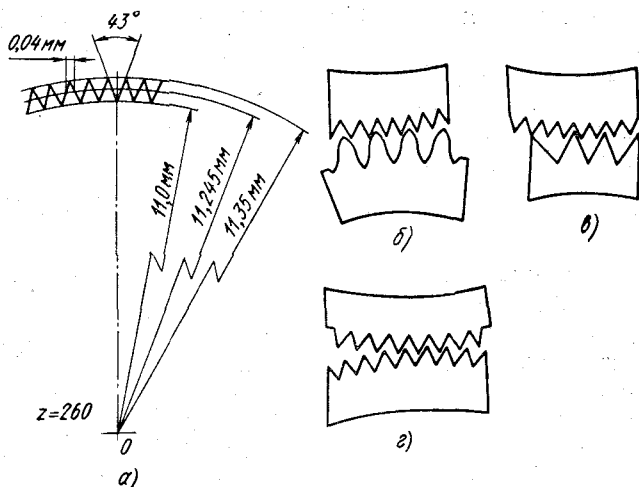


Рис. 109. Мелкомодульное остроконечное зацепление:
 а — параметры зацепления; б — формы зацепления трех зубчатых пар

Момент пуска секундомерного устройства наступает, когда одно из подвижных колес входит в зацепление с секундомерным колесом. Если зубья будут иметь площадки на вершине, то может случиться так, что в момент пуска площадка зуба одного колеса соприкоснется с площадкой зуба другого колеса и секундомерные стрелки останутся на месте, а вместе с ними остановится и весь часовой механизм. Чтобы не было запаздывания при включении колес, необходимо выбрать боковой зазор. Для этого секундомерное колесо нарезается с числом зубьев в 2 раза большим, чем колесо, с которым оно работает. В этом случае ошибка пуска уменьшается в 2 раза.

На рис. 109, б, в, г показано три типичных примера мелкомодульного зацепления. Во всех трех примерах требуется, чтобы узел секундомерного колеса выполнялся с очень малым допуском на биение — порядка 3—5 мкм.

11. ОТКЛОНЕНИЯ И ДОПУСКИ НА ПАРАМЕТРЫ ЗУБЧАТОЙ ПАРЫ

Всего по ГОСТ 13678—73 установлено шесть степеней точности, обозначаемых в порядке убывания 1, 2, 3, 4, 5, 6. Для степени 1-й точности допуски и отклонения в стандарте не регламентируются.

Отклонениями и допусками защищены восемь параметров зацепления. Значения отклонений и допусков на параметры зацепления даны в ГОСТе. Наиболее важными являются три параметра: отклонение межосевого расстояния; радиальное биение окружности вершин и отклонение диаметра окружности вершин. Отклонение

межосевого расстояния есть комплексный параметр, состоящий из собственного отклонения межосевого расстояния в платине или мосту механизма и из эксцентриситета камневого подшипника; при определении количественного значения параметра учитывается также и отклонение в соосности отверстия подшипников в платине и мосту.

Радиальное биение также является комплексным параметром, состоящим из собственно радиального биения посадочного уступа триба и эксцентриситета колеса.

Диаметр окружности вершин при остроконечной головке зуба характеризует диаметр делительной окружности и завышение или занижение его свидетельствует о завышении или занижении диаметра делительной окружности.

Количественные значения отклонений и допусков для 2-й и 3-й степеней точности и для диапазона модулей от 0,05 до 1,0 мм, имеющих наибольшее применение в часовом производстве, приведены в ГОСТ 13678—73.

Так как зубчатое зацепление в ангренаже одностороннее, с большим боковым зазором, величины отклонения на окружную толщину зуба даны значительными. Несколькo завышен допуск на погрешность профиля зуба колеса.

12. МЕТОДЫ И СРЕДСТВА КОНТРОЛЯ ПАРАМЕТРОВ ЧАСОВОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Для контроля применяют контактные и оптические методы измерения. В основном применяют выборочный метод контроля.

Контроль межосевого расстояния в платине и мостах (с запрессованными камневыми опорами) выполняют на координатно-разметочной машине или на специальном координатно-измерительном микроскопе с ценой деления лимба 0,001 мм.

Контроль радиального биения окружности вершин производят контактным методом с помощью специального индикатора или оптическим методом с установкой колеса на координатно-разметочной машине, специальном измерительном микроскопе или на проекторе с увеличением 50×, 100×, 200×.

Контроль диаметра окружности вершин осуществляют предельным калибром-кольцом, а в некоторых случаях — часовым микрометром. Контроль калибром-кольцом более точен и производителен.

Контроль окружной толщины зуба выполняют контактным методом с помощью часового микрометра со специальными вставками-наконечниками или на проекторе с увеличением 50×, 100× и 200×. Проекторный чертеж выполняют на стекле. При контактном методе измеряют толщину зуба по хорде окружности центров.

Контроль профиля зуба совмещают с контролем толщины зуба на проекторе.

13. КИНЕМАТИЧЕСКАЯ ЦЕПЬ СТРЕЛОЧНОГО МЕХАНИЗМА

Кинематическая цепь состоит из двух зубчатых пар, вращающих минутную и часовую стрелки.

Типовая конструкция механизма (в разрезе) приведена на рис. 110. Шестерня 7 минутной стрелки посажена на центральную шестерню 8 и сцепляется зубчатым венцом с минутным колесом 11. Последнее наглухо закреплено на минутной шестерне 10 и составляет с ней узел. Минутная шестерня сцепляется с часовым колесом 9. Узел минутного колеса вращается на колонке платины или на штифте, запрессованном в платину. От осевого перемещения узел удерживается специальным мостом 12.

Шестерня минутной стрелки фрикционно соединяется с центральной шестерней 8 путем обжимки втулки в средней части. На верхний уступ надевается минутная стрелка. Часовое колесо свободно вращается на цилиндрических уступах шестерни минутной стрелки. От осевого перемещения колесо удерживается латунной шайбой 6, называемой *фольгой*. В процессе сборки стрелочного механизма фольге придают сферическую форму определенной высоты. На втулку часового колеса надевается часовая стрелка.

Шестерня минутной стрелки вращается вместе с центральной шестерней и делает один оборот за 60 мин, или за 1 ч. Часовое колесо должно делать один оборот за 12 ч при 12-часовой шкале циферблата. Следовательно, передаточное отношение чисел оборотов шестерни минутной стрелки и часового колеса

$$= \frac{n_{ш}}{n_{к}} = 1: 12.$$

В отличие от зубчатой передачи ангренажа, где угловая скорость и частота вращения ведомого звена (триба) повышается (мультипликационная передача), в стрелочном механизме зубчатая передача понижает угловую скорость и частоту вращения ведомого звена (колеса) (редукторная передача).

Ведущими в стрелочном механизме являются шестерни, ведомыми — колеса. В этом заключается принципиальное отличие ки-

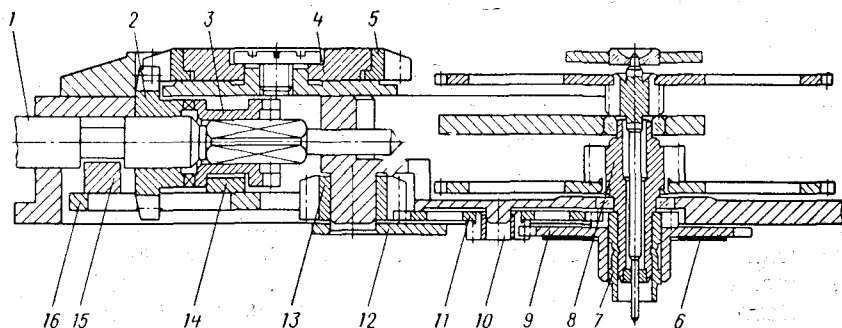


Рис. 110. Разрез по осям стрелочного механизма и механизма заводки часов наручных К-2609

Группы	1-я зубчатая пара		2-я зубчатая пара	
	z_1	z_2	z_3	z_4
1	10	30	8	32
2	12	32	8	36
3	15	40	10	45
4	15	45	12	48

нематической цепи стрелочного механизма от ангренажа и обусловленное им различие в профилях зацеплений, углах входа и выхода, в передаваемом моменте.

Передаточное отношение $i = 1/12$ можно осуществить одной зубчатой парой, например $z_{ш}/z_k = 8/96$, но в стрелочном механизме этого делать нельзя по двум причинам: 1) минутная и часовая стрелки должны иметь одну геометрическую ось, так как отсчет минут и часов происходит по одной шкале циферблата, и 2) вращение стрелок должно быть направлено в одну сторону.

Поэтому передаточное отношение $\frac{1}{12}$ разбивают на два множителя и в передачу вводят промежуточную пару. Принято брать зубчатые пары, предложенные в табл. 18.

Так как расстояние между осями a каждой пары одно и то же, то имеет место следующее равенство:

$$a = \frac{z_1 + z_2}{2} m_1 = \frac{z_3 + z_4}{2} m_2. \quad (93)$$

Суммы чисел зубьев пары для каждого из четырех вариантов табл. 18 равны между собой, следовательно, равны и их модули.

Шестерни и колеса стрелочного механизма в вариантах табл. 18 имеют один и тот же модуль, что с технологической точки зрения весьма прогрессивно. Применяют иногда и другие варианты чисел зубьев шестерен и колес, например $z_1 = 12$; $z_2 = 36$; $z_3 = 10$ и $z_4 = 40$.

В этом случае модули пар будут различны.

Профили зубьев шестерен и колес, толщина зуба и диаметры окружностей вершин определяются с помощью коэффициентов таблиц по ГОСТ 13678—73.

Конструкции стрелочного механизма в принципе одинаковы для всех видов бытовых часов, разница лишь в габаритных размерах. В табл. 19 приведены расчетные данные параметров зацепления стрелочного механизма наручных часов калибра К-2609 по рис. 110.

Шестерню минутной стрелки изготавливают из стали марки У10А и термически обрабатывают. Минутное и часовое колеса изготавливают из латуни марки ЛСУ 63-3 ОТ; они имеют защитные покры-

Параметры зацепления стрелочного механизма	Шестерня минутной стрелки	Колесо минутное	Шестерня минутная	Колесо часовое
Модуль m , мм	0,14	0,14	0,14	0,14
Число зубьев z	12	32	8	36
Делительный диаметр d , мм	1,68	4,48	1,12	5,04
Диаметр окружности вершин d_a , мм	1,986	4,805	1,415	5,35
Диаметр окружности впадин d_f , мм	1,16	3,98	0,72	4,5
Радиус кривизны профиля головки зуба ρ , мм	0,269	0,284	0,259	0,288
Окружная толщина зуба S_f , мм	0,185	0,185	0,184	0,187

тия (золото или никель). Шестерню минутную изготавливают из стали марки А75 (У7АВ) и термически обрабатывают. Шайбу изготавливают из специальной, тонко прокатанной, латунной ленты.

Для специальных служб народного хозяйства, например для транспорта, связи, где счет времени ведется по 24-часовой шкале циферблата, соответственно передаточное отношение $i = \frac{1}{24}$. Зубчатые пары можно рекомендовать следующие: $z_1 = 14$ и $z_2 = 56$; $z_3 = 10$ и $z_4 = 60$.

Во многих случаях из циферблата часов с $i = \frac{1}{12}$ печатают две шкалы: нормальную с цифрами от 1 до 12 и дополнительную внутри нормальной с цифрами от 13 до 24.

14. КИНЕМАТИЧЕСКАЯ ЦЕПЬ МЕХАНИЗМА ЗАВОДА ПРУЖИНЫ И ПЕРЕВОДА СТРЕЛОК

В будильниках и настольных балансовых часах завод пружины и перевод стрелок осуществляются отдельно с помощью ключа и кнопки, укрепленных на заводном валике и на центральном трибе с тыльной стороны корпуса. В настенных и настольных маятниковых часах завод пружины осуществляется посредством съемного ключа со стороны циферблата, а перевод стрелок непосредственно от руки.

В наручных и карманных часах современных конструкций завод пружины и перевод стрелок осуществляют с помощью заводной головки. На заводном валике 1 (рис. 110) свободно посажена заводная шестерня 2, находящаяся в постоянном зацеплении цилиндрическими модульными зубьями с заводным колесом 5 и торцовыми зубьями косоугольной формы с кулачковой муфтой 3. Кулачковая муфта выходит из зацепления с заводной шестерней в момент перевода стрелок. Муфта имеет квадратное отверстие и может перемещаться в осевом направлении. Муфта на другом конце имеет модульные зубья, которыми она сцепляется с переводной шестерней 13 во время перевода стрелок.

Переводная шестерня вместе с узлом минутного колеса удерживается от осевого перемещения мостом 12. На рис. 110 показано положение, при котором может происходить завод пружины. Заводное колесо направляется накладкой 4 и находится в постоянном зацеплении с барабанным колесом (на рисунке не показано), закрепленным на квадратном уступе вала барабана.

Кулачковая муфта удерживается от осевого перемещения заводным рычагом 14, входящим в ее выточку, а заводной валик — переводным рычагом 15, также входящим в его выточку. Положение обоих рычагов фиксируется пружиной-мостом 16.

При вращении заводной головки от руки вместе с заводным валиком вращается кулачковая муфта и заводная шестерня, которая через заводное и барабанное колеса передает вращение на валик барабана; происходит завод пружины. Передаточное отношение заводной триб — барабанное колесо соответствует примерно 1 : 3, т. е. за три оборота заводной головки валик барабана с пружиной сделает один оборот.

Для завода пружины на шесть—семь оборотов нужно сделать 18—21 оборот заводной головки от руки. При обратном вращении заводной головки кулачковая муфта будет расцепляться с заводной шестерней. Барабанное и заводное колеса и заводная шестерня обратного вращения не имеют. Для этой цели имеется специальное стопорное устройство, называемое собачкой (см. рис. 79). При заводе пружины собачка своими зубьями выходит из зацепления с барабанным колесом и дает ему возможность вращаться против часовой стрелки. По окончании завода собачка входит в зацепление с помощью специальной пружинки, находящейся под ней и не дает возможности барабанному колесу повернуться обратно более чем на два зуба.

Иногда требуется остановить часы и спустить заведенную пружину. Для этого осторожно пинцетом выводят собачку из зацепления с колесом, а заводную головку притормаживают рукой от быстрого вращения.

Таблица 20

Параметры зацепления заводного механизма	Барабанное колесо	Заводное колесо	Шестерня заводная	Кулачковая муфта	Шестерня переводная
Модуль m , мм	0,2	0,2	0,2	0,14	0,14
Число зубьев z	53	28	17	15	13
Делительный диаметр d , мм	10,6	5,6	3,4	—	1,82
Диаметр окружности вершин d_a	11,076	6,068	3,866	2,10	2,16
Диаметр окружности впадин d_f , мм	9,86	4,86	2,7	0,245	1,38
Радиус кривизны профиля ρ головки зуба, мм	0,412	0,406	0,396	0,273	0,268
Окружная толщина зуба S_f , мм	0,276	0,272	0,27	0,197	0,197

Перевод стрелок осуществляется следующим образом. При вытягивании заводной головки происходит поворот переводного рычага 15 (см. рис. 110) против часовой стрелки и фиксация его в новом положении пружиной 16; заводной рычаг вместе с кулачковой муфтой перемещается вправо. Последняя выходит из зацепления с заводной шестерней и входит в зацепление с переводной шестерней. Такое положение также фиксируется одновременно с переводным рычагом.

Вращая заводную головку в том же направлении, что и при заводе, производят перевод стрелок. Переводная шестерня находится в постоянном зацеплении с минутным колесом стрелочного механизма. Как уже отмечали, узел минутного колеса будет одновременно вращать шестерню минутной стрелки и часовое колесо. Шестерня минутной стрелки будет вращаться независимо от вращения центрального триба, преодолевая силы трения между ними.

Перевод стрелок следует проводить в направлении их нормального вращения. В табл. 20 приведены основные параметры зацепления зубчатых пар механизма завода и перевода часов калибра К-2609.

На рис. 111 показаны детали механизма завода и перевода; часть из них имеет конструктивную форму, отличную от приведенных на рис. 110, но это не имеет принципиального значения и только подтверждает наличие многих конструктивных форм названных деталей.

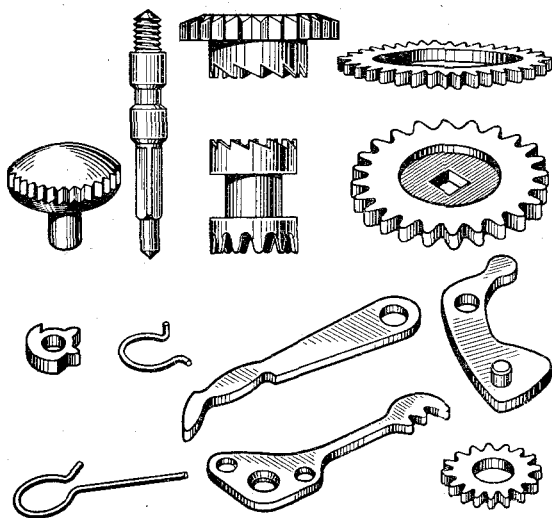


Рис. 111. Детали механизма заводки пружины и перевода стрелок

15. РАСЧЕТ ТОРЦОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Характерной особенностью механизма завода пружины и перевода стрелок является наличие торцовых зубчатых передач в парах: кулачковая муфта — переводная шестерня и заводная шестерня — заводное (коронное) колесо. В отличие от зубчатых передач ангренажа и стрелочного механизма, где оси колес, шестерен и трибов параллельны, а зубья прямые, цилиндрические, в механизме завода и перевода оси колес и шестерен пересекаются под прямым углом, а торцовые зубья переменного сечения прямые.

Торцовые зубья кулачковой муфты входят в зацепление с цилиндрическими зубьями переводной шестерни, а цилиндрические зубья заводной шестерни находятся в зацеплении под прямым углом с цилиндрическими или торцовыми (коронными) зубьями заводного колеса.

Коэффициент полезного действия торцовых передач невысокий, так как передача вращения осуществляется от руки.

Изготовление, сборка и эксплуатация таких мелко модульных передач гораздо технологичнее и надежнее, чем конических передач, хотя к. п. д. последних сравнительно высокий. В крупных часовых механизмах, например в морских часах, для завода пружины применяют коническую зубчатую пару.

Приведем последовательность расчета параметров зубчатых передач.

1. Определяют параметры переводной шестерни:

$$S_t = 1,41m; \rho = 1,41m; h_a = 1,20m \text{ и } h_f = 1,75m.$$

2. Определяют параметры заводной шестерни:

$$S_t = 1,41m; \rho = 1,41m; h_a = 1,20m \text{ и } h_f = 1,6m.$$

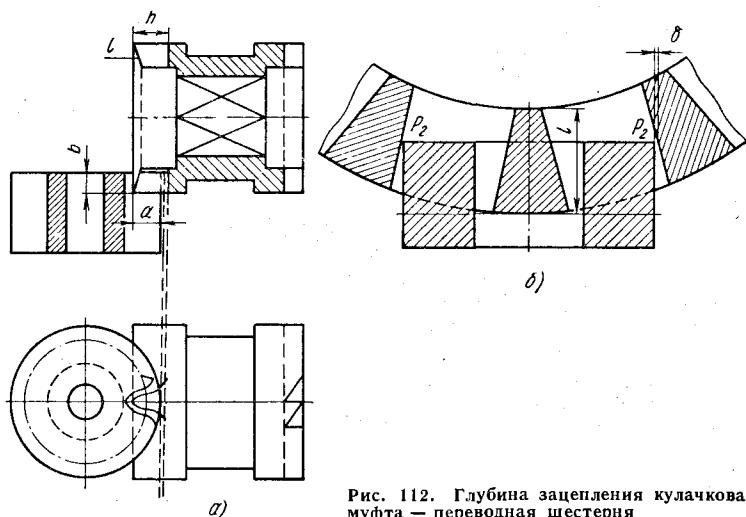
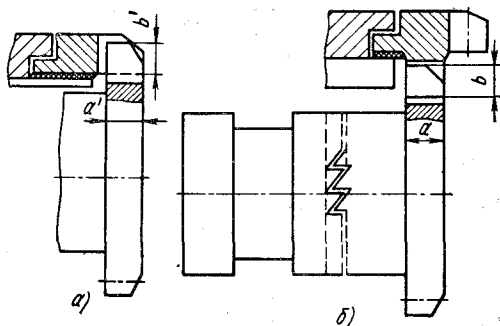


Рис. 112. Глубина зацепления кулачковая муфта — переводная шестерня

Рис. 113. Глубина зацепления заводной шестерни — заводное колесо:

1 — заводная шестерня; 2 — заводное колесо



3. Определяют наружный диаметр кулачковой муфты

$$d_a = zm,$$

где z — число зубьев и m — модуль переводной шестерни;

4. Находят остальные параметры модульного зуба кулачковой муфты:

$$S_t = 1,41m; \rho = 1,4m; h_a = 1,20m; h_f = 1,6m.$$

Необходимо отметить, что сечение торцового модульного зуба по длине и толщине является переменным.

5. Определяют глубину зацепления в осевом и радиальном направлении торцовых зубьев кулачковой муфты. Глубина зацепления в осевом a и радиальном b направлениях является основным критерием, определяющим качество зубчатой передачи (рис. 112, а).

Чтобы избежать останова (заклинивания) передачи, т. е. сохранить требуемые зазоры δ в точках P_2 (рис. 112, б), необходимо иметь глубину зацепления в радиальном направлении $b = 2m$ (рис. 112, а). Поэтому длину торцового зуба следует назначать $l = (2 \div 2,5) m$.

Глубина зацепления в осевом направлении $a = 2,4m$. При такой глубине осевого зацепления гарантируется зазор $\sim 0,4m$ между окружностями впадин и вершин.

6. Определяют глубину зацепления в осевом и радиальном направлениях цилиндрических зубьев заводной шестерни и заводного колеса. Заводное колесо не имеет торцовых зубьев, а сцепляется с заводной шестерней цилиндрическими зубьями (рис. 113, а), которыми оно входит в зацепление с барабанным колесом. Для этой пары, работающей в более неблагоприятных условиях, чем с коронным зубом, рекомендуется глубину зацепления шестерни в осевом направлении выбирать $a' = 2,8m$, а в радиальном направлении $b' = 2,4m$.

Для коронного зуба (рис. 113, б) $a = 2,4m$ и $b = 2m$. При затруднениях в получении требуемой соосности толщину зуба можно принять $s_t = 1,35m$ вместо рекомендованной $1,41m$.

16. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ЗАЦЕПЛЕНИЯ

1. Кулачковая муфта — переводная шестерня

Кулачковая муфта

Дано: $m = 0,14$ мм, $z = 15$; находим

$$d_a = zm = 2,10 \text{ мм};$$

$$S_t' = 1,41m = 1,41 \cdot 0,14 = 0,1974 \text{ мм};$$

$$S_t'' = 1,73m = 1,73 \cdot 0,14 = 0,2422 \text{ мм};$$

$$P_t = s_t + s_t' = 0,1974 + 0,2422 = 0,4396 \text{ мм};$$

$$\rho = 1,41m = 1,41 \cdot 0,14 = 0,197 \text{ мм};$$

$$h_a = 1,2m = 1,2 \cdot 0,14 = 0,168 \text{ мм};$$

$$h_f = 1,6m = 1,6 \cdot 0,14 = 0,224 \text{ мм}.$$

Переводная шестерня

Дано: $m = 0,14$ мм, $z = 13$ мм; определяем

$$d = 1,82 \text{ мм};$$

$$S_t' = 1,41m = 1,41 \cdot 0,14 = 0,1974 \text{ мм};$$

$$S_t'' = 1,73m = 1,73 \cdot 0,14 = 0,2422 \text{ мм};$$

$$\rho = 1,41m = 1,4 \cdot 0,14 = 0,197 \text{ мм};$$

$$h_a = 1,2m = 1,2 \cdot 0,14 = 0,168 \text{ мм};$$

$$h_f = 1,75m = 1,75 \cdot 0,14 = 0,245 \text{ мм};$$

$$d_a = d + 2h_a = 1,82 + 2 \cdot 0,168 = 2,176 \text{ мм}.$$

2. Заводная шестерня — заводное колесо

Заводная шестерня

Дано: $m = 0,20$ мм, $z = 17$; определяем

$$d = 3,4 \text{ мм};$$

$$S_t' = 1,41m = 1,41 \cdot 0,2 = 0,282 \text{ мм};$$

$$S_t'' = 1,73m = 1,73 \cdot 0,2 = 0,346;$$

$$\rho = 1,41m = 1,41 \cdot 0,2 = 0,282 \text{ мм};$$

$$h_a = 1,2m = 1,2 \cdot 0,2 = 0,24 \text{ мм};$$

$$h_f = 1,6m = 1,6 \cdot 0,2 = 0,32 \text{ мм};$$

$$d_a = d + 2h_a = 3,4 + (2 \cdot 0,24) = 3,88 \text{ мм}.$$

Заводное колесо для торцового коронного зуба

Дано: $m = 0,20$ мм, $z = 28$; определяем

$$d_a = zm = 28 \cdot 0,2 = 5,6 \text{ мм};$$

$$S_t' = 1,41m = 1,41 \cdot 0,2 = 0,282 \text{ мм};$$

$$S_t'' = 1,73m = 1,73 \cdot 0,2 = 0,346 \text{ мм};$$

$$\rho = 1,41m = 1,41 \cdot 0,2 = 0,282 \text{ мм};$$

$$h_a = 1,2m = 1,2 \cdot 0,2 = 0,24 \text{ мм};$$

$$h_f = 1,6m = 1,6 \cdot 0,2 = 0,32 \text{ мм};$$

Заводное колесо для цилиндрического зуба

Дано: $m = 0,2$ мм, $z = 28$; определяем

$$d = 5,6;$$

$$S_t' = 1,41m = 1,41 \cdot 0,2 = 0,282 \text{ мм};$$

$$S_t'' = 1,73m = 1,73 \cdot 0,2 = 0,346 \text{ мм};$$

$$\rho = 2,03m = 2,03 \cdot 0,2 = 0,406 \text{ мм};$$

$$h_a = 1,2m = 1,2 \cdot 0,2 = 0,24 \text{ мм};$$

$$h_f = 1,75m = 1,75 \cdot 0,2 = 0,35 \text{ мм};$$

$$d_a = 5,6 + (2 \cdot 0,24) = 6,08 \text{ мм}.$$

ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

1. ПРОТИВОУДАРНОЕ УСТРОЙСТВО

В бытовых часах, помимо основных узлов, получили применение дополнительные узлы, называемые устройствами или механизмами. Дополнительные устройства значительно расширяют область использования часов и повышают их эксплуатационные характеристики.

На некоторые дополнительные устройства стандартами регламентированы параметры.

Во многих конструкциях наручных часов для предохранения оси и камней баланса от повреждения при резких толчках и при падении часов применяется противоударное устройство (амортизатор). В нормальной конструкции узла баланса сквозные камни запрессовывают в отверстия платины и моста, а накладные камни — в отверстия накладок, последние привертывают к плоскостям платины и моста винтами. Между камнями устанавливают необходимые зазоры, заполняемые при сборке узла часовыми маслами.

Таким образом, камни запрессовывают в жесткие опоры с зазорами, обеспечивающими нормальное функционирование баланса.

В противоударном устройстве балансовые камни монтируют в подвижные опоры. На рис. 114 представлена типовая конструкция противоударного устройства. Следует признать, что конструкция довольно сложна как по изготовлению, так и по сборке. Верхняя и нижняя накладки 1 имеют сложную ступенчатую форму с очень тщательной отделкой конусных поверхностей. Верхняя накладка крепится с помощью клинообразного штифта, нижняя — винтом. В подвижную опору 2 запрессовывается сквозной камень 3 и свободно накладывается камень 4, который сверху прижимается лирообразной пружиной 5. Пружина вводится в пазы накладки 1. Камни в подвижных опорах устанавливаются с теми же осевыми и радиальными зазорами для оси баланса, что и в нормальном жестком исполнении. Подвижные опоры имеют более сложную по исполнению форму и меньшие габаритные размеры, чем накладки. Они вставляются в накладки и направляются в них коническими поверхностями.

Кратковременное действие противоударного устройства происходит следующим образом. При ударе в осевом направлении накладной камень коснется цапфы оси баланса; накладка коснется торца уступа оси баланса в точке *E*, отчего лирообразная пружина изогнется. Между накладкой 1 и подвижной опорой 2 образуется зазор. По окончании удара лирообразная пружина, вы-

¹ О секундомерных устройствах, идентичных по выполняемым функциям механизмам секундомеров, см. гл. 9.

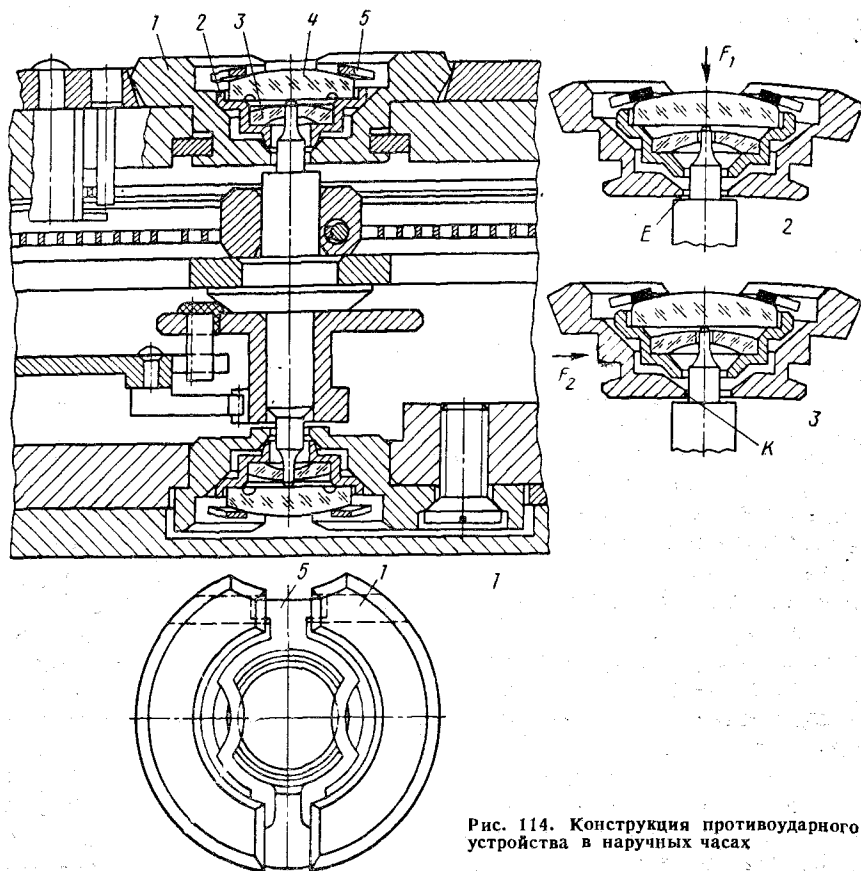


Рис. 114. Конструкция противоударного устройства в наручных часах

прямляясь, возвратит подвижную опору в исходное положение относительно накладки.

При ударе в радиальном направлении накладка коснется утолщенной части оси баланса в точке *К*. Конические и цилиндрическая поверхности накладки заставят подвижную опору переместиться вверх и изогнуть лирообразную пружину.

По окончании удара лирообразная пружина, выпрямляясь, возвратит подвижную опору в исходное положение относительно накладки.

Для обоих случаев предохранительные зазоры между осью баланса и накладкой назначаются от 0,08 до 0,10 мм, т. е. больше, чем зазоры между цапфами и камнями.

Удары могут происходить в любом направлении и ось баланса может смещаться одновременно в осевом и радиальном направлениях. В конечном итоге все сводится к перемещению накладного камня и подвижной опоры и к изгибу лирообразной пружины.

Чтобы устройство срабатывало при случайных толчках и ударах, необходимо иметь конусные поверхности накладки и подвижной опоры хорошо приработанными, иначе подвижная опора под действием удара может переместиться относительно накладки, а обратно не возвратиться; упругая сила пружины будет недостаточна для преодоления сил трения.

При сборке узла предохранительного устройства производят тренировку действия подвижной опоры. Если подвижная опора почему либо не возвратится на прежнее место, то изменяются зазоры в камнях и баланс работает с нарушением установившегося периода и амплитуды колебаний.

Баланс с жесткими опорами работает более стабильно, чем с подвижными.

На противоударные устройства имеется ГОСТ 17010—71, в котором систематизированы присоединительные размеры, что облегчает условия изготовления их на специализированном производстве и поставки часовым заводам по кооперации.

2. УСТРОЙСТВО ДЛЯ ПОДАЧИ ЗВУКОВОГО СИГНАЛА

Такие устройства применяют в часах с давних пор. Сигналы подаются различными способами, в зависимости от конструкции как часового механизма, так и механизма боя. В настенных, настольных и напольных часах звуковые сигналы подаются автоматически; удары одного или нескольких молоточков по звучащим пружинам, называемым *тонфедерами*, выбивают часы, получас и четверть часа. В некоторых конструкциях удары молоточков воспроизводят музыкальную мелодию. В будильниках, карманных и наручных часах звуковой сигнал подается в заранее установленное время. Для этого на циферблате часов имеется специальная сигнальная стрелка.

Механизм боя, как правило, является самостоятельным механизмом, т. е. имеет собственный двигатель — гирию или пружину. Наиболее распространенным является механизм боя в будильниках.

На рис. 115 дана схема конструкции механизма боя будильника с центральной сигнальной стрелкой. Боевое колесо 1, нагруженное пружинной боя, находится в зацеплении с трибом 3 скобочного (храпового) колеса 2. Скобочное колесо взаимодействует со звонковой скобой 4 по такому же принципу, как и несвободный анкерный спуск.

На скобочном валике 5 вместе со звонковой скобой закреплен стержень боя 6, с укрепленным на конце молоточком 7.

На втулку часового колеса 8 с циферблатной стороны платины свободно посажено сигнальное колесо 9 с сигнальной стрелкой.

В торце втулки сигнального колеса имеется спиральный вырез, в который входит палец часового колеса.

скобочного колеса имеет $z = 6$. Скобочное колесо имеет $z = 20$, передаточное отношение

$$i = \frac{36 \cdot 20}{6 \cdot 2} = 60.$$

Передаточное отношение от триба 10 к сигнальному колесу 9

$$i = \frac{10}{40} = \frac{1}{4}.$$

Профили обеих цепей рассчитывают для системы боя и для системы сигнала по таблицам ГОСТ 13678—73.

В некоторых конструкциях наручных часов применяют звуковое или световое сигнальное устройство, а иногда то и другое вместе.

3. МЕХАНИЗМ АВТОМАТИЧЕСКОГО ПОДЗАВОДА ПРУЖИНЫ

Автоматический подзавод пружины получил применение в наручных часах. В результате частого подзавода от движения руки пружина работает на небольшом пологом интервале своей длины с моментом, близким к максимальному. Это обеспечивает высокую точность хода — порядка 3—5 с в сутки.

Механизм автоподзавода работает с фрикционным пружинным двигателем. По достижении установленного максимального момента пружина будет проскальзывать в барабане. Если часы будут сняты с руки после 8—10 ч носки, то резерва хода будет достаточно на 30—36 ч и более. Следовательно, помимо высокой точности хода, механизм автоподзавода освобождает владельца часов от заводки пружины вручную.

Механизм автоподзавода состоит из четырех основных узлов: грузового сектора, переключателя, редуктора и подзавода пружины. Существует несколько конструкций механизма. Различают механизмы с центральным и боковым расположением, с односторонним и двусторонним вращением грузового сектора, с ограниченным и неограниченным углом поворота сектора.

На рис. 116 приведена типовая конструкция, применяемая в наручных часах нормального калибра (К-24). Механизм монтируют на мостовой стороне часов.

Грузовой сектор 12 свободно вращается на оси в направлениях по часовой стрелке и против. Ось вращения его расположена в центре механизма. Грузовой сектор называют также инерционным сектором, маятником и ротором.

Сектор наглухо соединен с колесом 2. Последнее находится в постоянном зацеплении с колесами 1 и 3 переключателя. Ось вращения переключателя совпадает с осью вращения грузового сектора.

Грузовой сектор (рис. 117) должен создавать вращающий момент, достаточный, чтобы подзаводить пружину, при этом масса сектора должна быть минимальной. Для этой цели его изготавливают

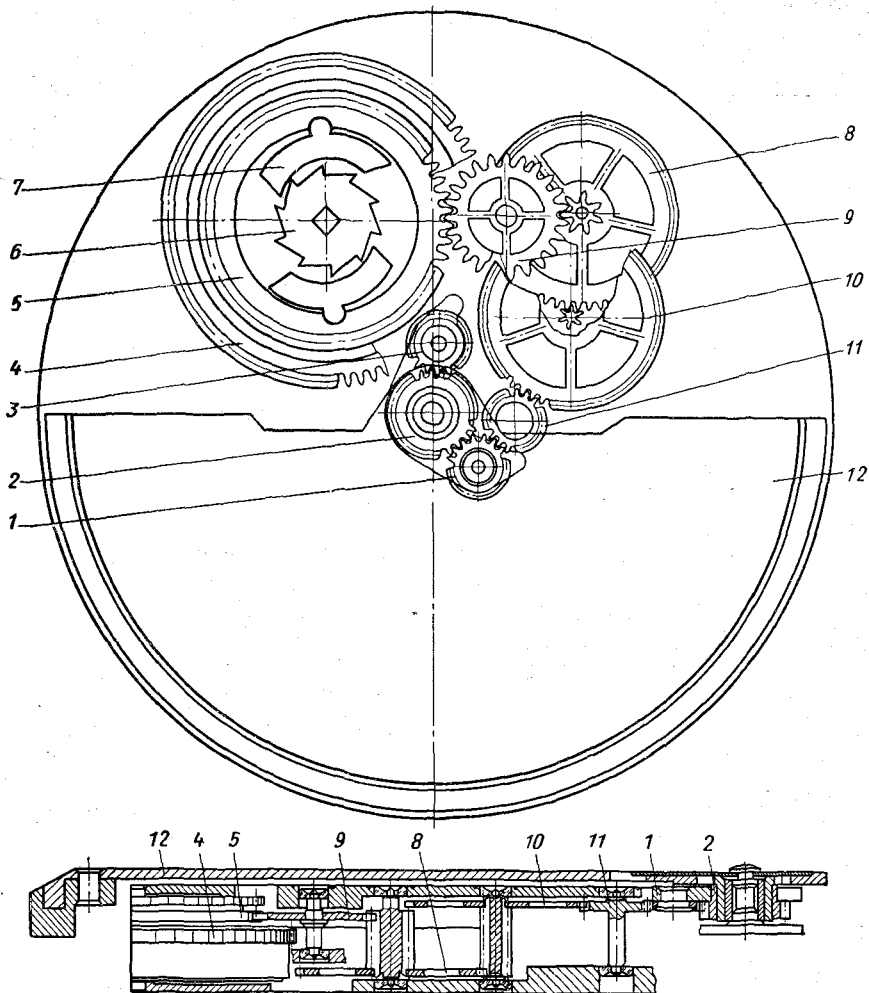
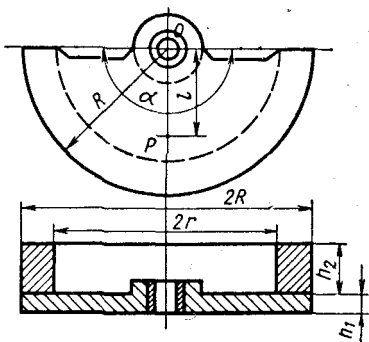


Рис. 116. Механизм автоматического подзавода пружины

составным. Пластины малой толщины h_1 изготовляют из латуни, массивное полукольцо h_2 из вольфрамового сплава. Грузовой сектор должен легко вращаться на оси от малейшего толчка, вызванного движением руки, и в то же время иметь очень малый зазор на оси, чтобы вращение было в одной плоскости. В зависимости от габаритных размеров механизма часов и величины центрального угла α грузового сектора применяют различные конструкции опор: камневые, шариковые, втулочные. В некоторых случаях дополнительно камневые шариковые опоры монтируют по периферии пластины в специальных желобках для поддержания вращения полукольца сектора в одной плоскости.



Переключатель предназначен для преобразования двустороннего вращения грузового сектора в одностороннее вращение редуктора. Он состоит из основания 3, колеса 1 и колес 2 и 6 (рис. 118, а), свободно сидящих на осях, закрепленных в основании. Переключатель имеет холостые ходы, определяемые углом β и возникающие при перемене направления вращения грузового сектора; одно колесо должно выйти из зацепления с колесами редуктора, а другое войти в зацепление.

Чем меньше угол β , тем меньше холостых движений сделает грузовой сектор. Угол β равен сумме боковых зазоров в зацеплении колес 1, 2, 5, 6 переключателя и колеса 4 редуктора.

Редуктор предназначен для увеличения момента грузового сектора, передаваемого на подзаводку пружины. Он характеризуется двумя параметрами: передаточным отношением i и к. п. д. Редуктор состоит из двух зубчатых пар 8 и 10 (см. рис. 116) и двух передаточных колес 9 и 11.

Колесо 1 от обратного вращения удерживается собачкой 2 (рис. 118, б). Возможно кинематические потери определяются углом γ , равным половине углового шага колеса 1. Величина угла β равна примерно $3-4^\circ$ (рис. 118, а).

Подзавод пружины (см. рис. 116) состоит из барабанного колеса 5 с укрепленными двумя собачками 7 и храпового колеса 6, посаженного на валик барабана.

Действие механизма автоподзавода происходит следующим образом: при вращении грузового сектора против часовой стрелки

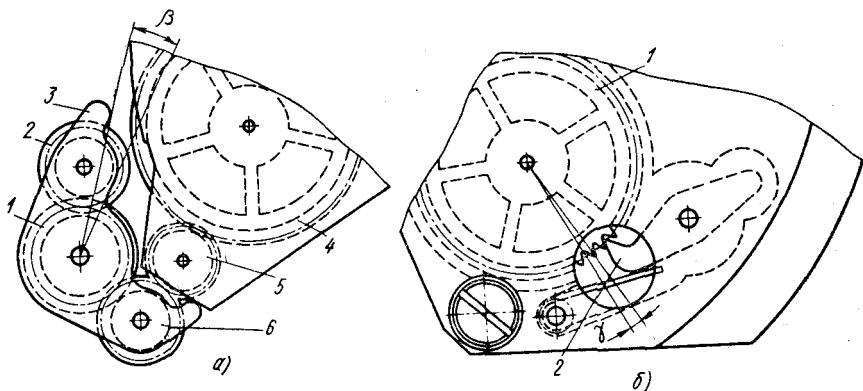


Рис. 118. Углы кинематических потерь: а — в переключателе подзавода; б — в стопорном устройстве

колесо 2 через колесо 1 передает вращение передаточному колесу 11. Последнее, находясь в постоянном зацеплении с колесом 10 редуктора, вращает его по часовой стрелке. Далее триб колеса 10 вращает колесо 8 редуктора; триб колеса 8 передает вращение через колесо 9 на барабанное колесо 5. Последнее вращается против часовой стрелки и своими собачками 7 вращает храповое колесо 6, укрепленное на конце валика барабана. Вращением храпового колеса и валика осуществляется под завод пружины.

При вращении грузового сектора по часовой стрелке колесо 1 выходит из зацепления с колесом 11, а колесо 3 входит в зацепление с колесом 10. Как в первом, так и во втором случае колесо 10 вращается по часовой стрелке.

Завод пружины от руки происходит, как и в нормальных конструкциях, через заводную шестерню, заводное колесо и второе барабанное колесо 5, которое расположено над первым барабанным колесом и тождественно ему. Оно имеет такие же две собачки 7, которыми действует на храповое колесо 6 и заводит пружину. Во время завода пружины от руки собачки 7 первого колеса проскальзывают по храповым зубьям и в результате этого происходит выключение механизма автоподзавода. То же самое происходит при автоподзаводе; собачка 7 второго колеса проскальзывает по тем же храповым зубьям колеса 6. Поскольку завод пружины осуществляется вращением валика против часовой стрелки, то вращение барабана 4 будет происходить по часовой стрелке. Чтобы вращение центрального триба происходило по часовой стрелке, между барабаном и центральным трибом вводится передаточное (вексельное) колесо.

Кинематические цепи редукторов также различны, передаточные отношения варьируются от 1 : 140 до 1 : 180 и зависят главным образом от периода колебаний баланса; так, при периоде колебаний $T = 0,4$ с и при малых габаритных размерах часов передаточное отношение принимают равным от 1 : 140 до 1 : 160; при периоде $T = 0,2$ с и при нормальных габаритных размерах часов передаточное отношение принимают равным 1 : 180. Объясняется это тем, что при $T = 0,2$ с пружина в барабане имеет момент примерно в 2 раза больший, чем при $T = 0,4$ с. Поэтому, не увеличивая массы грузового сектора, в той же пропорции, необходимый момент подзавода создают за счет увеличения передаточного отношения до 1 : 180.

Кинематическая цепь подзавода, изображенная на рис. 116, состоит из следующих зубчатых пар:

$$i = \frac{z_2 z'_{10} z'_8}{z_{16} z_8 z_5} = \frac{25 \cdot 6 \cdot 7}{55 \cdot 55 \cdot 49} = 1 : 140,$$

где z'_{10} и z'_8 — соответственно трибы колес z_{10} и z_8 .

Для подзавода пружины на один оборот потребуется 140 оборотов грузового сектора.

Колеса z_1 , z_3 , z_{11} и z_9 не изменяют передаточного отношения, а служит лишь для изменения направления вращения колес.

Момент, передаваемый грузовым сектором на заводную пружину, рассчитывают по формуле

$$M_{\text{пр}} \leq \frac{M_c \eta}{i}, \quad (94)$$

где $M_{\text{пр}}$ — момент заводной пружины; M_c — момент статический грузового сектора; η — к. п. д. механизма подзавода; i — передаточное отношение от сектора до валика барабана.

Момент сектора определяют по формуле

$$M_c = Pl \sin \varphi, \quad (95)$$

где P — сила тяжести сектора; l — расстояние центра тяжести сектора до оси вращения O (см. рис. 118); φ — угол отклонения центра тяжести сектора от положения равновесия.

Отсюда

$$P = \frac{M_c}{l \sin \varphi} \geq \frac{M_{\text{пр}}}{\eta l \sin \varphi} \cdot i. \quad (96)$$

Определим силу тяжести сектора для механизма автоподзавода при $M_{\text{пр}} = 9,8 \text{ Н} \cdot \text{мм}$; $\varphi = 45^\circ$; $\sin \varphi = 0,7$; $i = 1 : 140$; $l = 5 \text{ мм}$; $\eta = 0,55$:

$$P = \frac{9,8 \cdot 1}{0,7 \cdot 5 \cdot 140 \cdot 0,55} = 0,03 \text{ Н};$$

масса сектора равна $\sim 3,7 \text{ г}$.

Определим силу тяжести сектора при $M_{\text{пр}} = 15 \text{ Н} \cdot \text{мм}$; $T = 0,2 \text{ с}$; $\varphi = 45^\circ$; $i = 1 : 180$; $\eta = 0,50$; $l = 5 \text{ мм}$:

$$P = \frac{15 \cdot 1}{5 \cdot 0,7 \cdot 0,5 \cdot 180} = 0,048 \text{ Н};$$

масса сектора равна $4,9 \text{ г}$.

Описанная выше типовая конструкция автоподзавода (см. рис. 118, *a*), имеет два эксплуатационных недостатка: угол холостого хода β велик и потому действие автоподзавода обеспечивает продолжительность хода в стационарном состоянии порядка 24—28 ч. Кроме того, стопорное устройство (собачка 2) работает не столь надежно и эффективно, поскольку профили зубьев колеса 1 от нажима зуба собачки 2 будут повреждены (рис. 118, *b*). Более надежной в эксплуатации, но более сложной в изготовлении и ремонте является конструкция, кинематическая схема которой приведена на рис. 119.

В данной конструкции угол холостого хода β переключения снижен до 2—3° и продолжительность хода в стационарном состоянии часов увеличена до 36—42 ч. В этой конструкции вместо трнзельного переключателя, недостаточно надежного в работе, применена реверсивная муфта.

Верхнее 4 и нижнее 5 колеса муфты получают вращение от колеса 1 грузового сектора через трибы подзавода 2 и 3.

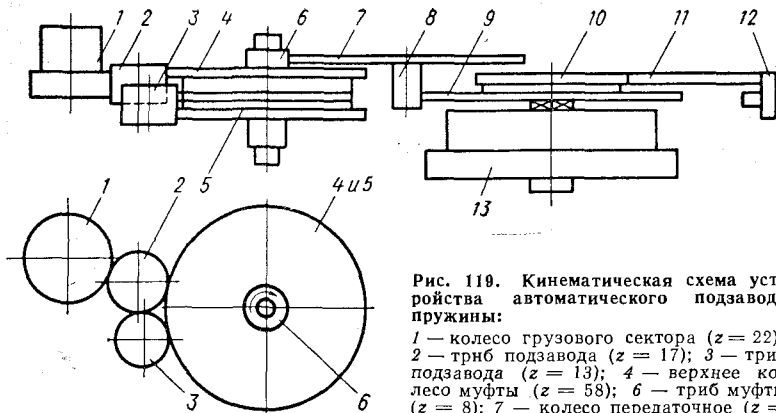


Рис. 119. Кинематическая схема устройства автоматического подзавода пружины:

1 — колесо грузового сектора ($z = 22$); 2 — триб подзавода ($z = 17$); 3 — триб подзавода ($z = 13$); 4 — верхнее колесо муфты ($z = 58$); 6 — триб муфты ($z = 8$); 7 — колесо передаточное ($z = 64$); 8 — триб колеса передаточного ($z = 9$); 9 — колесо барабанное ($z = 62$); 10 — колесо барабанное ($z = 43$); 11 — колесо заводное ($z = 38$); 12 — триб заводной; 13 — барабан ($z = 84$)

Внутри колес муфты по ободу имеются вставные венцы 1 (рис. 120) с храповыми зубьями ($z = 34$).

В отверстия обоймы 5 посажены колеса-звездочки 4 и 6 тоже с храповыми зубьями ($z = 6$). Нижняя 6 и верхняя 4 звездочки находятся в одностороннем зацеплении с венцами нижнего и верхнего колес. Обойма 5 наглухо соединена с опорной втулкой и трибом 3 ($z = 8$). При вращении колес 2, 3, 4, 5 (см. рис. 119) по часовой стрелке и против звездочки 4 и 6 (рис. 120) попеременно сообщают обойме 5 и трибу 3 вращение только по часовой стрелке, т. е. одностороннее.

Далее триб 6 (см. рис. 119) передает вращение через колесо 7 и триб 8 на барабанное колесо 9.

Внутри барабанного колеса имеется также зубчатый венец, с которым сцепляется звездочка. Последняя прикреплена с внутренней стороны барабанного колеса 10. Барабанное колесо 9 имеет типовое стопорное устройство, расположенное на барабан-

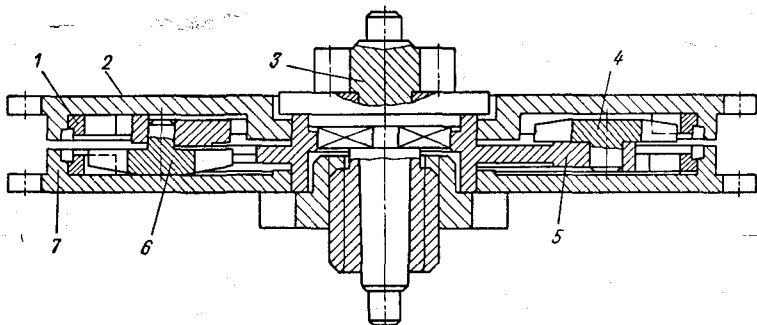


Рис. 120. Конструкция узла реверсивной муфты

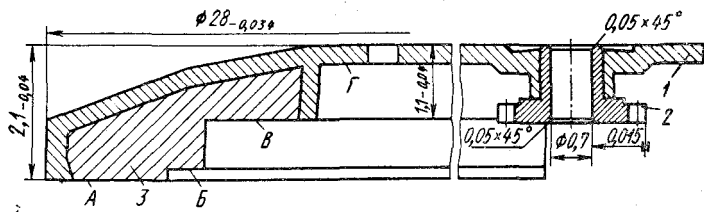


Рис. 121. Конструкция грузового сектора

ном мосту. Передаточное отношение механизма автоподзавода состоит из трех зубчатых пар:

$$i = \frac{z_1 z_8 z_8}{z_3 z_5 z_7} = \frac{22 \cdot 8 \cdot 9}{62 \cdot 58 \cdot 64} = 1 : 145.$$

Завод пружины от руки происходит через заводной триб 12, заводное колесо 11 и барабанное колесо 10.

Грузовой сектор (рис. 121) состоит из латунной обоймы 1, грузового полукольца 3 и колеса 2 ($z = 22$), являющегося одновременно опорой скольжения.

Груз удерживается в обойме за счет развальцовки обоймы и наклонной плоскости в верхней части обоймы.

Биение наружной цилиндрической поверхности грузового сектора относительно оси отверстия допускается до 0,04 мм, а биение плоскостей А, Б, В, Г относительно плоскости отверстия — до 0,03 мм. Посадка сектора на ось обеспечивается с зазором 0,002—0,003 мм. Наружную поверхность сектора обрабатывают алмазным резцом.

В заключение необходимо отметить, что механизм автоматического подзавода пружины увеличивает высоту механизма часов на 1,2—1,4 мм, а вместе с календарным устройством — на 1,5—1,8 мм, что делает часы менее элегантными на вид.

Несмотря на сложность устройства автоподзавода и некоторое повышение трудоемкости изготовления, эксплуатационные характеристики часов с автоподзаводом намного лучше, чем в обычных часах. По точности хода они находятся на уровне электрических часов с камертонным осциллятором.

В будущем автоподзавод будет основным, а не дополнительным узлом наручных часов, так как все наручные механические часы будут выпускаться с механизмом автоподзавода.

4. КАЛЕНДАРНОЕ УСТРОЙСТВО

В карманных, каминных и настольных часах календарное устройство известно с давних пор; выполнялось оно в самых различных вариантах с показанием в окошке циферблата на отдельных его шкалах: чисел месяца, дней недели, названия месяцев,

фазу луны и др. За последние годы календарное устройство получило широкое применение в наручных часах и частично в будильниках. Механизм календарного устройства монтируется на пластине часов с циферблатной стороны; в большинстве случаев это приводит к увеличению толщины часового механизма.

Механизм календарного устройства не имеет автономного источника энергии и на его работу расходуется часть энергии заводной пружины, что отрицательно сказывается на амплитуде колебаний баланса и, следовательно, на точности хода часов.

Основными показателями работы календарного устройства служат: 1) продолжительность смены показаний дат календаря; 2) точность установки показаний дат в окошке циферблата и 3) влияние силового момента переключения на амплитуду колебаний.

Календарные устройства подразделяются:

1) по эксплуатационному признаку: на устройства нормального, ускоренного и мгновенного действия;

2) по функциональному признаку: на *одинарные* календари с показанием чисел месяца или дней недели; на *двойные* календари с показанием чисел месяца и дней недели или названий месяцев и *тройные* календари с показанием трех упомянутых дат;

3) по конструктивному признаку: на шарнирно-рычажные и кулачковые, или смешанные устройства.

Наибольшее применение имеют одинарные календари с автоматическим отсчетом и показаниями чисел месяца в окошке циферблата.

Конструкция и работа календарного устройства нормального действия

На рис. 122 приведена схема такого устройства для наручных часов нормального калибра. Устройство состоит из добавочного колеса 3, плотно посаженного на втулку часового колеса, и суточного колеса 4, находящегося в постоянном зацеплении с колесом 3. Суточное колесо имеет выступ, который входит в зацепление с календарным кольцом 5 один раз за 24 ч. Календарное кольцо имеет по внутренней окружности 31 зуб (по наибольшему числу дней в месяце).

Положение календарного кольца фиксируется роликом 1, нагруженным пружиной 2.

По аналогии со стрелочным механизмом движение в календарном устройстве будет замедленным с передаточным отношением

$$i = \frac{z_1 \cdot 1}{z_2 z_3} = \frac{1}{2} \frac{1}{31} = \frac{1}{62}. \quad (97)$$

Число зубьев суточного колеса при 12-часовой шкале циферблата в 2 раза больше числа зубьев добавочного колеса.

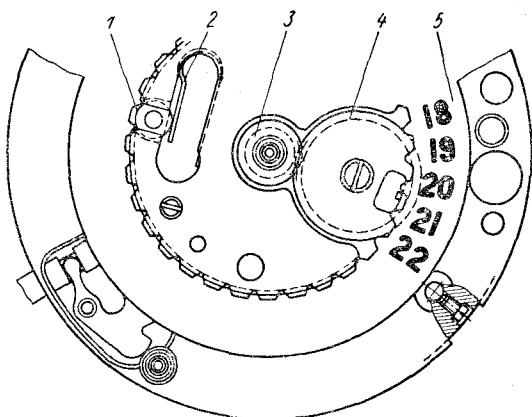
Рис. 122. Схема календарного устройства нормального действия

Календарное устройство работает следующим образом. Добавочное колесо, вращаясь вместе с часовым колесом, за сутки делает два оборота; суточное колесо делает один оборот за сутки, поэтому его называют *суточным колесом*.

Выступ суточного колеса повернет календарное кольцо на один зуб, при этом затратит значительное усилие для вывода ролика-фиксатора из впадины зуба и сжатия пружины.

После поворота календарного кольца на один зуб ролик под действием пружины войдет во впадину и зафиксирует кольцо в новом положении; фиксация необходима для точного расположения в окошке новой даты календаря.

Продолжительность смены показаний — примерно 2 часа.



Конструкция и работа календарного устройства ускоренного действия

На рис. 123 представлена принципиальная схема такого устройства. Дополнительное колесо 1 выполнено в виде шайбы с тремя удлиненными лепестками — пальцами. Суточное колесо 2 малого диаметра выполнено в виде диска с шестью торцовыми штифтами 3 и выступом. Передаточное число сохраняется прежним:

$$i = \frac{z_1 \cdot 1}{z_2 \cdot z_3} = \frac{3 \cdot 1}{6 \cdot 31} = \frac{1}{62}.$$

Устройство работает следующим образом. Шайба за один оборот своими тремя лепестками повернет суточное колесо 2 на пол оборота, причем по-

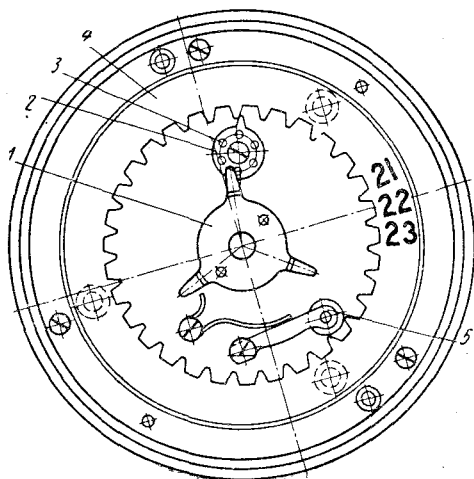


Рис. 123. Схема календарного устройства ускоренного действия

ворот произойдет лишь в моменты контакта лепестков со штифтами. В остальное время диск стоит на месте. После второго оборота шайбы выступ диска войдет в зацепление с зубом календарного кольца 4 и повернет его на один зуб, преодолевая, как и в первом варианте, усилие пружины для вывода ролика-фиксатора 5 из впадины зуба. Продолжительность смены показаний дат календаря — не более 15 мин. Уменьшение продолжительности в этом варианте в 8 раз происходит за счет увеличения угловой скорости вращения суточного колеса 2 в период контакта штифта с лепестком шайбы и за счет уменьшения угла зацепления (контакта) выступа диска с зубом календарного кольца. Падение амплитуды в период переключения составляет 30—40°.

Конструкция и работа календарного устройства мгновенного действия

Календарное устройство мгновенного действия конструктивно более сложно, чем предыдущие, и действие его основано на другом принципе. Энергия заводной пружины, передаваемая с суточного колеса, вначале накапливается в отдельном звене устройства, а потом мгновенно передается последним календарному кольцу на переключение дат. На рис. 124 приведена типовая схема такого устройства. Оно состоит из добавочного колеса 5, промежуточного колеса 4 и суточного колеса 3. Передаточное отношение

$$i = \frac{z_1}{z_3} = 1 : 2.$$

При другой планировке механизма узла промежуточного колеса может и не быть.

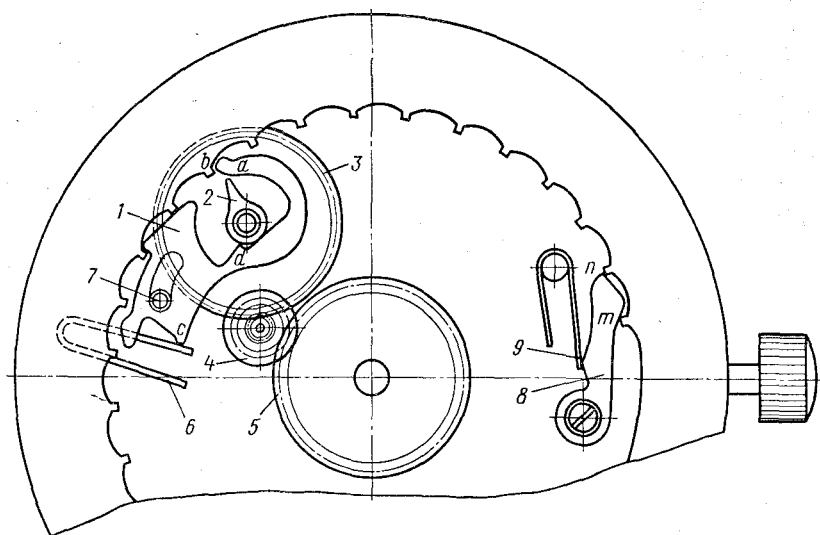


Рис. 124. Схема календарного устройства мгновенного действия

На оси суточного колеса укреплен палец 2, который взаимодействует с рычагом 1 по его внутреннему профилю. Уступ *a* рычага входит в кратковременный контакт с зубом *b* календарного кольца. Собачка 8, нагруженная пружиной 9, фиксирует своими плоскостями *m* и *n* календарное кольцо в таком положении, что в окошке циферблата хорошо видно число месяца.

На рис. 125 схематично показаны два положения пальца 2 и рычага 1, характеризующие предварительную работу звена устройства.

Положение I (рис. 125) — палец 2 давит на рычаг 1 вниз и выводит уступ *a* из впадины календарного кольца. Рычаг вращается вокруг штифта 3 (на рис. 124 см. поз. 7) по часовой стрелке и уступом *c* слабо давит на пружину 6 (рис. 124).

В этом положении требуется наименьший момент со стороны суточного колеса для преодоления сил трения и изгиба пружины.

Положение II — палец 2 касается уступа *d* (рис. 125). Плоскость уступа наклонена под острым углом к верхней плоскости. Поэтому палец 2 одновременно подводит уступ *a* слева во впадину зуба *b* (см. рис. 124) календарного кольца и опускает уступ *c* вниз, значительно изгибая пружину 6.

В этот период расходуется наибольшее количество энергии заводной пружины, т. е. суточное колесо передает наибольший момент.

Период работы заканчивается соскакиванием пальца 2 с уступа *d*; часовая и минутная стрелки показывают время 12 ч. Далее палец 2 свободно вращается. После соскакивания пальца 2 с уступа *d* пружина 6 (см. рис. 124), выпрямляясь, мгновенно пошлет рычаг 1 вперед до упора стенки паза в штифт 7. Уступ *a* рычага толкнет вперед зуб *b*, и календарное кольцо повернется по часовой стрелке примерно на $\frac{2}{3}$ шага. В этот момент плоскость *m* собачки 8 дойдет зуб *b* до поворота на один шаг, и плоскость *n* собачки ляжет на следующий зуб. Календарное кольцо в новом положении будет точно зафиксировано собачкой 8 и пружиной 9. Продолжительность переключения кольца не более 0,5 с.

В приведенной конструкции механизма календарного устройства при числе дней в месяце 28, 29, 30 и в случае остановки часов на продолжительное время календарное кольцо устанавливают на текущее число месяца вручную.

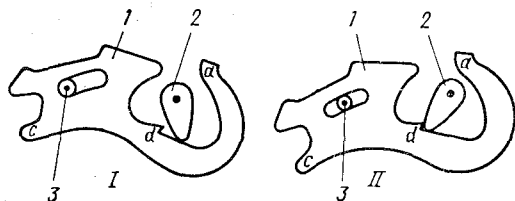
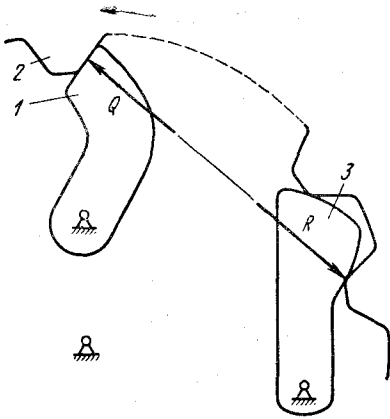


Рис. 125. Схема работы механизма устройства мгновенного действия

Рис. 126. Схема действия сил Q и R переключающего устройства и фиксатора



Основные требования, предъявляемые к календарным устройствам

При проектировании календарного устройства необходимо исходить из следующих положений.

1. Направление действия силы Q переключающего устройства 1 на зуб 2 календарного кольца должно быть на одной прямой и противоположно действию силы R фиксатора 3 (рис. 126). Если силы Q и R будут направлены под углом, то появится составляющая, которая будет действовать на календарный диск и вызывать силу трения.

2. Календарный диск должен иметь наименьший момент инерции.

3. Сила переключающего устройства должна обеспечивать перемещение календарного кольца примерно на $\frac{2}{3}$ шага. Фиксатор, нагруженный пружиной, доводит календарное кольцо на оставшуюся $\frac{1}{3}$ шага и точно фиксирует новую дату календаря.

4. Основная энергия переключающего устройства расходуется на преодоление усилия пружины фиксатора при выводе последнего из впадины зуба.

5. Накопление потенциальной энергии переключающей пружиной в календарных устройствах мгновенного действия должно

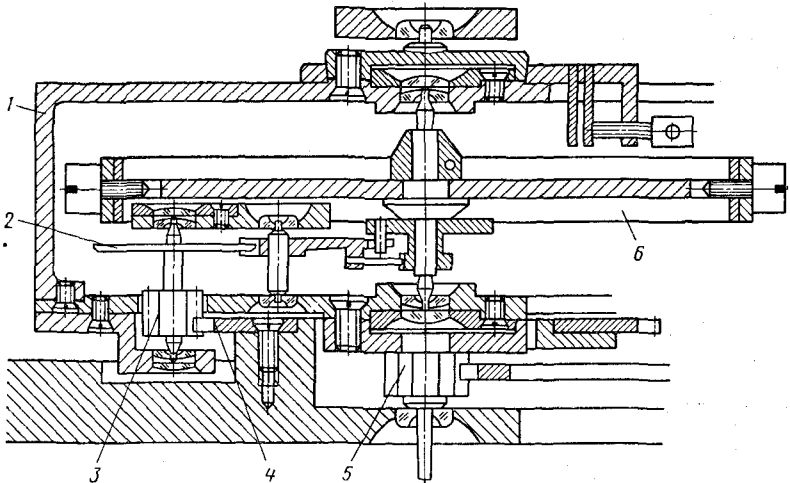


Рис. 127. Турбильон

происходить не менее чем за 8 ч. В этом случае падение амплитуды будет минимальным и мало отразится на точности хода часов.

6. Смена показаний календаря должна происходить у механизма мгновенного действия в 12 ч ночи ± 5 мин.

7. Окошко в одинарном календаре принято располагать на месте цифры 3 циферблата. При двойных и тройных календарях окошки располагают внутри шкалы циферблата исходя из расположения стрелочного и календарного механизма.

5. СПЕЦИАЛЬНЫЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА В НАРУЧНЫХ И КАРМАННЫХ ЧАСАХ

К числу таких устройств относятся звуковое устройство, известное под названием *репетир*, и устройство для компенсации неуравновешенности узла баланса и хода, известное под названием *турбильон*. Оба устройства встречаются в часах уникальных, сложных по конструкции.

Репетир служит для показаний текущего времени в часах и минутах с подачей звуковых сигналов. Репетир состоит из двух звучащих пружин круглого сечения, двух металлических молоточков и ряда зубчатых передач и других деталей.

Часами с репетиром удобно пользоваться в ночное время или в затемненных помещениях, когда по циферблату трудно определить текущее время. При ударе молоточков пружины издают мелодичные звуки разной тональности.

Турбильон предназначен для компенсации неуравновешенности узла баланса и узла хода. Как сказано в гл. 3, суточный ход часов из-за неуравновешенности баланса равен нулю при $\beta = 90^\circ$; $\cos \beta = 0$.

Если балансу, кроме колебательного движения, сообщить еще и вращательное (вместе с ходом), то центр тяжести неуравновешенного баланса (см. рис. 20) за один оборот вращения, равный 60 с, пройдет все четверти круга, и позиционные ошибки хода будут взаимно компенсированы.

Конструктивное решение турбильона показано на рис. 127. Зубчатое секундное колесо 4 укреплено неподвижно на платине часов. С ним находится в постоянном зацеплении триб ходового колеса 3, который при вращении ходового колеса 2 вынужден «обегать» секундное колесо. Обегание происходит за 1 мин. Секундный триб 5 делает также один оборот в минуту. Мост баланса 1 имеет другую форму, чем в обычных конструкциях часов. В этом мосту, помимо баланса 6, закреплены узлы анкерной вилки и ходового колеса. Два груза (на рисунке не показаны) уравновешивают эти узлы колеса. Баланс биметаллический, разрезной.

В настоящее время данное устройство можно применить в часах высокой точности для снятия позиционной погрешности, оставшейся после регулировки часов на современных приборах.

КОНСТРУКЦИИ ПРИБОРОВ ВРЕМЕНИ БЫТОВОГО НАЗНАЧЕНИЯ

1. КЛАССИФИКАЦИОННАЯ СХЕМА ПРИБОРОВ

Приборы времени бытового назначения принято разделять на две группы: индивидуального и коллективного пользования.

На рис. 128 приведена классификационная схема приборов с подразделением их на виды по конструктивному признаку.

К приборам коллективного пользования отнесены механические реле времени, применяемые в стиральных машинах, кухонных электрических плитах, радиоприемниках, телевизорах, холодильниках с одной и двумя управляемыми цепями; некоторые реле имеют устройство для подачи звуковых сигналов через малые промежутки времени — порядка 5—15 мин.

К приборам индивидуального пользования отнесены малогабаритные часы, оформленные в медальонах на цепочке для ношения на груди.

Номенклатура выпускаемых приборов времени бытового назначения очень разнообразна. Только по наручным часам (основной номенклатуре выпуска) число конструкций вместе с модификациями достигает ста наименований.

На рис. 129 показана конструкция механизма наручных часов калибра К-2609 в разрезе по главным осям и в плане — вид с мостовой стороны.

Конструкция является, в известной степени, типовой для карманных часов и малогабаритных будильников. К приборам времени коллективного пользования относится типовая конструкция крупногабаритного будильника также в разрезе по главным осям (рис. 130).

Как видно из приведенных рисунков, основные узлы и базовые детали приборов времени индивидуального пользования конструктивно значительно отличаются от таковых в приборах времени коллективного пользования. Это различие продиктовано исключительно малогабаритностью механизмов индивидуального пользования; например, заводная пружина 2 (рис. 129, а) заключена в барабан 3, механизмы заводки пружины и перевода стрелок соединены вместе, зубчатая передача смонтирована в камневых опорах (подшипниках), ход 4 применяется только анкерный палетный с другими параметрами колеса, вилки 2 двойного ролика баланса. Узел баланса смонтирован на четырех камнях с противоударным устройством 5. Все сборочные единицы и детали монтируются на одной базовой детали — платине 1 и закрепляются с помощью мостов 6, 7 и 8 (рис. 129, б).

В настенных и настольных часах и будильниках пружина 8 (рис. 130) без барабана, завод пружины (валик 2) и перевод стрелок

Приборы времени бытового назначения

Индивидуального пользования

Часы карманные

Часы наручные нормального калибра

Часы наручные малогабаритные

Часы нагрудные

Коллективного пользования

Часы напольные

Будильники

Часы настольные

Часы настенные

Реле времени

С секундной стрелкой

Балансовые

Маятниковые

С одной управляемой цепью

С двумя управляемыми цепями

Рис. 128. Схема классификации приборов времени бытового назначения по эксплуатационному и конструктивному признакам

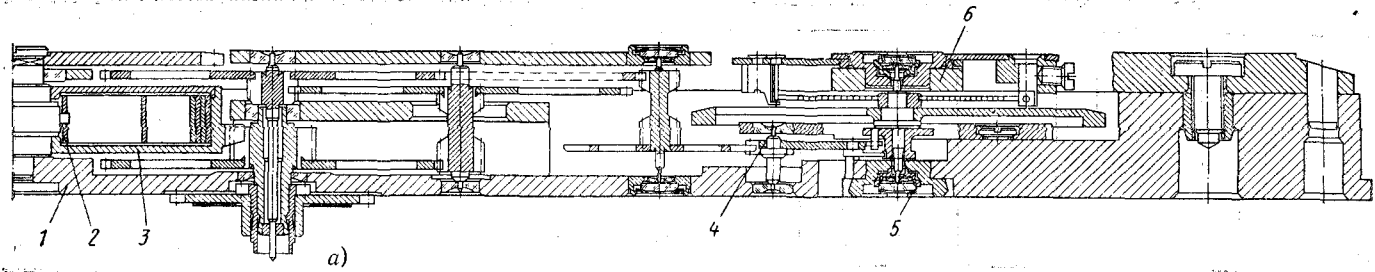


Рис. 129. Типовая конструкция механизма наручных часов:
 а — разрез по главным осям; б — вид со стороны мостов

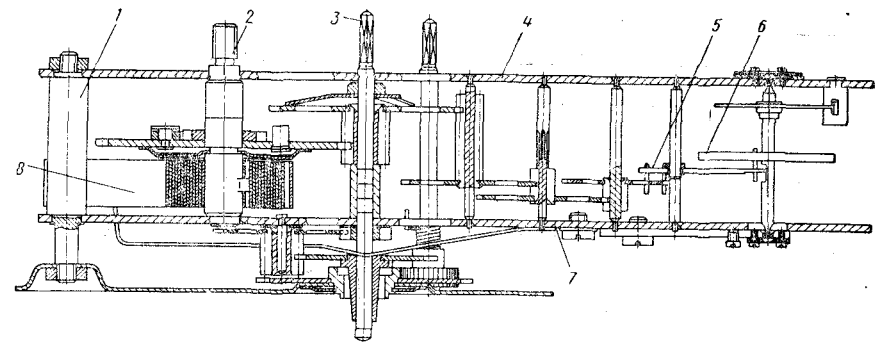
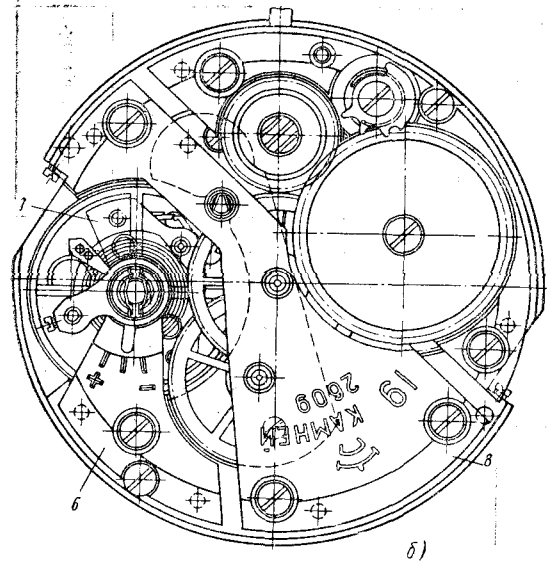


Рис. 130. Типовая конструкция механизма крупногабаритного будильника

валик 3) — два самостоятельных устройства, зубчатая передача в часах-ходиках и будильниках имеет цевочное зацепление, и пары монтируются в отверстиях латунных платин 4 и 7, ход 5 анкерный, штифтовый, баланс 6 упрощенной конструкции без двойного ролика. Все узлы и детали монтируются между двумя базовыми деталями — платинами, закрепленными на четырех колонках 1.

2. КАЛИБР ЧАСОВ

Конструкция часов характеризуется прежде всего габаритными размерами механизма, точнее площадью платины. Вместо площади условно принят *диаметр* платины, который носит название *калибра часов*.

Таким образом, под калибром механизма понимают размер посадочного диаметра *круглой* платины в миллиметрах; для платины *фасонной* формы калибром будет *приведенный диаметр*, определяемый по формуле

$$D_{\text{пр}} = 2 \sqrt{\frac{s}{\pi}}, \quad (98)$$

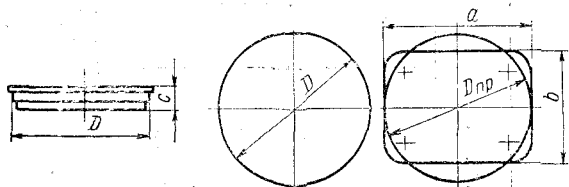
где $s = ab$.

Платина (рис. 131) имеет наружный бортик для фиксации механизма в корпусе по высоте. В ряде зарубежных стран калибр часов определяется размерами диаметра платины в линиях³, составляющих различные доли дюйма⁴. Швейцарская линия равна 2,256 мм.

В отечественной часовой промышленности для унификации сборочных единиц и деталей создан геометрический ряд калибров наручных, карманных часов и будильников. В табл. 21 приведен ряд только по наручным и карманным часам.

Калибр часов в известной степени предопределяет габаритные размеры основных узлов механизма; например, внутренний диаметр корпуса барабана составляет примерно 0,4 калибра; диаметр обода баланса (с винтами) — тоже 0,4 калибра; диаметр ходового колеса — 0,2 калибра. Помимо геометрического ряда калибров, нормализованы также виды конструктивного исполнения часов. В табл. 21 две первые цифры обозначают калибр, две последние — исполнение. В табл. 22 частично приведена расшифровка индексов на виды исполнения; например, индекс 2609

Рис. 131. Схема обозначения калибра часов



Геометрический ряд калибров наручных и карманных часов

№ по пор.	Калибр механизма	Конструктивное исполнение
1	13	1300; 1301
2	(15)	1501; 1509
3	16	(1600); 1601; 1609; 1610; 1615
4	(17)	1700; 1701; 1709; 1714; 1715; 1716; 1719; 1721; 1728
5	18	(1800); 1801; 1809; 1810; 1814; 1815; 1816; 1819; 1820
6	20	(2000); 2001; (2008); 2009; 2010; 2014; 2015; 2016; 2027; 2028; 2029; 2030
7	22	(2200); 2209; 2214; 2215; 2216
8	24	2401; 2409; 2410; 2414; 2415; 2416; 2418; 2423; 2424; 2425; 2426; 2427; 2428
9	26	(2600); 2601; (2602); (2608); 2609; 2610; 2612; 2614; 2615; 2618; 2623; 2624; 2631
10	28	(2800); 2809; 2814; 2815; 2816; 2817; 2827; 2828; 2830; 2831
11	30	(3008); 3009; 3014; 3015; 3016; 3017; 3027; 3028; 3030; 3031; 3032
12	36	(3602); 3603; 3609; 3610; 3612; 3614; 3628; 3631

обозначает калибр 26 мм с центральной секундной стрелкой и с противоударным устройством. По ГОСТ 10733—73 наручные часы должны изготавливаться двух исполнений: нормального калибра от 21 до 30 мм и малого калибра от 13 до 20 мм.

3. ПЛАТИНА

Платина — это основание часового механизма; на ней монтируются с помощью мостов все основные детали и сборочные единицы механизма. Платина в сборе с мостами называется *комплект*¹.

Платина для часов изготавливается из свинцовистой латуни марки ЛСЧ63-3, имеет много отверстий, фасонных углублений, пазов, срезов, колонок и выступов. Одну ее сторону называют мостовой, другую — циферблатной. На рис. 132 дан вид платины наручных часов калибра 26 мм со стороны мостов и со стороны циферблата. Местоположение центров отверстий и центров радиусов углублений и выступов заданы в прямоугольной системе координат.

Особенность применения этой системы состоит в том, что центр платины обозначается координатами $x = 100,000$ мм и $y = 100,000$ мм. При такой системе отсчета координат платина рас-

¹ Французское название, принятое за рубежом, — эбош.

Третья
и четвертая
цифры шифра
механизма

Конструктивное исполнение

- | | |
|----|---|
| 00 | Без секундной стрелки |
| 01 | Без секундной стрелки с противоударным устройством |
| 02 | С боковой секундной стрелкой |
| 03 | С боковой секундной стрелкой и противоударным устройством |
| 04 | С боковой секундной стрелкой и календарным устройством |
| 05 | С боковой секундной стрелкой, противоударным и календарным устройствами |
| 06 | С цифровым показанием времени |
| 08 | С центральной секундной стрелкой |
| 09 | С центральной секундной стрелкой и противоударным устройством |
| 10 | С центральной секундной стрелкой, противоударным устройством, антимагнитные |
| 11 | С центральной секундной стрелкой, противоударным устройством и подсветом циферблата |
| 12 | С центральной секундной стрелкой, противоударным и сигнальным устройствами (звонок) |
| 13 | С центральной секундной стрелкой и календарным устройством |
| 14 | С центральной секундной стрелкой, противоударным и календарными устройствами |
| 15 | С центральной секундной стрелкой, автоподзаводом и противоударным устройством |
| 16 | С центральной секундной стрелкой, автоподзаводом, противоударным и календарным устройствами |

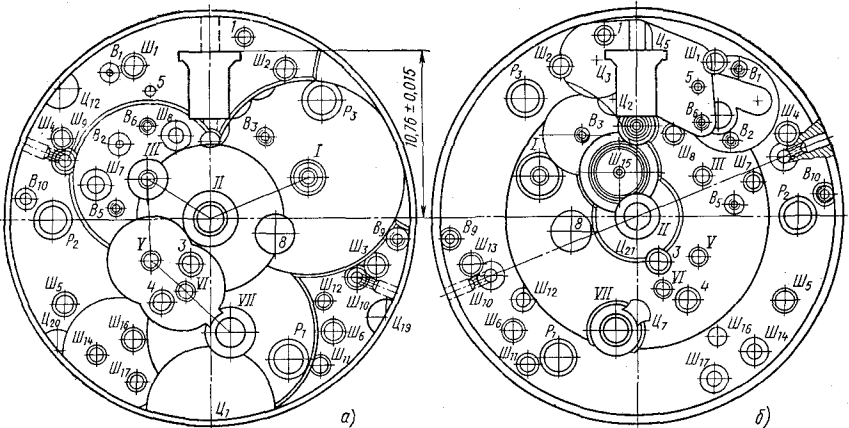


Рис. 132. Вид платины:

а — со стороны мостов; б — со стороны циферблата

Индексы точек	x	y	Индексы точек	x	y
<i>I</i>	106,346	102,567	<i>B</i> ₁₀	87,850	101,400
<i>II</i>	100,000	100,000	<i>P</i> ₁	105,100	90,900
<i>III</i>	95,776	102,581	<i>P</i> ₂	89,600	100,000
<i>V</i>	95,930	97,381	<i>P</i> ₃	107,200	107,500
<i>VI</i>	98,285	95,365	<i>I</i>	102,100	111,560
<i>VII</i>	101,323	92,763	<i>2</i>	100,000	105,789
<i>III</i> ₁	94,900	109,856	<i>3</i>	98,550	97,100
<i>III</i> ₂	104,880	109,514	<i>5</i>	96,000	108,210
<i>III</i> ₃	110,800	96,960	<i>4</i>	96,650	94,650
<i>III</i> ₄	90,230	105,267	<i>6</i>	94,725	106,462
<i>III</i> ₅	90,353	94,511	<i>7</i>	100,000	104,810
<i>III</i> ₆	108,000	92,700	<i>8</i>	104,200	99,000
<i>III</i> ₇	92,390	102,270	<i>12</i>	92,170	107,410
<i>III</i> ₈	97,614	105,287	<i>13</i>	94,865	108,210
<i>III</i> ₉	90,450	103,810	<i>15</i>	116,840	108,580
<i>III</i> ₁₀	109,550	96,190	<i>Ц</i> ₁	100,210	87,600
<i>III</i> ₁₁	107,163	90,623	<i>Ц</i> ₂	101,500	107,500
<i>III</i> ₁₂	107,389	94,641	<i>Ц</i> ₃	102,639	110,008
<i>III</i> ₁₃	92,320	91,373	<i>Ц</i> ₄	96,200	110,100
<i>III</i> ₁₄	101,150	102,857	<i>Ц</i> ₅	100,000	111,650
<i>III</i> ₁₅	94,710	92,330	<i>Ц</i> ₆	96,362	105,321
<i>III</i> ₁₆	94,980	89,598	<i>Ц</i> ₇	100,184	93,739
<i>III</i> ₁₇	94,980	89,598	<i>Ц</i> ₈	93,850	167,150
<i>B</i> ₁	93,350	109,395	<i>Ц</i> ₁₃	98,020	95,593
<i>B</i> ₂	93,850	104,850	<i>Ц</i> ₁₄	101,336	95,033
<i>B</i> ₃	103,500	105,189	<i>Ц</i> ₁₅	99,081	92,401
<i>B</i> ₅	93,710	100,767	<i>Ц</i> ₁₈	90,033	108,500
<i>B</i> ₆	95,750	105,981	<i>Ц</i> ₁₉	111,430	93,600
<i>B</i> ₇	97,373	96,145	<i>Ц</i> ₂₀	89,900	91,800
<i>B</i> ₈	95,500	100,940	<i>Ц</i> ₂₁	100,275	97,630
<i>B</i> ₉	112,150	98,600	<i>Ц</i> ₂₂	93,870	91,473

полагается только в 1-й четверти круга и координаты всех ее центров (точек) *положительны*, что гарантирует от ряда ошибок при вычислениях; например, точки *VII* — центр оси баланса имеет координаты $x = 101,323$ мм и $y = 92,763$ мм. В центре механизма располагается точка *II*, принадлежащая геометрической оси часовой, минутной и в некоторых случаях секундной стрелок. В табл. 23 приведены координаты центров платины и мостов. Римскими цифрами *I, II, III, IV, V, VI, VII* обозначены центры отверстий под ось узлов барабана, центрального, промежуточного, ходового колеса, анкерной вилки и баланса. Центр отверстия *IV* под ось секундной стрелки совпадает с центром *II* и отдельно на чертеже не обозначен. Индексами *III*₁, *III*₂, . . . , *III*₁₇ обозначены центры отверстий под штифты мостов и под колонки платины. Арабскими цифрами *1, 2, 3, . . . , 15* обозначены менее ответственные отверстия и колонки, например *3, 4* — отверстия для просмотра положения палет анкерной вилки. Индексами *B*₁, *B*₂, . . . ,

B_3 обозначены центры отверстий под резьбовые соединения. Индексами C_1, C_2, \dots, C_{22} обозначены центры радиусом расточек и фрезеровок. Индексами P_1, P_2, P_3 обозначены центры вспомогательных отверстий, служащих технологической базой при выполнении большинства операций.

Зубчатые зацепления часовых механизмов, как известно, требуют строгого соблюдения межосевых расстояний; еще в большей степени это относится к межосевым расстояниям системы ходовое колесо — анкерная вилка — баланс. Для этого в конструктивных чертежах даны допуски на отклонение координат от номинальных значений.


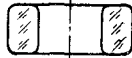








Индексы точек	Допуск, мм
$I—II—III—V—VI—VII; Ш_1; Ш_2; Ш_3; Ш_4; Ш_5; Ш_7; Ш_8;$ $Ш_{11}; Ш_{12}; Ш_{14}; Ш_{17}$	$1 \pm 0,008$
$Ш_9; Ш_{10}; Ш_{15}; B_1; B_2; B_3; B_5; B_6; B_9; B_{10}; 2$	$\pm 0,02$
$P_1; P_2; P_3$	$\pm 0,008$
$1; 5; Ш_6; Ш_{18}$	$\pm 0,010$
$3; 4; 6; 8$	$\pm 0,05$

Как видно из приведенных данных, жесткие допуски даны на координаты штифтовых отверстий и центры отверстий $I—VII$. Это вызвано требованием иметь соосность отверстий от I до VII в платине и мостах во избежание значительных перекосов. Так, несоосность отверстий $I—V$ и VII допускают до 0,01 мм и для отверстия VI — до 0,007 мм.

4. ОПОРЫ

Опорами (подшипниками) для вращающихся осей точек $II—VII$ служат рубиновые камни. Число камней в известной степени определяет качество часов. Часы наручные без дополнительных устройств имеют 15—17 камней, с дополнительными устройствами 21—23 камня, а в некоторых сложных конструкциях до 29 камней. Число камней в наручных часах К-2609 (см. рис. 129) равно 19. Применение рубиновых камней в часах обусловлено тем, что при передаче очень малых моментов на ходовое колесо, а затем на баланс, потери на трение у передающих пар должны быть минимальными; например, на оси барабана тех же наручных часов при полной заводке пружины момент равен 8,56 Н·мм, а момент на оси ходового колеса при $i = 3600$ равен всего 0,002 Н·мм, т. е. общий коэффициент полезного действия передающих пар $\eta_{\text{общ}} = 0,84$ или одной зубчатой пары $\eta = 0,96$.

Из всех минералов и металлов рубин имеет наименьший коэффициент трения (в паре со сталью), равный 0,12—0,15. В процессе эксплуатации этот коэффициент становится еще меньше, достигая в некоторых случаях 0,08. В табл. 24 приведены типы камней, нормализованных ГОСТ 7137—73.

Обозначение типа	Наименование	Эскиз
СЦ	Сквозной плоский с цилиндрическим отверстием	
СЦБМ	Сквозной плоский с цилиндрическим отверстием без масленки	
СН	Сквозной плоский с нецилиндрическим отверстием	
СС	Сквозной сферический с нецилиндрическим отверстием	
СЦ2М	Сквозной двухмасленочный с цилиндрическим отверстием	
НП	Накладной плоский	
Н	Накладной	
П	Палета входа	
ПВ	Палета выхода	
И	Импульсный	

Наименование сопрягаемых деталей	Зазоры, мкм	
	радиальный	осевой
Вал барабана с платиной и барабанным мостом	10—20	10—50
Вал барабана с корпусом и крышкой	5—15	10—30
Триб центральный с камнями	7—19	20—50
Триб промежуточный с камнями		20—50
Триб секундный с камнями		
Триб ходовой с камнями	6—16	20—40
Ось анкерной вилки с камнями		
Ось баланса с камнями		
Камень импульсный в пазу анкерной вилки	15—30	—

Тип камней СЦ, СЦБМ и СН применяют для цапф оси центрального колеса и последующих осей, включая ось анкерной вилки; тип камней СС, НП и Н — для узла баланса, анкера и ходового колеса; тип камней П и ПВ — палеты входа и выхода анкерной вилки и тип камней И — импульсный камень двойного ролика баланса. Камни типа СЦ2М применяют в опорах центрального триба.

В часах повышенной точности и 1-го класса в узле анкерной вилки применяются четыре балансовых камня. Камни изготавливают с шероховатостью рабочих поверхностей 11—13-го классов и допуском на размеры 0,005—0,01 мм.

Габаритные размеры камней очень малы. Рубин имеет высокую твердость, но и повышенную хрупкость. Для его обработки применяют алмазный инструмент. В табл. 25 приведены величины зазоров сопрягаемых деталей.

5. ЧАСОВЫЕ МАСЛА

В отличие от большинства приборов и машин часы работают непрерывно много лет без смены масла. В течение этого времени состав масла не должен изменяться или изменяться в очень небольших пределах.

Для смазывания часовых механизмов применяют специальные масла и смазки. По ГОСТ 7935—74 установлены три марки часовых масел: МБП-12 — для смазывания оси баланса и палет в наручных и карманных часах; МЗП-6 — для смазывания опор в зубчатых передачах; МЦ-6 — для смазывания опор будильника и опор узла барабана наручных и карманных часов. Для удержания дозы масла в камнях типа СЦ и СН имеются сферические углубления, называемые в обиходе масленками.

На рабочие поверхности камней типа П и И наносится легкий слой масла без каплеобразования. Для снижения потерь на трение в камнях СС отверстие *оливировано*, т. е. имеет сферическую поверхность.

Для смазывания других узлов механизма применяют часовые смазки, имеющие более густую консистенцию, чем часовые масла.

Установлены для них две марки смазок. Смазка ПС-4 — для смазывания пружины будильника и смазка РС-1 — для смазывания узла завода пружины и перевода стрелок наручных и карманных часов. Помимо масел указанных марок, компаундированных на жировой основе, созданы и применяются синтетические масла. Кроме того, для смазки часов, отправляемых в страны с тропическим климатом, разработаны и применяются специальные масла, стойкие против грибковой плесени.

Помимо часовых масел и смазок, упомянутых выше, в приборах времени специального назначения применяют жидкие смазки, антифрикционные металлические покрытия, сухие смазки и самосмазывающиеся опоры.

6. ЖИДКИЕ СМАЗКИ

В приборах времени и часовых механизмах, работающих при высоких плюсовых температурах (до $+250^{\circ}\text{C}$), например в часовых механизмах глубинных приборов, применяют жидкие смазки. Повышение температуры до $+250^{\circ}\text{C}$ приводит к усилению окислительных процессов, увеличению испаряемости, изменению вязкости и к другим факторам, отрицательно влияющим на химическую стабильность и смазывающую способность масел и смазок.

В часовых механизмах доза масла очень мала, порядка $(0,2—0,4) 10^{-4} \text{ см}^3$, к тому же в механизмах нет принудительной смазки, как в других крупногабаритных приборах и машинах.

Поэтому получение высокой наработки механизма и увеличение его ресурса работы обусловлено применением соответствующих смазок для узла трения. Перечисленным требованиям удовлетворяют разработанные в последние годы и внедренные в производство два типа жидких смазок на фторосилоксановой основе ФС-5/260 и ФС-4/300, повысившие наработку с 7 до 40 сут. (без пересмазки). В табл. 26 приведены основные физико-механические свойства этих жидких смазок.

Смазка ФС-5/260 рекомендуется при работе часового механизма при температуре не выше $+160^{\circ}\text{C}$. Смазка ФС-4/300 рекомендуется при работе часового механизма при температуре не выше $+250^{\circ}\text{C}$. Фтор улучшает смазывающую способность.

Для обеспечения нормальной работы часового механизма при указанных температурах, помимо применения указанных смазок, потребовалась модернизация узлов трения и замена материала на некоторых деталях.

Физико-механические свойства смазок	ФС-5/260	ФС-4/300
Вязкость кинематическая при:		
+100°С	37,0	15,0
+20°С	940,0	168,0
0°С	3500	—
Содержание фтора, %	30	16,1
Плотность, г/см ³	1,3104	1,1001
pH	6,7	6,5
Температура вспышки, °С	Св. 260	Св. 350
Температура застывания, °С	—50	Ниже —80

7. АНТИФРИКЦИОННЫЕ МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ ПОКРЫТИЯ

В тех случаях, когда исключается применение жидких смазок, например в кислородных системах, в узлах трения, работающих при большом перепаде температур, в условиях, недоступных для смазки, применяют антифрикционные металлические покрытия. Существует два вида таких покрытий: мягкие, выполняющие роль смазки, и твердые, имеющие повышенную износоустойчивость.

Широкое применение имеют мягкие покрытия серебром и твердые покрытия хромом.

Серебряные покрытия однородны, стойки, равномерны по толщине; наносят их гальваническим путем, как правило, в два слоя и методом напыления в вакууме.

Покрытия серебром наносят на стальную цапфу по подложке, т. е. по подслою меди и никеля.

Коэффициент трения в паре с лейкосапфиром не превышает 0,13.

Хромовое покрытие (твердое) повышает износоустойчивость.

По сравнению с жидкими смазками серебряные покрытия уступают им в износоустойчивости, что объясняется невысокой адгезией со сталью.

8. СУХИЕ (ТВЕРДЫЕ) СМАЗКИ

В узлах трения часовых механизмов, работающих в высоком вакууме, применяют сухие смазки.

В обычных атмосферных условиях на поверхностях трения имеются тонкие пленки окислов и различных веществ, содержащихся в окружающей среде.

Эти пленки прочно связаны с металлом и могут быть удалены путем специальной очистки, нагревания в вакууме, воздействия сильных адсорбентов и т. п.

Тонкие пленки окислов, как правило, ухудшают коэффициент трения; например, коэффициент трения алюминия по алюминию на воздухе равен 0,5, а в среднем вакууме ($1,33 \cdot 10^{-7}$ Па) повышается до 1,10.

В низком вакууме (1,33 Па) заметного повышения коэффициента трения не происходит, так как для образования окисной и адсорбированной пленки требуется очень малый отрезок времени, порядка 0,05—0,10 с, в то время как в высоком вакууме (1,33 · 10⁻⁹ Па) на образование монослоя пленки требуется около 45 ч. Поэтому при высоком вакууме не только резко повышается коэффициент трения, но происходит схватывание металлов и холодное сваривание их — явление так называемой сублимации. Поэтому для работы механизмов в глубоком вакууме применяют сухие твердые смазки.

Твердыми слоистыми смазками называются материалы с гексагональной кристаллической структурой, имеющие резко различную прочность связей между атомами в различных кристаллографических направлениях, что определяет их смазывающие свойства.

Смазывающее действие твердых слоистых смазок заключается в более легком преодолении межатомных сил по плоскостям спайности, по которым и происходит скольжение, т. е. смещение одних блоков кристалла относительно других.

К твердым слоистым смазкам относятся графит, дисульфид молибдена, дисульфид вольфрама, нитрид бора и др.

Ниже приведены основные характеристики твердых слоистых смазок.

Твердая смазка	Температура окисления на воздухе, °С	Коэффициент трения
Дисульфид молибдена MoS ₂	400	0,03
Дисульфид вольфрама WS	510	—
Графит	459	0,04
Нитрид бора BN	800—900	0,67

В часовых механизмах в качестве сухой твердой смазки применяют дисульфид молибдена (MoS₂). Кристаллическая структура его состоит из атомов молибдена, расположенных между двумя слоями атомов серы, поэтому смазку называют слоистой (рис. 133).

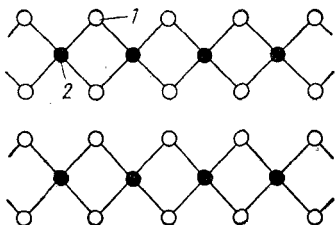


Рис. 133. Кристаллическая структура дисульфида молибдена:
1 — сера; 2 — молибден

9. САМОСМАЗЫВАЮЩИЕСЯ МАТЕРИАЛЫ

Для опор скольжения в электровакуумной технике, в механизмах, работающих при высоких плюсовых температурах (свыше $+250^{\circ}\text{C}$), и в последнее время в ограниченном объеме в бытовых часах наручных и крупногабаритных находят применение самосмазывающиеся материалы.

Самосмазывающимися материалами принято называть полимерные, пористые металлические и металлокерамические композиционные материалы, в состав которых входят смазочные твердые или жидкие вещества.

Самосмазываемость — это способность поверхностных слоев трущихся материалов обеспечивать внешнее трение при отсутствии подачи извне в зону контакта смазочных веществ. Наличие смазочных веществ, которые в процессе работы сосредоточиваются по границе контакта, обеспечивает самосмазываемость материалов.

Введение в полимерные материалы твердых смазок — дисульфида молибдена и графита — улучшает также конструкционные характеристики полимеров, например износостойкость, прочность, теплопроводность и стабильность размеров.

Самосмазывающиеся материалы должны обеспечивать малый коэффициент трения, иметь достаточную механическую прочность, термостойкость, химическую инертность и хорошую обрабатываемость.

Одним из самосмазывающихся материалов, применяемых для механизма наручных часов, служит сополимер полиформальдегида с диоксоланом марки С. Ф. Д. (ТУ 6-05-1543—72), имеющий следующие показатели:

Предел текучести при растяжении, H/cm^2	6100
Относительное удлинение при разрыве, %	15
Коэффициент линейного расширения на 1°C	$8 \cdot 10^{-5}$
Модуль упругости при растяжении, H/cm^2	$25 \cdot 10^{-5}$
Температура плавления, $^{\circ}\text{C}$	180
Коэффициент трения по стали	0,10—0,30
Плотность, $\text{г}/\text{cm}^3$	1,39—1,42
Усадка, %	1,5—3,5

Применение самосмазывающихся опор в часовых механизмах оправдано малыми производственными затратами. В механизме наручных часов из самосмазывающегося материала изготавливают платины и мосты, зубчатые колеса, ось баланса и др. Из стали изготавливают трибы, оси, цапфы оси баланса, спирали и пружины.

Наряду с положительными свойствами полимерные материалы имеют свойства, ограничивающие область их применения в приборах времени, например низкий модуль упругости, высокий процент удлинения, старение и др. Старение есть процесс изменения во времени первоначальных физико-механических свойств под

воздействием окружающей среды — температуры, света, влажности микробиологической коррозии.

Применение самосмазывающегося материала потребовало коренной переработки конструкции деталей и узлов механизма.

Детали из самосмазывающегося материала изготавливают методом литья под давлением и прессованием.

10. ВИДЫ СОЕДИНЕНИЙ

Соединение платины с мостами в малогабаритных приборах времени выполняют двумя способами; фиксацией положения мостов в плане с помощью штифтов, запрессованных в отверстия платины, и закреплением мостов с помощью резьбового соединения — втулки и винта (см. рис. 129).

Втулка запрессована в платину, винт свободно входит в ступенчатое отверстие моста с углублением для головки. Такой способ соединения позволяет в случае срыва резьбы во втулке заменить ее на новую и сохранить пригодность платины. Таких соединений в платине несколько; они называются разъемными. К числу их относятся: соединение вала барабана и барабанного колеса путем надевания колеса на квадрат уступа; соединение кулачковой муфты с заводным валиком — также надеванием на квадрат.

Соединение колес с трибами осуществляют методом расклепа и развальцовки (см. рис. 97). Колесо надевают на уступ триба с плотной посадкой. У уступа триба имеется конусный бортик, которым при расклепке и создают неразъемное соединение.

В ряде случаев применяют фрикционное соединение, например соединение шестерни минутной стрелки с трибом центрального колеса. Фрикционное соединение осуществляют за счет конусных поверхностей этих деталей (см. рис. 129). Для удержания шестерни минутной стрелки от осевого перемещения на оси триба центрального колеса делают коническую выточку, в которую входит выступ трубки шестерни, получаемый обжатием. Надевание триба минутной стрелки на триб центрального колеса и снятие выполняют с определенным усилием для преодоления пружинения трубки шестерни в зоне обжатия.

При работе часов триб центрального колеса медленно вращается вместе с шестерней минутной стрелки, которая передает это вращение через зубчатые пары на часовую стрелку. При переводе стрелок от руки через зубчатые пары преодолевается фрикционное трение между трибом центрального колеса и шестерней минутной стрелки; последняя вращается в том или другом направлении независимо от вращения триба центрального колеса.

Фрикционное соединение применяют для посадки спирали и двойного ролика на ось баланса и в других случаях.

11. ВИДЫ ЗАЩИТНЫХ И ДЕКОРАТИВНЫХ ПОКРЫТИЙ ДЕТАЛЕЙ ЧАСОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Для предохранения деталей механизма малогабаритных приборов времени индивидуального пользования от коррозии и придания некоторым из них красивого декоративного вида их подвергают следующим видам защитных и декоративных покрытий: полированию, никелированию, хромированию и золочению. В конструктивных чертежах на детали соответственно указывают вид покрытия, толщину покрытия, шероховатость обработки поверхности.

Никелирование и хромирование применяют для стальных деталей механизма завода пружины и перевода стрелок; золочение — для платин и мостов, барабана, колес ангренажа, латунных деталей узла баланса, колес стрелочного механизма и некоторых других латунных деталей дополнительных устройств. Шлифование и полирование назначают для стальных деталей: накладок и градусника баланса, анкерной вилки и ходового колеса, торцовых поверхностей головок винтов заводного и барабанного колес и других деталей.

Полирование (фрезерование) декоративных поверхностей баланса и мостов перед золочением выполняют алмазным резцом.

Для деталей будильников, настольных и настенных часов основными видами покрытий являются химические покрытия: оксидирование стальных деталей и пассивирование латунных деталей.

12. ДЕТАЛИ ВНЕШНЕГО ОФОРМЛЕНИЯ ЧАСОВ

Если к конструкции часового механизма предъявляются высокие требования по точности хода и безотказности действия в течение длительного времени, то к деталям внешнего оформления часов: корпусу, циферблату, стрелкам — помимо требования надежности предъявляются эстетические требования — красивый вид.

Для одного и того же часового механизма применяют несколько вариантов внешнего оформления. Чем больше разновидностей внешнего оформления, тем полнее удовлетворяется спрос населения на часы.

Корпусы часов должны иметь плотные соединения деталей, чтобы предохранить механизм от проникновения пыли, а по особым требованиям — и от влаги. Корпусное кольцо и ободок изготовляют из свинцовистого нейзильбера или из нержавеющей стали; крышку — из нержавеющей стали; стекло — органическое (плексиглас).

Для придания красивого внешнего вида корпусному кольцу и ободку их грани обрабатывают монокристаллическим алмазным инструментом, который сохраняет режущие свойства при высокой температуре (600—700° С).

В связи с тем, что алмаз хрупкий, при обработке корпуса, циферблата, баланса, фасок мостов и других деталей следует станки и весь процесс обработки подготовить так, чтобы не было ударов по инструменту.

Подготовленные механической обработкой корпуса, циферблаты и стрелки проходят гальваническое и лакокрасочное покрытия — золочение, серебрение, хромирование и т. п. Золочение деталей механизма выполняют с толщиной покрытия 0,5—0,6 мкм, а золочение корпусов с толщиной покрытия от 10 до 20 мкм.

13. СИСТЕМА НАИМЕНОВАНИЯ И ИНДЕКСАЦИИ ЧАСОВ

С 1963 г. на часовых заводах страны введена новая система наименования часов. На каждом заводе для всех выпускаемых им часов установлено определенное наименование — марка. Наименования наносят на циферблат. Видам часов, выпускаемых заводами, соответствует цифровая индикация механизма часов и корпусного оформления. Цифровой индекс механизма наносят на платине или мостах, а цифровой индекс корпусного оформления — на внешней стороне крышки часов. Механизму часов присваивают четырехзначное число: первые две цифры обозначают калибр механизма, две последние — конструктивное исполнение. Внешнему оформлению присваивают шестизначное число: первые две цифры обозначают конструктивный вид корпуса; третья цифра — материал и виды покрытия; четвертая, пятая и шестая цифры обозначают группу циферблатов и стрелок. Обозначения записывают дробью: в числителе индекс механизма, в знаменателе — индекс внешнего оформления.

14. МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА ПРИБОРОВ ВРЕМЕНИ БЫТОВОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Проектирование нового механизма прибора времени осуществляется часовыми заводами самостоятельно силами отдела главного конструктора с последующим согласованием с головным научно-исследовательским институтом или центральным конструкторским бюро.

При проектировании и расчетах пользуются ГОСТами, ОСТами и другими руководящими техническими материалами (РТМ).

Исходным документом на проектирование нового калибра часов служит техническое задание, утвержденное в установленном порядке вышестоящей организацией.

В техническом задании указаны следующие основные положения и параметры.

1. Полное наименование проектируемого изделия.
2. Объем выпуска и трудоемкость изделия.
3. Калибр часов и высота комплекта механизма.
4. Класс точности хода по ГОСТ.

5. Модификация механизма и перечень дополнительных устройств.

6. Продолжительность хода часов от одного полного завода пружины.

7. Передаточное отношение от ходового триба до барабана.

8. Максимальный и минимальный моменты на барабане.

9. Расположение секундной стрелки.

10. Оценочное число.

11. Внешнее оформление часов: материал деталей, виды покрытий, формы корпусов, циферблатов и стрелок.

12. Срок гарантии.

13. Сроки проектирования и подготовки производства.

После изучения технического задания приступают к предварительной планировке и компоновке механизма. Они необходимы для того, чтобы на платине рационально разместить все основные узлы механизма и дополнительные устройства.

Основное правило при проектировании механизма — создавать для заданного калибра детали наибольших габаритных размеров, наименьшей массы и простых геометрических форм. На платине фасонной формы детали можно разместить более рационально, чем на платине круглой формы. Круглая форма более технологична в изготовлении и лучше защищает механизм в корпусе от пыли и влаги в эксплуатационных условиях, поэтому предпочтение отдают пластине круглой формы.

Вариантов расположения основных узлов и дополнительных устройств очень много. Наиболее распространенный вариант показан на рис. 132, *a* по точкам I—VII.

После предварительной планировки и компоновки механизма приступают к разработке кинематической схемы.

Обоснованием для разработки кинематической схемы служат исходные данные технического задания, например период колебания баланса, продолжительность хода часов от полной заводки пружины и др. При разработке схемы решаются вопросы расположения секундной стрелки — центральное или боковое, разрабатываются кинематические цепи механизма; выбираются передаточные отношения, модули, число оборотов барабана, вращающие моменты на барабане и на ходовом колесе. Кинематическая схема служит базой для расчета конструкции всех основных и дополнительных узлов и механизма в целом.

После проведенной работы по общей планировке и компоновке механизма и разработке кинематической схемы приступают к составлению технического проекта на изделие. В проекте приводят расчеты основных узлов и дополнительных устройств, выполняют в масштабе чертежи общих видов и разрезов и эскизы характерных конструктивных решений.

К расчетным и графическим работам прилагают объяснительную записку, отвечающую на вопросы технического задания.

Технический проект после рассмотрения и одобрения в соответствующих инстанциях с замечаниями и поправками возвращается в конструкторский отдел (бюро) завода для разработки рабочих чертежей на изделие в целом.

В рабочих чертежах на деталь проставляют все необходимые данные: о материале, размерах и форме, допусках и отклонениях, о качестве поверхности, о покрытии и о том, в какое соединение входит деталь. В заключительной стадии разрабатывают общие виды и размеры механизма и отдельно внешнее оформление, составляют спецификации общих видов, разрезов, узлов и деталей с подразделением на кооперированные детали и узлы (пружина заводная, камни часовые и др.), на нормализованные детали и узлы и на детали и узлы, которые необходимо изготовить вновь.

По рабочим чертежам изготавливают опытные образцы, которые поступают затем на исследование и испытание.

Детали и узлы собранного изделия имеют паспорта об их соответствии конструктивным чертежам. Изделие в целом после сборки поступает на регулировку — заключительную операцию для получения заданной точности хода.

15. РЕГУЛИРОВКА ЧАСОВ НА ЗАДАННУЮ ТОЧНОСТЬ ХОДА

Проведенный кинематический расчет механизма обеспечивает заданную техническими условиями точность хода часов на длительный период времени. Сборка механизма часов из деталей, полностью соответствующих конструктивным чертежам, не может обеспечить заданную точность хода из-за влияния на период колебания баланса многочисленных факторов, которые нельзя учесть при сборке. Требуется проведение специальной довольно сложной операции — регулировки часов.

В зависимости от заданной точности хода регулировку осуществляют по различным методикам.

Для наручных часов всех категорий, когда требуется определить только средний и максимальный суточные хода, регулировку выполняют путем изменения длины спирали или путем изменения момента инерции баланса или того или другого вместе. Если требуется определить, кроме суточного хода, и другие параметры точности, например температурную компенсацию, вариацию, восстановление хода для часов прецизионной и хронометровой точности, регулировку осуществляют с учетом влияния других факторов.

Регулировку периода колебаний баланса производят путем изменения длины спирали по формуле

$$\frac{\Delta l}{L} = \frac{\Omega}{43200} \quad (99)$$

Пример. При суточном ходе $\Omega = \pm 50$ с и длине спирали $L = 300$ мм $\Delta L = \frac{50 \cdot 300}{43\,200} = 0,35$ мм; длину спирали нужно укоротить на 0,35 мм.

Регулировку периода колебаний баланса производят путем изменения момента инерции по формуле

$$\frac{\Delta J}{J} = \frac{\Omega}{43\,200} \quad (100)$$

При суточном ходе ± 50 с и моменте инерции баланса $J = 1,96$ г·мм² $\Delta J = \frac{50 \cdot 1,96}{43\,200} = 0,00227$ г·мм² или $\frac{\Delta J}{J} = 0,0011$, или 0,11%, т. е. массу баланса надо уменьшить примерно на 0,11%. При средней массе баланса наручных часов, равной 0,10 г, массу следует уменьшить на 0,11 мг.

Уменьшение массы баланса производят различными способами: для безвинтовых балансов — путем снятия металла с нижней стороны обода фрезой или сверлом в двух диаметрально противоположных точках, для балансов с винтами — заменой двух винтов на более легкие или высверливанием металла в торце головок винтов. Для утяжеления баланса подкладывают под два винта регулировочные шайбы. Безвинтовой баланс утяжелить практически невозможно.

Регулировку часов выполняют с помощью различных электронных приборов. На рис. 134 показан прибор ППЧ-7М, с помощью которого регулируют часы на точность хода. Принцип работы данного прибора основан на сравнении частоты колебаний баланса

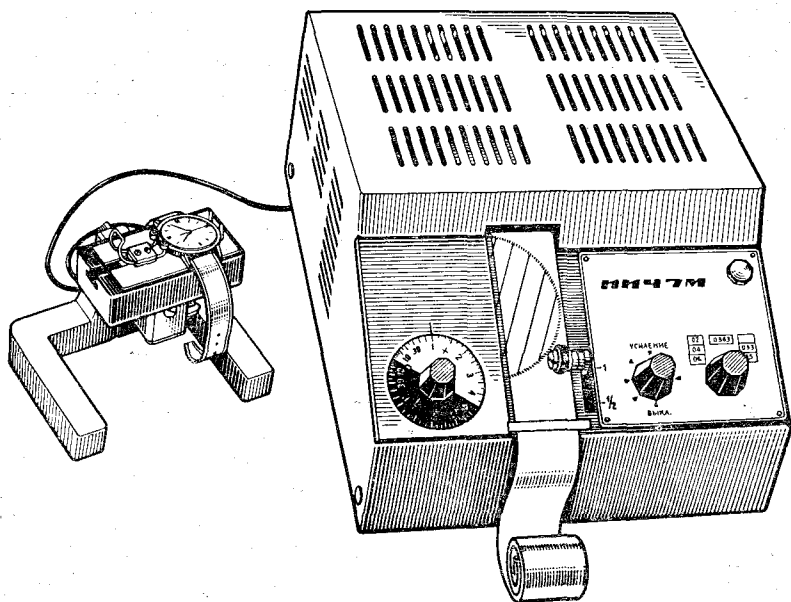


Рис. 134. Прибор для проверки хода часов ППЧ-7М

с эталонной, стабилизированной частотой сети переменного тока 50 Гц, поступающей на синхронный двигатель прибора. Стабилизация частоты сети переменного тока обеспечивается от единого кварцевого или камертонного осциллятора. В других приборах, например ППЧ-4, такой осциллятор встроен в самом приборе и от сети получает только электрическое питание.

Результат сравнения частот записывается в виде диаграммы на подвижной бумажной ленте прибора (рис. 135). По характеру записи диаграммы на ленте определяют не только точность хода часов, но и качество сборки всего механизма.

Диаграмма 1. Часы идут точно; $\Omega = 0$. Прямая точечная линия параллельна краям ленты.

Диаграмма 2. Часы спешат. Точечная линия отклонена вправо. Чем больше отклонение, тем больше опережение.

Диаграмма 3. Часы отстают. Линия отклонена влево.

Диаграмма 4. Часы отстают. Две линии записи характеризуют погрешность регулировки статического равновесия системы баланс—спираль. Производственный термин: «нет выкачки», «однобокий ход».

Диаграмма 5. Часы спешат. Дефекты у левой линии записи свидетельствуют о дефекте одного зуба ходового колеса. Две линии записи характеризуют погрешность регулировки, как и по диаграмме 4.

Диаграмма 6. Пристук баланса. Амплитуда выше 310° . Импульсный камень ударяет о наружную поверхность рожка вилки.

Диаграмма 7. Повреждение одной из палет анкерной вилки из-за слабого крепления ее в пазу.

Диаграмма 8. Значительное биение ходового колеса.

Диаграмма 9. Меняющаяся амплитуда колебаний баланса.

Диаграмма 10. Неравномерное поступление силового импульса на баланс, вызванное загрязнением в анкерном ходе.

Диаграммы 11 и 12. Погрешность изохронизма. Различный ход в горизонтальном и вертикальном положениях.

Диаграмма 13. Велик зазор в опорах анкерной вилки и баланса.

Диаграмма 14. Неравномерная величина импульса, передаваемого на баланс, обусловленная дефектом зубчатого зацепления.

Часы регулируют при полностью заведенной пружине и амплитуде колебаний $270\text{--}300^\circ$ и при заводе на 2—2,5 оборота и амплитуде $150\text{--}170^\circ$. Если часы не имеют указанных амплитуд, их возвращают на исправление. Необходимость регулировки при максимальной и минимальной амплитудах вызвана тем обстоятельством, что с течением времени в эксплуатации часы меняют ряд своих параметров, влияющих на точность хода. Например, увеличивается трение в опорах за счет загустевания смазки и загрязнения механизма, уменьшается момент заводной пружины вследствие усталости материала, увеличиваются зазоры в опорах. В результате этих изменений уменьшается амплитуда колебаний, и, следовательно, часы начинают менять суточные хода с опере-

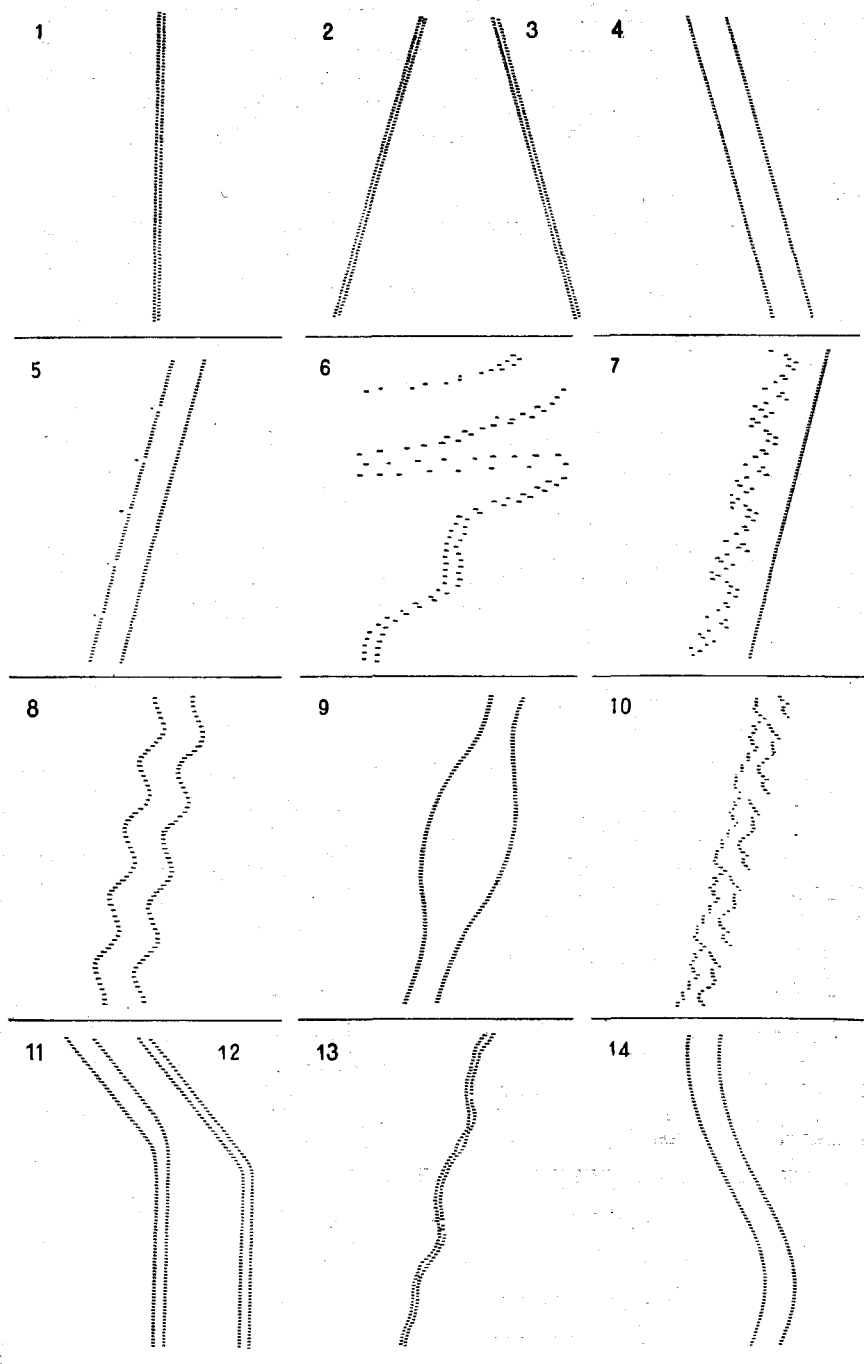


Рис. 135. Диаграммы записи ходов 14 видов

жения на отставание. Поэтому если часы были отрегулированы на заводе точно при полностью заведенной пружине, то в эксплуатации они будут отставать. Регулировкой часов при 2—2,5 оборотах заведенной пружины преследуют цель — обеспечить стабильный ход часов на продолжительный срок эксплуатации.

16. ОЦЕНОЧНОЕ ЧИСЛО

Для контроля качества регулировки часов применяют типовую методику, определяющую оценочное число. В основу оценки положены следующие параметры: I — изохронная, P — позиционная и C — температурная погрешности часов. Оценочное число подсчитывают по формуле

$$N = 0,15I + 0,10P + C. \quad (101)$$

Изохронную погрешность определяют как разность двух смежных суточных ходов:

$$I = \Omega'' - \Omega',$$

где Ω' — мгновенный суточный ход при полностью заведенной пружине; Ω'' — мгновенный суточный ход спустя 24 ч.

Изохронную погрешность определяют для каждого из четырех положений часов, а для оценочного числа принимают ее максимальное значение.

Позиционную погрешность определяют как разность двух смежных суточных ходов по формуле

$$P = \Omega_2 - \Omega_1,$$

где Ω_1 — мгновенный суточный ход в одном положении;

Ω_2 — мгновенный суточный ход в другом положении.

Положение часов циферблатом вверх и вниз также определяет позиционную погрешность. Для оценочного числа принимают максимальное значение суточного хода.

Температурная погрешность

$$C = \Omega_{20^\circ} - \Omega_{36^\circ},$$

где Ω_{20° — мгновенный суточный ход при температуре 20°C и Ω_{36° — при температуре 36°C . Тот и другой ход определяют в положении циферблатом вверх.

Пример. Подсчитать оценочное число для наручных часов II класса точности при следующих данных (табл. 27).

Подсчитаем изохронную погрешность:

$$I_1 = +10 - (-2) = +12 \text{ с};$$

$$I_2 = -10 - 0 = -10 \text{ с};$$

$$I_3 = +5 - (-25) = +30 \text{ с};$$

$$I_4 = +7 - (-30) = +37 \text{ с};$$

$$I_{\max} = +37 \text{ с}.$$

Параметры часов	Положение часов			
	вертикальное		горизонтальное	
	головкой влево	головкой вниз	циферблатом вверх	циферблатом вниз
Мгновенный суточный ход при полностью заведенной пружине и при $t = 20^\circ \text{C}$, с	-2	0	-25	-30
Мгновенный суточный ход спустя 24 ч и при $t = +20^\circ \text{C}$, с	+10	-10	+5	+7
Мгновенный суточный ход при полностью заведенной пружине и при $t = 36^\circ \text{C}$, с	-	-	-5	-

Подсчитаем позиционную погрешность:

$$\begin{aligned}
 P_1 &= 0 - (-2) = +2 \text{ с;} \\
 P_2 &= -25 - 0 = -25 \text{ с;} \\
 P_3 &= (-30) - (-25) = -5 \text{ с;} \\
 P_4 &= (-10) - (+10) = -20 \text{ с;} \\
 P_5 &= (+5) - (-10) = +15 \text{ с;} \\
 P_6 &= (+7) - (+5) = +2 \text{ с.} \\
 P &= -25 \text{ с.}
 \end{aligned}$$

Подсчитаем температурную погрешность

$$C = \frac{(-25) - (-5)}{16} = -1,25 \text{ с.}$$

Оценочное число

$$N = 0,15 \cdot 37 + 0,1 \cdot 25 + 1,25 = 9,3.$$

При подсчете оценочного числа берутся только абсолютные значения параметров без учета знаков опережения или отставания. Чем меньше оценочное число, тем выше качество регулировки часов.

Часы, как правило, следует регулировать на опережение.

17. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА НАРУЧНЫХ ЧАСОВ КАЛИБРА К-2609Н

В заключение выполним поверочный расчет часового механизма в следующей последовательности.

Определение момента инерции баланса

Момент инерции баланса определяют на основании исходных данных технического задания и применения нормативных данных, принятых в часовом производстве:

$$J_6 = \frac{T^2}{(2\pi)^2} \frac{t\eta_{\text{имп}} - \frac{2\psi}{\eta_0\eta_{\text{з.п}}^2\eta_{\text{д}}^2}}{\Phi^2 \left(\frac{1}{N} + 1 - S^2 \right)} = M_{\text{к}}, \quad (102)$$

где $T = \frac{1}{3}$ с — период колебания баланса;

$t = 24^\circ = 0,42$ рад — угловой шаг ходового колеса при $z = 15$;

$\eta_{\text{имп}} = 0,6$ — к. п. д. хода при передаче импульса балансу;
 $\psi = 15' = 0,006$ рад — угол отвода назад ходового колеса при освобождении;

$\eta_0 = 0,55$ — к. п. д. хода при освобождении;

$\eta_{з.п} = 0,84$ — к. п. д. зубчатой передачи, состоящей из четырех пар с учетом трения в подшипниках, и при к. п. д. одной пары $\eta = 0,96$;

$\eta_d = 0,90$ — к. п. д. пружинного двигателя с S-образной пружиной и мечевидной накладкой;

$\Phi = 160^\circ = 2,8$ рад — амплитуда колебаний баланса после 28 ч работы механизма от начала завода пружины или после четырех разворотов барабана;

$N = 240$ — число свободных колебаний баланса при затухании;

$S = 0,98$ — коэффициент, характеризующий потери скорости балансом в результате первого удара импульсного камня об анкерную вилку при освобождении;

$M_k = 0,00098$ Н·мм — момент на ходовом колесе.

Произведем подстановку числовых значений в формулу (102):

$$J_6 = \frac{\left(\frac{1}{3}\right)^2}{4(3,14)^2} \frac{0,42 \cdot 0,6 - \frac{2 \cdot 0,006}{0,55 \cdot 0,7 \cdot 0,81}}{2,8^2 \left(\frac{1}{240} + 1 - 0,96\right)} 0,10 = 1,715 \text{ г} \cdot \text{мм}^2.$$

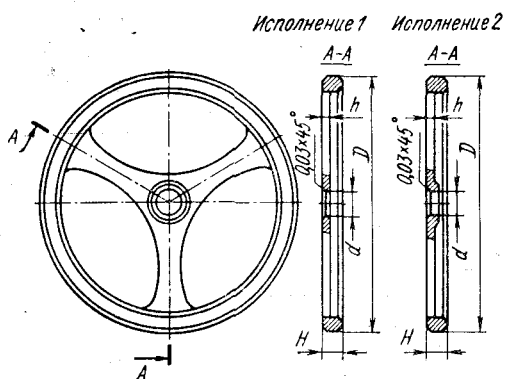
Числовые значения коэффициентов $\eta_{\text{имп}}$; η_0 ; $\eta_{з.п}$; η_d взяты из средних их значений для калибров наручных и карманных часов.

Значение амплитуды колебаний баланса 160° взято из соображений обеспечения дальнейшего действия механизма часов с заданной точностью хода примерно до 42 ч. Величина коэффициента S взята с учетом наибольших потерь угловой скорости баланса на первый удар при угле притяжки 12° . В среднем этот коэффициент равен 0,985.

Минимальный момент на ходовом колесе назначают также после работы механизма в течение 28 ч. Числовое значение взято предварительно с последующей проверкой.

После определения момента инерции приступают к расчету конструктивных элементов баланса. В первую очередь определяют наружный диаметр обода исходя из технического задания, в котором сказано, что в данном калибре часов высота механизма не должна превышать 4 мм, а центральный триб расположен в центре механизма. Поэтому, учитывая необходимые радиальные зазоры между ободом баланса и центральным трибом, а также между

Рис. 136. Баланс наручных часов с тремя спицами



посадочным диаметром корпуса часов, наружный диаметр баланса назначают 10,5 мм; высоту обода принимают 0,5 мм.

Принимая во внимание, что момент инерции обода безвинтового баланса составляет $\sim 95\%$ момента инерции узла баланса (см. табл. 2), определяем внутренний диаметр обода:

$$J_{об} = 0,95J_6 = \pi h \gamma \frac{(R^4 - r^4)}{2g}, \quad (103)$$

где γ — плотность (объемная масса); g — ускорение свободного падения.

$$r^4 = \sqrt[4]{R^4 - \frac{2g \cdot 0,95J_6}{\pi h \gamma}} = 4,77 \text{ мм.}$$

На рис. 136 показана геометрическая форма баланса. Такая форма баланса наилучшим образом отвечает эксплуатационным условиям и технологическим возможностям производства. Наличие трех спиц вместо традиционных двух повышает жесткость и снижает коробление баланса; форма спиц облегчает изготовление как самого баланса, так и инструмента для него. Наличие на лицевой стороне обода фасок, обработанных алмазным резцом, придает балансу красивый, декоративный вид.

Определение параметров спирали

Исходными данными для расчета параметров спирали служат данные, рекомендованные в нормали ОН 25-09-291—70.

Материал спирали (сплав 42НХТЮА) с модулем упругости $E = 18,13 \cdot 10^4 \text{ Н/мм}^2$.

Толщина витка спирали для калибров 18—36 мм $h = 0,023 \div 0,036 \text{ мм}$.

Отношение высоты спирали к толщине $\frac{b}{h} = 4 \div 6$. Шаг спирали $t = (4 \div 6) h$. Число витков спирали $n = 11 \div 13$.

1. Определяем момент спирали при $\varphi = 1$ рад по формуле (34):

$$K = \frac{J_6 (2\pi)^2}{T^2} = \frac{1,715 \cdot 39,44}{0,11} \frac{\text{г} \cdot \text{мм}^2}{\text{с}^2} = 0,615 \text{ мкН} \cdot \text{м.}$$

2. Назначаем толщину витка спирали $h = 0,032 \text{ мм}$.

3. Определяем высоту спирали $b = 0,032 \cdot 5,5 = 0,176$ мм.

4. Определяем шаг спирали $t = 0,032 \cdot 5 = 0,16$ мм.

5. Определяем длину спирали по формуле (95):

$$L = \frac{Ebh^3}{12K}; \quad L = \frac{181 \cdot 300 \cdot 0,176 \cdot 0,032^3}{12 \cdot 0,000615} = 141,6 \text{ мм.}$$

6. Определяем наружный диаметр спирали $D_{\text{нар}}$ при $r_{\text{вн}} = 0,8$ мм:

$$S = tL = \pi (R^2 - r_{\text{вн}}^2);$$

$$R = \sqrt{\frac{tL}{\pi} + r_{\text{вн}}^2}; \quad R = 2,8 \text{ мм}; \quad D = 5,6 \text{ мм.}$$

7. Определяем число витков спирали

$$n = \frac{R - r}{t} = \frac{2,8 - 0,8}{0,16} = 12,5 \text{ витков.}$$

8. Проверяем правильность назначения минимального момента на ходовом колесе по формуле (102):

$$M_K = 0,10 \text{ г} \cdot \text{мм} = 0,00098 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 0,98 \text{ мкН} \cdot \text{м.}$$

Для этого находим значение момента спирали в начале освобождения, т. е. при $\varphi = 10^\circ = 0,175$ рад:

$$M_{\text{сп}} = K\varphi = 0,000615 \cdot 0,175 = 0,0001076 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Момент освобождения по графику, изображенному на рис. 63.

$$M_{\text{осв}} = 0,07 M_K = 0,07 \cdot 0,00098 = 0,0000686 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Чтобы освобождение произошло, момент спирали должен быть больше потребного момента освобождения:

$$0,0001076 > 0,0000686.$$

Значит момент на ходовом колесе назначен правильно.

Определение параметров полуравноплечего хода

В результате проведенной предварительной планировки и компоновки механизма часов были определены межцентровые расстояния: ходовое колесо — анкерная вилка $A = 3$ мм и анкерная вилка — баланс $A_1 = 3,3$ мм.

На основании этих данных принимаем следующие параметры хода:

Число зубьев ходового колеса z	15
Угловой шаг t	24°
Угол обхвата на входной и выходной стороне хода $2\alpha_0$	60
Угол смещения (сдвига) плоскостей покоя влево ρ	1
Угол покоя на входной и выходной палете μ и μ'	2
Угол импульса на входной и выходной палете $i_{\text{п}}$ и $i'_{\text{п}}$	6
Угол импульса на зубе колеса для входной и выходной палеты i_3 и i'_3	3

Угол притяжки на входной палете τ_p	11° 30'
τ_{\max}	13 30
Угол притяжки на выходной палете τ'	13 30
τ_{\min}	11 30
Угловая ширина зуба колеса σ	4 30
Угловая ширина входной и выходной палеты φ и φ' по	6
Угол падения внешний и внутренний ω' и ω по	1 30
Угол подъема анкерной вилки $2\alpha_B$	11
Угол потерянного пути η	0 50
Угол качания вилки $2\alpha_B + 2\eta$	12 40
Радиус действующей окружности баланса (расстояние от точки VII до центра импульсного камня) r_6 , мм	0,69

Построение и расчет хода

По исходным данным выполняем построение и расчет хода в следующей последовательности (рис. 137).

Для системы ходовое колесо — анкерная вилка:

1. Откладываем в масштабе 100 : 1 на листе чертежной бумаги межцентровое расстояние $A = 3$ мм и нумеруем центры (оси вращения) точками V и VI .

2. Откладываем угол обхвата $2\alpha_0$ на входной и выходной стороне по 30° и проводим из точки V два луча.

3. Откладываем от этих лучей влево углы смещения (сдвига) плоскости покоя $\rho = 1^\circ$ и проводим из точки V еще два луча.

4. Радиусом R проводим действующую окружность колеса; на пересечении ее с двумя радиусами смещения получим базовые точки B и B_1 . Радиус определяем по формуле

$$R = A \cos \alpha_0 = 3 \cos 30^\circ = 2,60 \text{ мм.}$$

5. Соединяя точки B и B_1 с центром вилки (точка VI), определим длину радиусов палет r_1 и r_2 по формуле теоремы косинусов:

$$r_1 = \sqrt{A^2 + R^2 - 2AR \cos(\alpha_0 + \rho)} = \\ = \sqrt{3^2 + 2,6^2 - 2 \cdot 3 \cdot 2,6 \cos 31^\circ} = 1,545 \text{ мм;}$$

$$r_2 = \sqrt{A^2 + R^2 - 2AR \cos(\alpha_0 - \rho)} = \\ = \sqrt{3^2 + 2,6^2 - 2 \cdot 3 \cdot 2,6 \cos 29^\circ} = 1,454 \text{ мм.}$$

6. Определяем углы, образованные лучами r_1 и r_2 с линией центров, по формуле

$$R^2 = A^2 + r_1^2 - 2Ar_1 \cos \varphi_0; \quad \cos \varphi_0 = 0,4991; \quad \varphi_0 \cong 60^\circ;$$

$$R^2 = A^2 + r_2^2 - 2Ar_2 \cos \varphi_1; \quad \cos \varphi_1 = 0,4992; \quad \varphi_1 \cong 60^\circ,$$

соответственно углы, образованные радиусами R и r_1 и R и r_2 в точках B и B_1 , равны 89° и 91° .

7. Далее рассчитываем и оформляем входную палету ($П_{вх}$). Через точку B проводим прямую под углом $11^\circ 30'$ к продолжению радиуса R . Эта прямая будет служить направлением плоскости покоя. Угол $11^\circ 30'$ есть расчетный угол притяжки τ .

8. От луча радиуса r_1 откладываем вниз угол покоя $\mu = 2^\circ$ и проводим из точки VI радиус r'_1 , который пересечет прямую плоскости покоя в точке D .

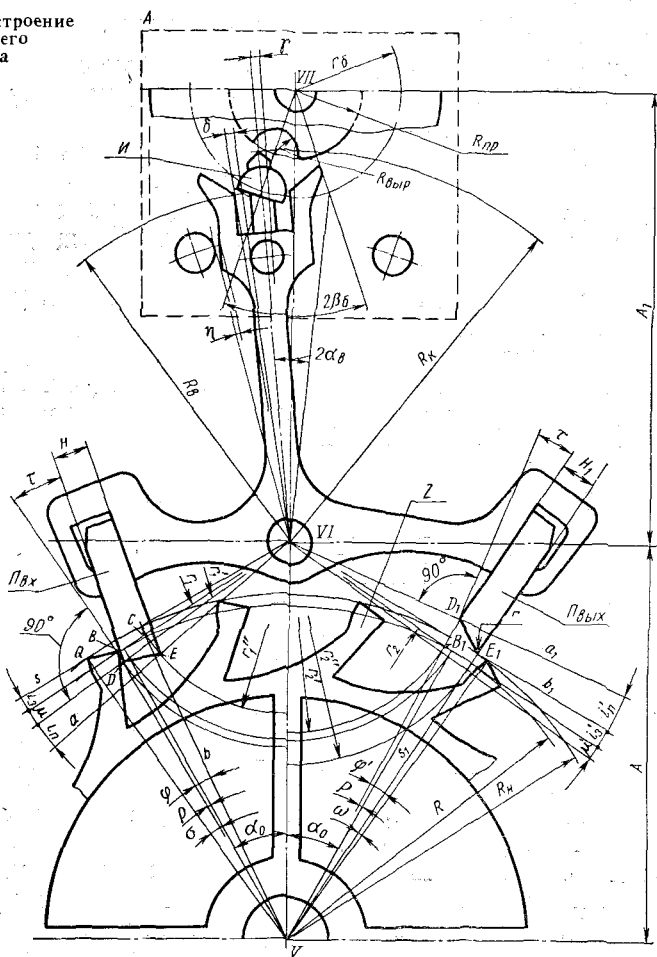
Точка D является граничной точкой пересечения плоскости покоя и плоскости импульса. Длину луча радиуса r'_1 (наружной окружности палеты) определяем по формуле

$$r'_1 = \frac{\sin 31^\circ \sin (31^\circ + 60^\circ - 11^\circ 30') A}{\sin (31^\circ + 60^\circ) \sin (31^\circ + 60^\circ - 11^\circ 30' - 2^\circ)} = 1,556 \text{ мм.}$$

Отрезок линии BD (длина плоскости покоя) есть глубина зацепления зуба колеса и палеты:

$$BD = A \frac{\sin (\alpha_0 + \rho) \sin \mu}{\sin (\alpha_0 + \rho + \varphi_0) \sin (\alpha_0 + \rho + \varphi_0 - \tau - \mu)}.$$

Рис. 137. Построение полуравноплечего анкерного хода



Подставляя значения известных величин, получим $BD = 0,055$ мм.

9. От луча радиуса r'_1 откладываем вниз угол импульса $i_p = 6^\circ$ и проводим из точки VI соответствующий луч a . От луча $V-B$ откладываем вправо угловую ширину входной палеты $\varphi = 6^\circ$ и из точки V проводим луч b до пересечения его с действующей окружностью колеса в точке C . Радиусом $VI-C$ проводим дугу внутренней окружности палеты, которая пересечет луч a в точке E . Точка E является граничной точкой пересечения плоскости импульса и задней плоскости палеты.

Радиус $VI-C$ или r''_1 определяем по формуле

$$r''_1 = \sqrt{A^2 + R^2 - 2AR \cos(\alpha_0 + \rho - \varphi)} = \\ = \sqrt{3^2 + 2,6^2 - 2 \cdot 3 \cdot 2,6 \cos 25^\circ} = 1,274 \text{ мм.}$$

10. Проводим из точки E вверх прямую, параллельную плоскости покоя, и получаем толщину входной палеты $H = 0,314$ мм. Толщина определена аналитическим путем.

Соединяя точки D и E прямой линией, получим длину плоскости импульса палеты $L = 0,324$ мм.

Аналитически длину плоскости определяем по формуле

$$L = \sqrt{r_1'^2 + r_1''^2 - 2r_1'r_1'' \cos(\varphi + \Delta)},$$

где Δ — угол потерь равный $\sim 0^\circ 25'$.

11. От луча r_1 откладываем вверх угол импульса по зубу колеса $i_3 = 3^\circ$ и проводим из точки VI соответствующий луч s . От луча

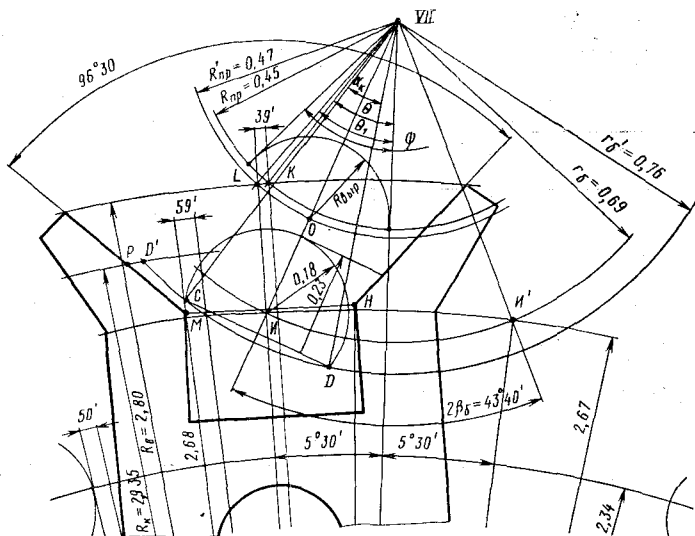


Рис. 137. Вид А

$V-B$ откладываем влево угловую ширину зуба колеса $\sigma = 4^{\circ}30'$ и из точки V проводим луч до пересечения с лучом s . Точка пересечения этих лучей Q определяет наружную окружность колеса с радиусом R_n , который также определяется по формуле

$$R_n = \sqrt{A^2 + r_1'^2 - 2Ar_1' \cos(\varphi_0 + i_3 - \Delta)} = \\ = \sqrt{3^2 + 1,274^2 - 2 \cdot 3 \cdot 1,274 \cos(60^{\circ} + 30^{\circ} - 0^{\circ}25')} = 2,665 \text{ мм.}$$

Длина плоскости импульса по зубу $QB = L_1 = 0,221$ мм определена аналитическим путем.

12. Длину палеты выбираем конструктивно в пределах 3—3,5 толщины. Оформляют палеты в соответствии с ГОСТ 7137—73. Таким образом, все основные расчетные параметры входной палеты определены.

13. Далее производим расчет и оформление выходной палеты ($P_{\text{вых}}$). Из центра VI радиусом r_2' проводим внутреннюю окружность выходной палеты. Длину радиуса определяем по формуле

$$r_2' = A \frac{\sin 29^{\circ} \sin(29^{\circ} + 60^{\circ} + 13^{\circ}30')}{\sin(29^{\circ} + 60^{\circ}) \sin(29^{\circ} + 60^{\circ} + 13^{\circ}30' - 2^{\circ})} = 1,444 \text{ мм.}$$

14. Из центра VI от луча r_2 откладываем вверх углы импульса ($6^{\circ} + 3^{\circ}$) и проводим луч a_1 , который пересечет внутреннюю окружность в точке D_1 , являющейся граничной точкой пересечения плоскости импульса и плоскости покоя.

15. Из центра VI от луча a_1 откладываем вниз угол импульса $i_n' = 6^{\circ}$ и проводим соответствующий луч b_1 , который должен быть касательным к окружности радиуса R_n . Из центра V от луча $V-B_1$ откладываем вправо угловую ширину палеты $\varphi' = 6^{\circ}$ и проводим луч s_1 до пересечения с окружностью радиуса R_n в точке E_1 . Точка E_1 есть граничная точка пересечения плоскости импульса и задней плоскости палеты. Длину радиуса $VI-E_1$ или r_2'' определяем по формуле

$$r_2 = \sqrt{A^2 + R_n^2 - 2AR_n \cos(\alpha_0 - \rho + i_n')} = \\ = \sqrt{3^2 + 2,665^2 - 2 \cdot 3 \cdot 2,665 \cos 35^{\circ}} = 1,728 \text{ мм.}$$

16. Соединяя точки D_1 и E_1 прямой линией, получим длину плоскости импульса $L' = 0,345$ мм, которая определяется также аналитическим путем.

17. Через точку D_1 проводим прямую, параллельную линии центров $V-VI$. От этой прямой от точки D_1 откладываем вправо угол $31^{\circ}30'$ ($29^{\circ} + 13^{\circ}30' - 11^{\circ}$) и проводим прямую, которая служит направлением плоскости покоя палеты.

18. Из точки E_1 проводим вверх прямую, параллельную направлению плоскости покоя, и получаем толщину палеты H_1 , равную 0,305 мм. Толщина палеты определена аналитическим путем.

19. Глубина зацепления выходной палеты с зубом колеса

$$B_1 D_1 = \frac{A \sin(\alpha_0 - \rho) \sin \mu'}{\sin(\alpha_0 - \rho + \varphi_1) \sin(\alpha_0 - \rho + \varphi_1 - \tau - \mu')} =$$

$$= \frac{3 \cdot 0,485 \cdot 0,0348}{0,976 \cdot 0,983} = 0,0528 \text{ мм.}$$

20. Оформление палеты производится в соответствии с ГОСТ 7137—73.

Таким образом, все основные расчетные параметры выходной палеты определены.

Подъем анкерной вилки $2\alpha_B = \mu + i_{II} + i_3 = 2^\circ + 6^\circ + 3^\circ = 11^\circ$.

Поворот ходового колеса $\frac{\tau}{2} = \varphi + \sigma + \mu = 6^\circ + 4^\circ 30' + 1^\circ 30' = 12^\circ$.

Шаг ходового колеса $\tau = 12^\circ \cdot 2 = 24^\circ$.

Для системы анкерная вилка — баланс:

1. Откладываем в масштабе 100 : 1 межцентровое расстояние $A_{1,3} = 3,3$ мм и обозначаем центр (ось вращения) баланса точкой VII.

2. Откладываем от линии VI—VII вправо и влево угол подъема вилки $2\alpha_B = 11^\circ$ и проводим из точки VI два луча (см. вид А).

3. Из точки VII радиусом $r_6 = 0,69$ мм проводим действующую окружность баланса (r_6 — расстояние от точки VII до центра импульсного камня И, запрессованного в верхнем ролике).

4. Радиус окружности импульсного камня и высоту сечения берем по таблице ГОСТ 7137—73. В данном случае номиналы $r_k = 0,18$ мм и $h_k = 0,23$ мм. Соответственно радиус VII—С = r'_6 определяется по формуле

$$r'_6 = \sqrt{r_6^2 + r_k^2 + 2r_6 r_k \sin \left[\arcsin \left(\frac{0,23}{0,18} - 1 \right) \right]} = 0,76 \text{ мм.}$$

5. Определяем угол подъема баланса $2\beta_6$ по формулам

$$r_6 = A_1 \frac{\sin \alpha_B}{\sin(\alpha_B + \beta_6)} \text{ (теорема синусов);}$$

$$\sin(\alpha_B + \beta_6) = \frac{3,3 \cdot 0,0958}{0,69} = 0,459,$$

где $\alpha_B + \beta_6 = 27^\circ 20'$; $\beta_6 = 27^\circ 20' - 5^\circ 30' = 21^\circ 50'$; $2\beta_6 = 43^\circ 40'$.

6. Определяем радиус действующей окружности вилки R_B . Пересечение действующей окружности баланса с $r_6 = 0,69$ мм с лучами, проведенными из точки VI под углом к линии центров $5^\circ 30'$, даст две точки И и И', которые определяют радиус действующей окружности вилки. Величина радиуса $R_B = A \frac{\sin \beta_6}{\sin(\alpha_B + \beta_6)} = 2,67$ мм.

7. Определяем зазор δ между рожками и импульсным камнем. Максимальный зазор в угловом измерении назначаем $0^{\circ}59'$, т. е. меньше угла покоя. В линейном измерении этот зазор между точками M и C равен $0,029$ мм. Расстояние $VII-M$ равно $0,76 + 0,029 = 0,789$ мм.

8. Радиус предохранительного ролика $R_{\text{пр}}$ назначаем в зависимости от радиуса r_6 , т. е. $R_{\text{пр}} = (0,5 \div 0,7) r_6$; в данном случае $R_{\text{пр}} = 0,45$ мм. Из точки VII проводим действующую окружность предохранительного ролика.

9. Определяем зазор γ между цилиндрической поверхностью предохранительного ролика и копьем. По условиям функционирования хода и баланса этот зазор должен быть меньше зазора между импульсным камнем и рожками: $\gamma < \delta$. В данном случае зазор назначается $\gamma = 0^{\circ}39'$. Для получения зазора на чертеже проводим из точки VI вправо от луча $VI-I$ под углом $0^{\circ}39'$ луч, который пересечет действующую окружность ролика в точке K . Отрезок линии $VI-K$ есть радиус действующей окружности копия R_K . Величину R_K можно определить по формуле

$$R_K = \sqrt{A_1^2 + R_{\text{пр}}^2 - 2A_1R_{\text{пр}} \cos \theta} = \\ = \sqrt{3,3^2 + 0,45^2 - 2 \cdot 3,3 \cdot 0,45 \cos 33^{\circ}27'} = 2,935 \text{ мм.}$$

Обозначая угол $VI-VII-K$ через θ , определим его величину по формуле

$$\theta = \arcsin \left[\frac{A_1}{R_{\text{пр}}} \sin(\alpha_B - \gamma) \right] - (\alpha_B - \gamma) = \\ = \arcsin \left[\frac{3,3}{0,45} \sin(5^{\circ}30' - 0^{\circ}39') \right] - (5^{\circ}30' - 0^{\circ}39') = 33^{\circ}27'.$$

10. Определяем длину копия: $l_K = R_K - R_B = 2,935 - 2,67 = 0,265$ мм.

11. Определяем радиус, обеспечивающий зазор $\gamma = 0^{\circ}39'$:

$$R'_{\text{пр}} = \sqrt{A_1^2 + R_K^2 - 2A_1R_K \cos \alpha_B} = 0,47 \text{ мм.}$$

Окружность радиуса $R'_{\text{пр}}$ пересечет продолжение прямой $VI-I$ в точке L , являющейся вершиной копия. Зазор между копьем и цилиндрической поверхностью предохранительного ролика $\Delta R_{\text{пр}} = R'_{\text{пр}} - R_{\text{пр}} = 0,47 - 0,45 = 0,02$ мм.

12. Определяем радиус окружности выреза в предохранительном ролике:

$$R_{\text{выр}} = \frac{l_K^2 + (r_6 - A_1 + R_K)^2 - 2l_K(r_6 - A_1 + R_K) \cos(\alpha_B + \beta_6) + \Delta}{2(r_6 - A_1 + R_K) - l_K \cos(\alpha_B + \beta_6)} = \\ = \frac{0,265^2 + (0,69 - 3,3 + 2,935)^2 - 2 \cdot 0,265(0,69 - 3,3 + 2,935) \times \\ \times \cos(5^{\circ}30' + 21^{\circ}50') + 0,05}{2(0,69 - 3,3 + 2,935) - 0,265 \cos(5^{\circ}30' + 21^{\circ}50')} = \\ = 0,176 \text{ мм,}$$

где Δ — зазор между вершиной копия и стенкой выреза в ролике.

13. Центр радиуса (точка O) находится на пересечении прямой $VII-I$ с окружностью радиуса $R'_{пр}$. Из точки O радиусом $R_{выр}$ проводим дугу до пересечения с окружностью ролика $R_{пр}$ в двух точках, которые определяют границы свободного прохода копыя. Угол, образованный лучами, проведенными из точки VII через граничные точки,

$$\varphi = 2 \arccos \frac{R'_{пр}{}^2 + (A_1 - R_k - \Delta + R_{выр})^2 - R_{выр}^2}{2R'_{пр}(A_1 - R_k - \Delta + R_{выр})} = 41^\circ 50'.$$

14. Определяем угол α_k , образованный лучами, проведенными из точки VII до граней плоскости импульсного камня CD :

$$\alpha_k = 2 \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{2h_k r_k - h_k^2}}{r_6 - r_k + h_k} = 26^\circ 18'.$$

15. Определяем вспомогательный угол

$$\theta_1 = \arccos \frac{R_{выр}^2 + A_1^2 - R_k^2}{2R'_{пр}A_1} = 36^\circ 37'.$$

16. Определяем радиус вилки, ограничивающий минимальную длину рожка:

$$\begin{aligned} R'_в &= \sqrt{A_1^2 + r_6^2 - 2A_1 r_6 \cos \left(\theta_1 + \frac{\psi - \alpha_k}{2} \right)} = \\ &= \sqrt{3,3^2 + 0,76^2 - 2 \cdot 3,3 \cdot 0,76 \cos \left(36^\circ 37' + \frac{41^\circ 50' - 26^\circ 18'}{2} \right)} = \\ &= 2,80 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Пересечение окружности радиуса $R'_в$ с окружностью радиуса r_6 даст точку D' .

17. Боковой зазор в точке D' будет

$$\Delta r_6 = \frac{\Delta r_6 R'_в}{l_в \cos 21^\circ 50'} = \frac{-0,03 \cdot 2,8}{0,63 \cdot 0,98} = 0,049 \text{ мм.}$$

Откладывая по дуге радиуса 2,8 мм от точки D' отрезок 0,049 мм, получим точку P , которая определяет направление плоскости рожка. Соединяя точки M и P прямой линией и продолжая ее до пересечения с окружностью радиуса R_k , получим длину левого рожка.

Для правого рожка выполняют аналогичное построение.

Угол между рожками определяется по сложной формуле. В данном случае он равен $96^\circ 30'$; при графическом построении получается тот же результат.

18. Определяем ширину и глубину паза (выреза) в вилке для прохода импульсного камня.

Из точки I радиусом $r_k = 0,18$ мм проводим окружность. К этой окружности проводим две касательные, параллельные пря-

мой VI—И. Через точку И проводим прямую, перпендикулярную к этим касательным, и получаем точки М и Н. Соединяя эти точки с точкой VI, получим два равных прямоугольных треугольника, гипотенузы которых VI—М и VI—Н определяются по формуле $VI—M = VI—H = l_b = \sqrt{R_b^2 + r_k^2} = 2,68$ мм. Отрезок МН есть расчетная ширина 0,36 мм паза вилки. Для свободного прохождения камня ширину паза выполняют с зазором 0,02—0,03 мм.

Глубина зацепления камня и вилки

$$x_k = l_b + r'_b - A_1 = 2,68 + 0,76 - 3,3 = 0,14 \text{ мм.}$$

Для гарантии свободного прохода камня глубину паза выполняют с зазором 0,06—0,10 мм, тогда $x_k = 0,20 \div 0,24$ мм. С учетом угла потеряннго пути $\eta = 0^\circ 50'$ полный угол подъема баланса $2\beta'_b = 51^\circ$. Величину этого угла можно вычислить различными способами. Остальные числовые значения параметров системы приведены на виде А рис. 137.

В заключение необходимо отметить, что рассчитанный и построенный ход дополнительно проверяют методом графической обкатки. При этом проверяют углы покоя, импульса, угловую ширину палет и зуба колеса. В результате проверки окончательно корректируются найденные параметры.

Корректировке подлежат и исходные параметры, например при применении входной и выходной палет одинаковой ширины.

Расчет пружинного двигателя

Исходные данные:

пружина S-образной формы с мечевидной накладкой;

материал — сплав 40КНХМВТЮ ГОСТ 10994—74;

$$E = 20\,408 \text{ кгс/мм}^2 \approx 200\,000 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{\text{эф}} = 315 \text{ кг/мм}^2 = 3090 \text{ Н/мм}^2;$$

$b = 1,2$ мм — ширина пружины;

$B = 1,28$ мм — внутренняя высота барабана;

$M_k = 0,10$ мм = 0,00098 Н·мм — минимальный момент на ходовом колесе после 28 ч работы часов;

$K_m = 1,45$ — коэффициент перепада моментов максимального и минимального: $K_m = \frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{min}}}$;

$i = 5040$ — передаточное отношение от барабана до ходового триба;

$i_1 = 7$ — передаточное отношение от барабана до центрального триба;

$\eta_{з.п} = 0,84$ — к. п. д. зубчатой передачи, состоящей из четырех зубчатых пар;

$\eta_d = 0,90$ — к. п. д. пружинного двигателя;

$R_b = 5,25$ мм — внутренний радиус барабана;

$r_a = 1,6$ мм — радиус валика барабана;

$K_3 = 0,50$ — коэффициент заполнения барабана пружиной (по площади).

1. Определяем максимальный момент на ходовом колесе:
 $M_{\max} = M_{\min} K_m = 0,00098 \cdot 1,45 = 0,00142 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$

2. Находим максимальный момент пружины, необходимый для функционирования часов:

$$M_{\text{пр}} = \frac{M_{\text{к}i}}{\eta_{\text{з. п}} \eta_{\text{д}}} = \frac{0,00142 \cdot 5040}{0,84 \cdot 0,90} = 9,48 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

3. Вычислим предварительную толщину пружины:

$$h = \sqrt{\frac{6M_{\text{пр}}}{b\sigma_{\text{эф}}}}; \quad h = \sqrt{\frac{6 \cdot 9,48}{1,2 \cdot 3090}} = 0,124 \text{ мм},$$

где $\sigma_{\text{эф}}$ — эффективный предел упругости пружины, в 1,5 раза большее временного сопротивления проволоки.

Данной формулой пользуются для определения толщины пружины при заданном максимальном моменте. Для сплавов материала пружин, применяемых в отечественных конструкциях наручных и карманных часов, $\sigma_{\text{эф}}$ принимается в пределах 2940—3240 МН/м².

4. Определяем площадь пружины:

$$S = K_{\text{зп}} (R_6^2 - r_{\text{в}}^2) = 0,5 \cdot 3,14 (5,25^2 - 1,6^2) = 39,25 \text{ мм}^2.$$

5. Находим общую и рабочую длину пружины по формуле (82):

$$L = \frac{39,25}{0,124} = 316 \text{ мм};$$

$$l = 316 - 2\pi R_{\text{зав}} = 316 - 24 = 292 \text{ мм}.$$

6. Вычисляем радиус спущенной пружины:

$$R_{\text{сп}} = \sqrt{R_6^2 - \frac{39,25}{\pi}} = \sqrt{27,56 - 12,5} = 3,88 \text{ мм}.$$

7. Определяем число витков спущенной пружины:

$$n_{\text{сп}} = \frac{R_6 - R_{\text{сп}}}{h} = \frac{5,25 - 3,88}{0,124} = 11.$$

8. Находим число витков заведенной пружины:

$$n_{\text{зав}} = \frac{R_{\text{зав}} - r_{\text{в}}}{h} = \frac{3,88 - 1,6}{0,124} = 18,3.$$

9. Определяем число оборотов барабана:

$$n_6 = n_{\text{зав}} - n_{\text{сп}} = 18,3 - 11 = 7,3.$$

10. Вычисляем продолжительность хода часов при $i = 7$ и $n'_6 = 6,3$ полезных оборота:

$$t = 6,3 \cdot 7 = 44,1 \text{ ч}.$$

Проверяем расчеты и при необходимости вносим в них коррективы.

11. Определяем максимальный момент пружины по формуле (80):

$$M_{\text{пр max}} = \frac{kEbh^3\pi}{6l} n_{\text{зав}},$$

где $k = 0,95$ — коэффициент качества пружины; l — рабочая длина пружины при $n_{\text{св}} = 0$.

$$M_{\text{пр max}} = 13,88 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Поскольку полученный момент значительно превышает расчетный, необходимо уменьшить момент за счет толщины пружины. Примем $h = 0,115$ мм.

12. Находим число витков спущенной пружины:

$$n_{\text{сп}} = \frac{R_6 - R_{\text{сп}}}{h} = \frac{5,25 - 3,88}{0,115} = 11,9.$$

13. Вычисляем число витков заведенной пружины:

$$n_{\text{зав}} = \frac{R_{\text{зав}} - r_{\text{в}}}{h} = \frac{3,88 - 1,6}{0,115} = 19,8.$$

14. Определяем число оборотов барабана

$$n_6 = n_{\text{зав}} - n_{\text{сп}} = 19,8 - 11,9 = 7,9.$$

15. Находим длину пружины общую и рабочую:

$$L = \frac{39,25}{0,115} = 341,3 \text{ мм и } l = 341,3 - 24 = 317,3 \text{ мм}.$$

16. Определяем максимальный момент пружины:

$$M_{\text{пр min}} = \frac{0,95 \cdot 200\,000 \cdot 1,2 \cdot 0,115^3 \cdot 3,14}{6 \cdot 317,3} = 10,8 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Такой момент больше расчетного на 15%, что следует предусмотреть для данного калибра, имеющего календарное устройство.

17. Вычисляем продолжительность хода с учетом полезных (рабочих) оборотов барабана:

$$t = 6,9 \cdot 7 = 48,3 \text{ ч}.$$

18. Определяем коэффициенты заполнения объемов:
внутренний полный объем барабана

$$V_6 = 3,14 \cdot 5,25^2 \cdot 1,28 = 110,8 \text{ мм}^3;$$

внутренний рабочий объем барабана

$$V_p = \pi (R_6^2 - r_{\text{в}}^2) B = 100,5 \text{ мм}^3;$$

объем заводной пружины

$$V_{\text{пр}} = 341,3 \cdot 0,115 \cdot 1,2 = 47,1 \text{ мм}^3.$$

Рис. 138. Кинематическая схема механизма часов К-2609Н

Найдем коэффициент заполнения

$$K_{\text{зап}} = \frac{V_{\text{пр}}}{V_{\text{р}}} = \frac{47,1}{100,5} = 0,47.$$

Таким образом, произведенный расчет пружинного двигателя обеспечивает заданную продолжительность хода от одного завода.

При $R_{\text{сп}} = R_{\text{зав}} = 3,88$ мм имеем нормальный пружинный двигатель.

Расчет передаточных отношений зубчатых зацеплений механизма часов

На рис. 138 приведена кинематическая схема наручных часов К-2609Н. По этой схеме определены передаточные отношения каждой зубчатой пары в следующих кинематических цепях.

Кинематическая цепь ангренажа

1. Барабан—триб центральный

$$i_1 = \frac{z_3}{z_4} = \frac{84}{12} = 7; \quad m = 0,14 \text{ мм.}$$

2. Колесо центральное — триб промежуточный

$$i_2 = \frac{z_{12}}{z_{10}} = \frac{64}{8} = 8; \quad m = 0,10861 \text{ мм.}$$

3. Колесо промежуточное — триб секундный

$$i_3 = \frac{z_9}{z_5} = \frac{60}{8} = 7,5; \quad m = 0,115.$$

4. Колесо секундное — триб анкерный

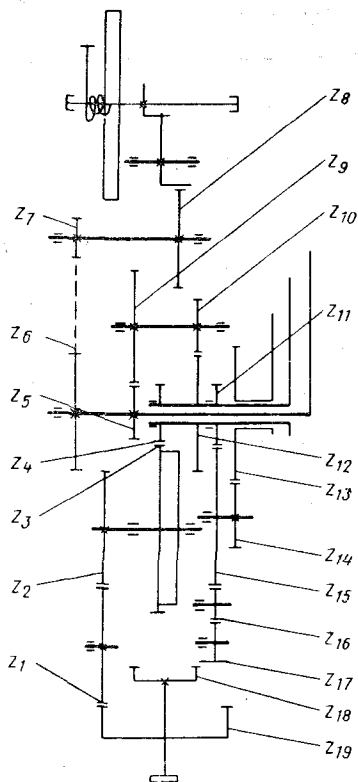
$$i_4 = \frac{z_6}{z_7} = \frac{84}{7} = 12; \quad m = 0,0846 \text{ мм.}$$

5. Общее передаточное отношение

$$i_{\text{общ}} = i_1 i_2 i_3 i_4 = 7 \cdot 8 \cdot 7,5 \cdot 12 = 5040.$$

6. Число оборотов триба анкерного в час

$$n_a = \frac{t}{T z_8} = \frac{3600}{\frac{1}{3} 15} = 720.$$



7. Число оборотов барабана в сутки

$$n_6 = \frac{n_a \cdot 24}{i_{\text{общ}}} = \frac{720 \cdot 24}{5040} = 3,43.$$

Кинематическая цепь стрелочного механизма

1. Триб минутной стрелки — колесо минутное

$$i_5 = \frac{z_{11}}{z_{15}} = \frac{12}{32}; \quad m = 0,14 \text{ мм.}$$

2. Триб минутного колеса — колесо часовое

$$i_6 = \frac{z_{14}}{z_{13}} = \frac{8}{36}; \quad m = 0,14 \text{ мм.}$$

3. Общее передаточное отношение

$$i_{\text{общ}} = \frac{z_{11}z_{14}}{z_{15}z_{13}} = \frac{12 \cdot 8}{32 \cdot 36} = \frac{1}{12}.$$

Кинематическая цепь перевода стрелок и завода пружины.

1. Кулачковая муфта — триб переводной

$$i_7 = \frac{z_{18}}{z_{17}} = \frac{10}{13}; \quad m = 0,156 \text{ мм.}$$

2. Триб переводной — колесо минутное

$$i_8 = \frac{z_{17}z_{16}}{z_{16}z_{15}} = \frac{13 \cdot 15}{15 \cdot 32} = \frac{13}{32}; \quad m = 0,156 \text{ мм, } m = 0,14 \text{ мм.}$$

Триб переводной одновременно находится при переводе стрелок в зацеплении с кулачковой муфтой и с минутным колесом.

3. Триб заводной — колесо барабанное

$$i_9 = \frac{z_{19}}{z_1} \frac{z_1}{z_2} = \frac{18 \cdot 43}{43 \cdot 52} = \frac{18}{52}.$$

Расчет механизма автоподзавода

Надежность работы автоподзавода пружины зависит от двух основных факторов: статического момента грузового сектора и передаточного отношения от грузового сектора до барабанного двигателя.

Передаточное отношение зависит от числа качаний сектора в различных направлениях, различного размаха и резкости.

Схема механизма подзавода выбрана таким образом, что движение сектора передается на вал барабана через заводное колесо.

1. Для данного передаточного отношения i подобраны следующие зубчатые пары: колесо барабанное $z_3 = 52$; колесо заводное $z_4 = 43$; колесо подзавода нижнее $z_{13} = 21$; колесо подзавода верхнее $z_9 = 48$; триб первого колеса подзавода $z_5 = 8$; колесо первого подзавода $z_6 = 64$; триб реверсивного колеса $z_7 = 10$;

колеса реверсивные $z_{11} = z_{13} = 42$; триб грузового сектора $z_{14} = 23$. Тогда

$$i = \frac{z_3 z_4 z_9 z_6 z_{11}}{z_4 z_{13} z_5 z_7 z_{14}} = \frac{52 \cdot 43 \cdot 48 \cdot 64 \cdot 42}{43 \cdot 21 \cdot 8 \cdot 10 \cdot 23} = 173,6.$$

2. Определяем момент грузового сектора

$$M_{\text{сект}} \geq \frac{M_{\text{пр}}}{\eta i} = \frac{10,8 \cdot 1}{0,65 \cdot 173,6} \geq 0,096 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

где $M_{\text{пр}} = 10,8 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ — максимальный момент заводной пружины; $\eta = 0,65$ — к. п. д. механизма автоподзавода; $i = 1 : 173,6$ — передаточное отношение от грузового сектора до валика заводной пружины.

3. Определяем силу тяжести грузового сектора при $\varphi = 20^\circ$, в этом случае действие автоподзавода должно произойти при минимальном отклонении центра тяжести грузового сектора от вертикальной оси:

$$P = \frac{M_{\text{сект}}}{l \sin 20^\circ} = \frac{0,096}{7 \cdot 0,342} = 0,04 \text{ Н и } M = 4 \text{ г.},$$

где l — расстояние центра тяжести сектора от оси вращения.

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПРИБОРЫ ВРЕМЕНИ СЛУЖЕБНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

1. ХРАНИТЕЛИ ТОЧНОГО ВРЕМЕНИ

Отечественная часовая промышленность выпускает механические приборы времени служебного назначения различной номенклатуры для удовлетворения потребности в них многих отраслей народного хозяйства. Отличие этих приборов времени от бытовых заключается в специальных дополнительных устройствах для выполнения тех или других заданных функций. Общим для тех и других приборов является применение балансового осциллятора в совокупности с анкерным или хронометровым ходом.

Из большого разнообразия видов приборов времени служебного назначения можно выделить четыре вида приборов, выполняющих наиболее важные функции, а именно: 1) хранители точного времени; 2) измерители интервалов времени; 3) датчики интервалов времени и временных программ; 4) датчики равномерной скорости.

К приборам этого вида относятся морской хронометр, палубные часы, авиационный астрономический хронометр.

Морской хронометр 6МХ

Хронометр 6МХ находит применение на морских кораблях, в геологических разведках, при геодезических измерениях и в других научных исследованиях.

Конструкция хронометра имеет шесть основных узлов того же наименования, что и в бытовых приборах времени. Баланс — спираль, ход, двигатель, механизм заводки пружины и перевода стрелок существенно отличаются от узлов в бытовых приборах времени. Это отличие продиктовано высокими требованиями к точности хода хронометра. На морские хронометры установлен специальный ГОСТ 8916—70, в котором оговорены следующие основные точностные параметры.

Показатели хода	Нормы точности (с) для хронометра класса точности	
	1	2
Среднее отклонение суточного хода	$E \pm 0,17$	$\pm 0,35$
Восстановление хода	$R \pm 1,50$	$\pm 2,0$
Максимальная вариация суточного хода	$D \pm 2,00$	$\pm 2,30$
Температурный коэффициент	$C \pm 0,07$	$\pm 0,10$
Вторичная ошибка	$S \pm 1,00$	$\pm 1,20$
Средний суточный ход любого периода	$\omega_{\text{ср}} \pm 2,00$	$\pm 3,50$

В гл. 2 было введено понятие «суточный ход» часов Ω . Известно, что любые часы дают показания текущего времени с некоторой

погрешностью по сравнению с показаниями эталона времени в один и тот же момент. Разность в показаниях называют поправкой часов:

$$u = t_{\text{эт}} - t_{\text{ч}}.$$

Если за первые сутки поправка была u_1 , а за вторые сутки u_2 , то алгебраическая разность двух смежных поправок и есть суточный ход (суточная погрешность) часов. Суточный ход $\Omega = u_2 - u_1$. Если часы отстают, то поправка считается *положительной*, т. е. ее надо прибавить к показаниям часов, чтобы получить точное время, и наоборот, если часы спешат, поправка считается *отрицательной* и ее надо вычесть из показаний часов.

Пример 1. Если поправка за первые сутки была $+20$ с, а за вторые сутки -10 с, то суточный ход $\Omega = (-10 \text{ с}) - (+20 \text{ с}) = -30$ с; следовательно, суточный ход отрицательный — часы спешат на 30 с в сутки.

Пример 2. Если 30 апреля часы имели поправку -30 с, а 3 мая поправка была $+1$ мин 15 с, то суточный ход $\Omega = \frac{(75 \text{ с}) - (-30 \text{ с})}{3 \text{ сут.}} = \frac{+105 \text{ с}}{3 \text{ сут.}} = +35$ с. Следовательно, суточный ход положительный, часы отстают.

Среднее отклонение суточного хода E определяют как сумму абсолютных отклонений e отдельных суточных ходов от среднего суточного хода по соответствующему периоду, деленную на общее число n этих отклонений по всем периодам:

$$E = \frac{|e_1| + |e_2| + \dots + |e_{n-1}| + |e_n|}{n},$$

где $n = 45$ для хронометров 1-го класса и $n = 25$ для хронометров 2-го класса.

Восстановление хода R вычисляют из разности:

$\omega_{\text{IX}} - \omega_{\text{I}}$ — для хронометров 1-го класса;

$\omega_{\text{V}} - \omega_{\text{I}}$ — для хронометров 2-го класса,

где ω_{I} — средний суточный ход первого периода; ω_{IX} ; ω_{V} — средние суточные хода последних периодов.

Максимальную вариацию суточного хода D определяют как наибольшую по абсолютной величине алгебраическую разность двух последовательных суточных ходов $\omega_k - \omega_{k-1}$ за все время испытаний по формуле

$$D = \omega_k - \omega_{k-1}.$$

Температурный коэффициент C (изменение суточного хода хронометра при изменении температуры окружающей среды на 1°C) вычисляют по формулам:

для хронометров 1-го класса:

$$C = \frac{1}{40} (\omega_{36^\circ} - \omega_{4^\circ}) + \frac{\omega_{28^\circ} - \omega_{12^\circ}}{2},$$

где

$$\omega_{4^\circ} = \omega_{\text{V}}; \quad \omega_{12^\circ} = \frac{\omega_{\text{IV}} + \omega_{\text{VI}}}{2}; \quad \omega_{28^\circ} = \frac{\omega_{\text{II}} + \omega_{\text{VIII}}}{2};$$

для хронометров 2-го класса

$$C = \frac{\omega_{36^\circ} - \omega_{4^\circ}}{32},$$

где

$$\omega_{4^\circ} = \omega_{III}; \quad \omega_{36^\circ} = \frac{\omega_I + \omega_V}{2}.$$

Вторичную ошибку S вычисляют по формулам:
для хронометров 1-го класса

$$S = \frac{\omega_{36^\circ} + \omega_{4^\circ}}{2} - \omega_{20^\circ} - \frac{1}{2} \left(\frac{\omega_{28^\circ} + \omega_{12^\circ}}{2} - \omega_{20^\circ} \right),$$

где

$$\omega_{20^\circ} = \frac{\omega_{III} + \omega_{VII}}{2};$$

ω_{36° ; ω_{4° ; ω_{28° ; ω_{12° — вычисляют по формулам температурного коэффициента C ;

для хронометров 2-го класса

$$S = \frac{\omega_{36^\circ} + \omega_{4^\circ}}{2} - \omega_{20^\circ},$$

где

$$\omega_{20^\circ} = \frac{\omega_{II} - \omega_{IV}}{2};$$

ω_{36° ; ω_{4° — вычисляют по формулам температурного коэффициента C .

Средний суточный ход $\omega_{ср}$ для морских хронометров 1-го и 2-го классов определяют как среднее арифметическое значение из пяти последних суточных ходов данного периода испытаний с учетом знака, причем минус означает опережение, плюс — отставание.

Проверка показателей хода хронометров должна производиться для 1-го класса — в течение 63 сут., разделенных на девять периодов по 7 сут. в каждом при температурах: $+36^\circ$; $+28^\circ$; $+20^\circ$; $+12^\circ$; $+4^\circ$; $+12^\circ$; $+20^\circ$; $+28^\circ$; $+36^\circ$; для 2-го класса — в течение 35 сут., разделенных на пять

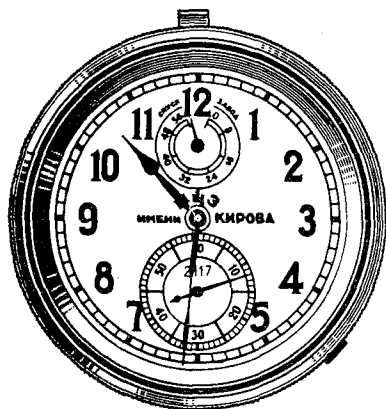


Рис. 139. Общий вид морского хронометра 6МХ

периодов по 7 сут. в каждом при температурах: $+36^{\circ}$; $+20^{\circ}$; $+4^{\circ}$; $+20^{\circ}$; $+36^{\circ}$.

Помимо точностных параметров, в ГОСТе оговорены и такие важные параметры, как период колебания баланса $T = 0,5$ с. Продолжительность действия механизма от одного полного завода пружины должна быть не менее 56 ч. Вероятность безотказной работы за 6000 ч должна быть для хронометров 1-го класса точности 0,90 и для 2-го класса точности — 0,85.

На рис. 139 изображен общий вид хронометра 6МХ, выпускаемого серийно 1-м Московским часовым заводом. Хронометр устанавливается на карданном подвесе, обеспечивающем ему горизонтальное положение; на циферблате, кроме центральной шкалы показаний часов и минут, имеются еще две боковые шкалы: нижняя — для показаний секунд и верхняя — для показаний часов заводки пружины с делениями от 0 до 56 ч и свободным интервалом на 8 ч.

На рис. 140 приведена схема разреза механизма по осям: барабан 1—улитка 2—центральное 3—промежуточное 4—секундное 5—ходовое колесо 6 и баланс 7.

Рассмотрим конструкции отдельных узлов.

Двигатель состоит из двух узлов: барабана и улитки. Расстояние между их центрами 42 мм.

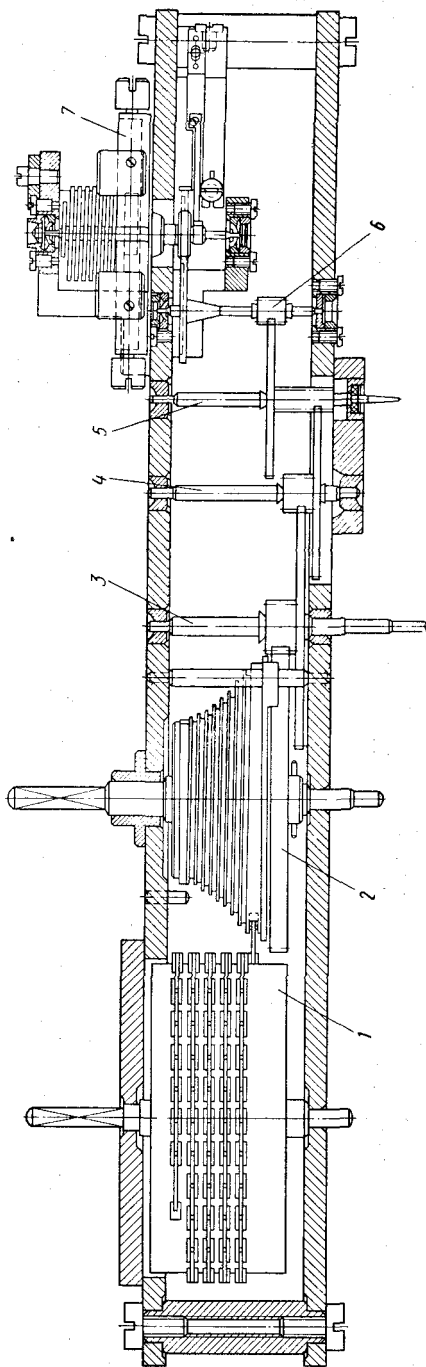


Рис. 140. Разрез механизма хронометра по осям баланса, хода, антренажа и завода

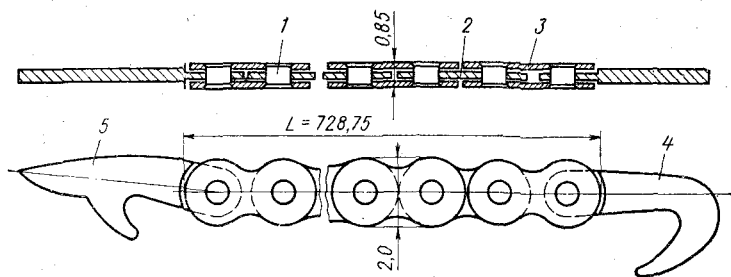


Рис. 141. Цепь Галля

Барабан имеет наружный диаметр 41,5 мм и внутренний 37,8 мм. Диаметр валика барабана составляет 12,6 мм. Заводная пружина имеет следующие размеры: длина $L = 1400$ мм; ширина $b = 14,8$ мм; толщина $h = 0,42$ мм. Число витков пружины в свободном состоянии $n_{св} = 6,5$; число витков пружины в заведенном состоянии $n_{зав} = 19,5$; число витков пружины в спущенном состоянии $n_{сп} = 14$. Число полезных оборотов барабана $n_b = 19,5 - 14 = 5,5$ оборотов.

Момент на барабане в заведенном и спущенном состояниях пружины рассчитывают по формуле (80), подставляя в нее значения: $K = 0,95$; $E = 2,10 \cdot 10^5$ Н/мм²; $b = 14,80$ мм; $h = 0,42$ мм; $l_{раб} = 1300$ мм; $n_{зав} - n_{св} = 13$ витков; $n_{зав} - n_{св} - n_p = 8,13$ витка; будем иметь $M_{max} = 1143,5$ Н·мм; $M_{min} = 715$ Н·мм.

Для выравнивания момента, передаваемого с барабана, применено устройство, называемое *улиткой*.

Кинематическая связь между барабаном и улиткой осуществляется цепью Галля, которая одним концом крепится к наружной поверхности барабана, а другим концом к основанию улитки.

Цепь Галля (рис. 141) состоит из 324 наружных (3) и 161 внутренних [2] пластин, которые имеют шарнирное соединение, посредством штифтов 1.

Шаг цепи 2,25 мм; ширина 2 мм, толщина 0,85 мм, длина 728,75 мм; толщина пластин 0,25 мм; крючки 4, 5 имеют форму, удобную для крепления и работы. Все детали цепи изготовляют из высокоуглеродистой стали У10А и термически обрабатывают.

Стабилизатор момента пружины (улитка) — сложный узел механизма хронометра (рис. 142).

Боковая сторона корпуса 1 улитки имеет криволинейную поверхность со спиральной канавкой прямоугольной формы. В этой спиральной канавке находится цепь Галля. К основанию корпуса монтируют храповое колесо 3, к которому крепят зубчатое колесо 2 с $z = 90$, находящееся в постоянном зацеплении с центральным трибом $z = 14$, $m = 0,44$ мм.

При числе оборотов улитки $n = 8,75$ продолжительность действия хронометра от одной заводки равна $8,75 \cdot 90/14 = 56,2$ ч.

Для обеспечения постоянства момента на центральном трибе необходимо, чтобы радиусы канавок улитки изменялись обратно пропорционально моменту, передаваемому с барабана. Учитывая нелинейность передаваемого момента с барабана, образующую кривую AB улитки (рис. 143) строят по формуле

$$y = \frac{l_0 r_0 e}{4\pi} \left(\frac{1}{x^2} - \frac{1}{r_0^2} \right),$$

где l_0 — длина спиральной канавки; e — ширина канавки.

Полную заводку пружины осуществляют вращением валика улитки против часовой стрелки. Цепь Галля наматывается на корпус улитки, а число оборотов барабана составляет 4,87. Предварительно вращением валика барабана на 0,5 оборота создают постоянный натяг пружины. Для снятия натяга пружины в барабане пружину на 0,13 оборота барабана не до заводят. Как в узле барабана, так и в узле улитки имеются храповые устройства, предохраняющие пружину от произвольного роспуска и создающие дополнительный резерв хода при заводке пружины.

Кинематическая цепь ангренажа от центрального триба до ходового колеса состоит из трех зубчатых пар (табл. 28).

Таблица 28

Наименование зубчатой пары	Число зубьев	i	Модуль, мм
Колесо центральное	90	$i_1 = 7,5$	0,35
Триб промежуточный	12		
Колесо промежуточное	80	$i_2 = 8$	0,29
Триб секундный	10		
Колесо секундное	75	$i_3 = 7,5$	0,28
Триб ходового колеса	10		

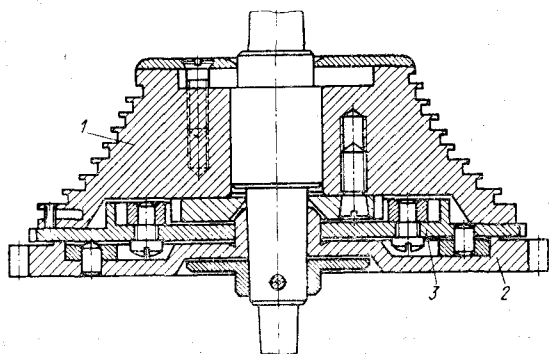
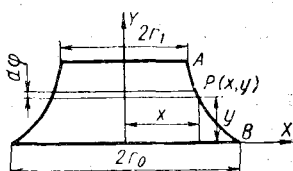


Рис. 142. Стабилизатор момента пружины

Рис. 143. Кривая поверхности корпуса улитки



Передаточное отношение

$$i = i_1 i_2 i_3 = \frac{90 \cdot 80 \cdot 75}{12 \cdot 10 \cdot 10} = 450.$$

Ходовое колесо имеет $z = 16$. Число колебаний баланса в час $n = 450,16 = 7200$ и $T = 0,5$ с.

Кинематическая цепь стрелочного механизма состоит из двух зубчатых пар. Передаточное отношение

$$i = i_4 i_5 = \frac{14 \cdot 18}{56 \cdot 54} = \frac{1}{12}.$$

На рис. 144 показана в разрезе кинематическая цепь стрелочного механизма и зубчатой пары счетчика часов заводки пружины с $z = 12$ и $z_k = 120$; $m = 0,28$ мм.

Триб посажен на ось валика улитки. Полная шкала на циферблате счетчика разделена на восемь частей, что соответствует продолжительности заводки на 64 ч и видно из соотношения

$$n_{\text{зав}} = \frac{56,2 \cdot 120}{8 \cdot 75 \cdot 12} = 64 \text{ ч.}$$

Взаимодействие хода и баланса рассмотрены в гл. 4. Следует лишь указать на параметры основных деталей хода и баланса.

Ходовое колесо. (рис 145, а) имеет зуб фасонной формы, ширина его 1,25 мм при толщине обода, спиц и втулки 0,60 мм, что уменьшает массу колеса.

Баланс (рис. 145, б) биметаллический, разрезной.

Спираль (рис. 145, в) цилиндрическая имеет девять витков и две концевые кривые Филиппса, закрепленные в колодке и колонке.

Наружный диаметр 13,20, высота 8,10 мм, шаг 0,80 мм.

Момент инерции узла баланса $2744 \text{ г} \cdot \text{мм}^2$; момент спирали $0,43289 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ при $\varphi = 1$; масса узла баланса 12,739 г; масса спирали с колодкой и колонкой 1,290 г. Отдельно масса баланса с осью, грузом и роликом составляет 11,449 г, масса спирали 0,522 г.

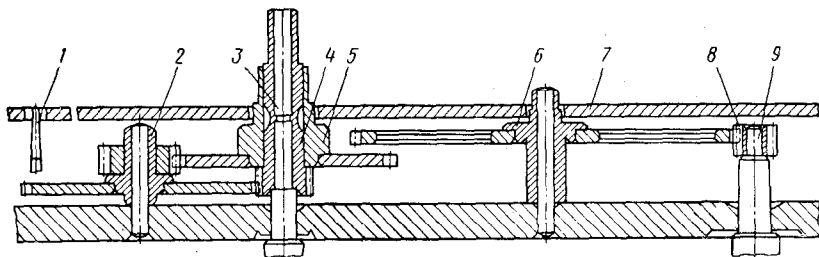


Рис. 144. Разрез механизма хронометра по осям стрелочного механизма:

1 — ось секундной стрелки; 2 — узел триба вексельного колеса; 3 — узел центрального триба; 4 — минутник; 5 — колесо часовое; 6 — узел колеса счетчика завода; 7 — циферблат; 8 — триб счетчика завода; 9 — валик улитки

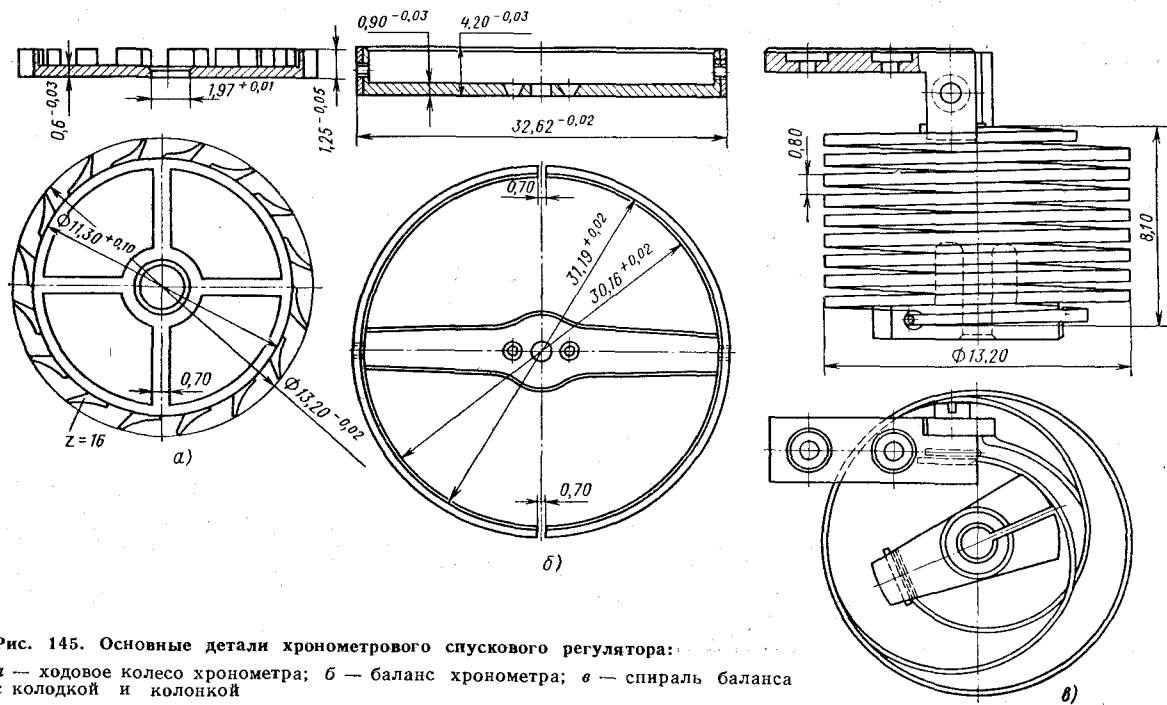


Рис. 145. Основные детали хронометрового спускового регулятора:
 а — ходовое колесо хронометра; б — баланс хронометра; в — спираль баланса с колодкой и колонкой

Авиационный астрономический хронометр 13ЧП-20ЧП

Хронометр 13ЧП-20ЧП (рис. 146) предназначен для хранения точного времени в часах, минутах и секундах на воздушных кораблях и для фиксации момента времени при определении местонахождения корабля с помощью авиасекстанта СП-1.

Авиационный хронометр состоит из первичного прибора 13ЧП и вторичного прибора 20ЧП. Первичный прибор служит хранителем точного времени и датчиком секундных импульсов вторичному прибору. Прибор 20ЧП служит указателем времени в минутах и секундах; он дистанционно управляется датчиком и осуществляет счет замыканий.

Механизм прибора 13ЧП (рис. 147) состоит из заводного барабана 1 с улиткой 2, кинематической цепи зубчатых пар 3, 4, 6 (узлы центрального, промежуточного и секундного колес), ходового колеса 7, анкерной вилки 8 и баланса 9. На оси секундного колеса наглухо посажено контактное колесо 5, имеющее по окружности 60 храповых зубьев. Контактное колесо с помощью контактного устройства замыкает и размыкает через переходное реле цепь рабочих реле часовых механизмов и механизма прибора текущего времени. Продолжительность импульса составляет 0,5 с — цепь реле замкнута, время отсутствия импульса 0,5 с — цепь реле разомкнута.

Прибор 20ЧП состоит из трех счетчиков времени, конструктивно одинаковых и взаимозаменяемых. Счетчики повторяют показания хронометра датчика в минутах и секундах, при этом счетчики часовых механизмов независимо от счетчика текущего времени останавливаются осредняющим механизмом авиасекстанта СП-1 в момент определения высоты светил.



Рис. 146. Астрономический авиационный хронометр

С осью секундного колеса жестко связан кулачок 4 (рис. 148), выступ которого каждую минуту поднимает рычаг 3, преодолевая натяжение пружины 11. Когда секундная стрелка проходит деление «60» на циферблате, выступ кулачка выходит из под рычага. Последний опускается вниз и собачкой 1 повертывает минутное колесо 2 на один зуб. Минутная стрелка перемещается по циферблату на одно деление и отсчитывает 1 мин. За полный оборот колесо отсчитывает 60 мин. Во избежание самопроизвольного переключения колеса при работе в условиях вибрации предусмотрены плоские пружины, фиксирующие положение колес.

В момент определения высоты светил импульс от авиасексанта через блокирующее реле разрывает электрическую цепь датчика, и стрелки циферблатов останавливаются, фиксируя показания секунд и минут. Эти показания используются штурманом для определения местонахождения корабля. Установка стрелок на текущее время осуществляется на всех трех счетчиках специальными кнопками, расположенными на боковых стенках корпуса.

Включение механизмов осуществляется тумблерами. Точностные параметры хронометра содержатся в паспортах. Дальнейшая модернизация прибора в целом целесообразна с применением кварцевого осциллятора и отсчета показаний времени с помощью электронной схемы.

2. ИЗМЕРИТЕЛИ ИНТЕРВАЛОВ ВРЕМЕНИ

К группе этих приборов относятся секундомеры механические. Их широко используют при промышленном, научном, спортивном и других видах хронометража. Секундомеры подразделяют на однострелочные и двухстрелочные, прерываемого и непрерываемого, простого и суммирующего действий. По ГОСТ 5072—72 регламентированы восемь типов секундомеров трех классов точности. В табл. 29 приведены основные параметры секундомеров трех типов.

Таблица 29

Тип секундомера	Класс точности	Калибр механизма, мм
СОПр — секундомер однострелочный, простого действия механизма управления стрелок, с прерываемой работой часового механизма	3	42
СОСПр — секундомер однострелочный, суммирующего действия механизма управления стрелок, с прерываемой работой часового механизма	1,2	42—54
СДПНпр — секундомер двухстрелочный, простого действия механизма управления стрелок с непрерываемой работой часового механизма	1	42—54

Секундомер однострелочный СОПр (СМ-60)

На рис. 149 изображен наиболее простой по конструкции и принципу действия однострелочный секундомер.

Период колебания баланса $T = 0,4$ с; продолжительность действия от одной заводки пружины не менее 14 ч. Емкость секундной шкалы 60 с; цена деления 0,2 с. Емкость шкалы счетчика 30 мин; цена деления 1 мин. Секундомер простого и прерывного действия, т. е.

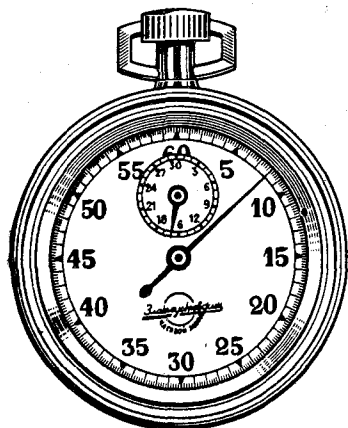
при заведенной пружине баланс приторможен и находится в покое. Конструкция основных узлов: двигателя, ангренажа хода, баланса и завода пружины аналогичны соответствующим узлам в типовой конструкции карманных и наручных часов.

Устройство перевода стрелок заменено специальным секундомерным устройством, называемым *компликацией*. Последняя осуществляет пуск, останов и возврат секундомерной и минутной стрелок к нулю. Компликация расположена на циферблатной стороне платины (рис. 150). Действие компликаций заключается в следующем.

При первом нажатии на заводную (пусковую) головку происходит пуск секундомера в ход. Заводной валик 7, перемещаясь вниз, нажимает на пусковой рычаг 6, который своим острым выступом (пяткой) нажимает на храповой зуб колонного колеса 3; происходит поворот колонного колеса на один зуб, или на $\frac{1}{12}$ оборота. Колонное колесо имеет 12 храповых зубьев и четыре колонных зуба. Пружина 2 фиксирует новое положение колеса. Тормозной рычаг 1 под действием пружины 11 входит своим выступом во впадину колонного зуба и освобождает баланс 12. Штифт рычага 1, действуя по касательной к поверхности обода баланса, дает начальный импульс балансу. Двойной молоток 5 острым выступом выходит из впадины колонного зуба на его цилиндрическую поверхность; плоскости обоих молотков отходят от кулачков 9 и 10, называемых секундным и минутным *сердечниками*.

Секундомер и минутная стрелки, посаженные на выступы сердечек, начинают вращение по циферблату.

При втором нажатии на пусковую головку пусковой рычаг повернет колонное колесо еще на один храповой зуб. Тормозной рычаг выйдет из впадины колонного зуба на его цилиндрическую поверхность и вновь притормозит баланс; двойной молоток остается неподвижным.



Конструкция узла сердечника гарантирует неподвижное положение стрелок.

При третьем нажатии на пусковую головку пусковой рычаг повернет колонное колесо еще на один храповой зуб; двойной молоток под действием пружины 4 острым выступом вновь войдет во впадину следующего колонного зуба, а плоскостями обоих плеч ударит по криволинейным поверхностям сердечек и возвратит их в первоначальное положение, показанное на рис. 150; секундомерная и минутная стрелки возвратятся к нулю.

Тормозной рычаг остается неподвижен. Пусковой рычаг каждый раз после нажатия возвращается в исходное положение, под действие пружины 8. Цикл работы секундомера СМ-60 происходит за три нажатия на пусковую головку, или за три такта. Основные параметры узлов: заводная пружина имеет размеры $0,21 \times 1,5 \times 400$ мм. Максимальный и минимальный моменты на барабане 28,22 Н·мм и 12,74 Н·мм. Наружный диаметр обода баланса 15,5 мм; момент инерции $J = 12,985$ г·мм².

Спираль плоская, момент ее $M = 0,0032079$ Н·мм.

Конструкция сердечка имеет своеобразную форму. Оно состоит из собственно сердечка, пружинки и винта для ее крепе-

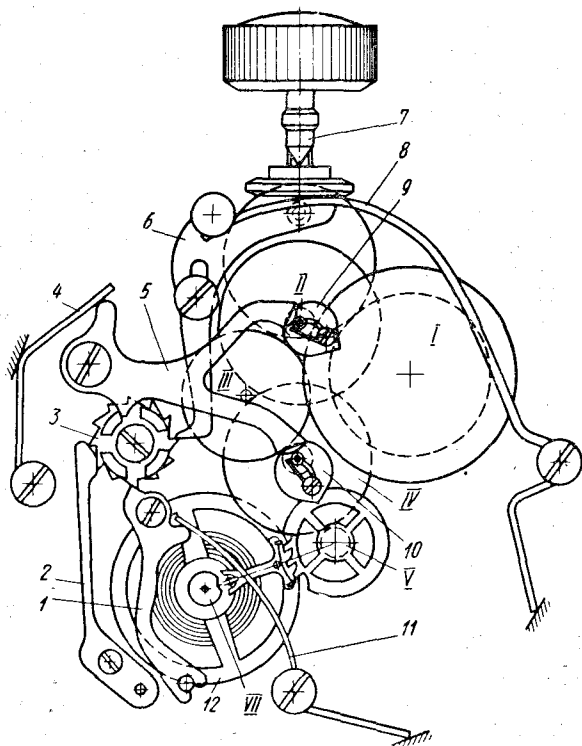


Рис. 150. Компликация секундомера СМ-60

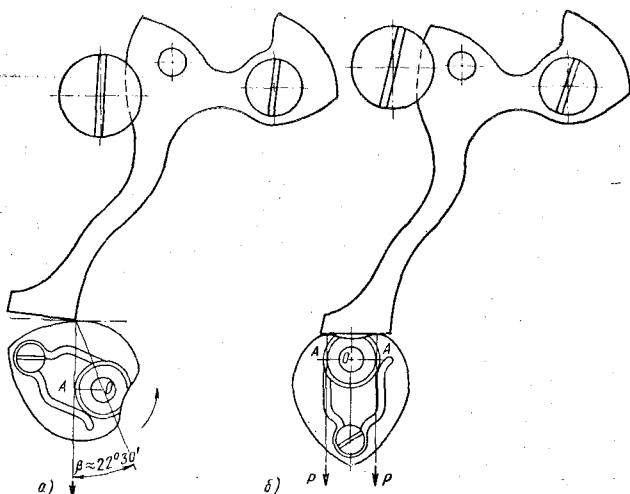


Рис. 151. Положение сердечка и молотка:
 а — момент удара; б — в исходном положении

ния на сердечке (рис. 151, а). Пружинка одним концом входит в прорез выступа сердечка и в кольцевую выточку оси секундной или минутной стрелки и тем самым фиксирует положение сердечка на оси по высоте. Кроме того, благодаря трению сердечко вращается с осью секундной или минутной стрелок и находится в неподвижном положении в момент останова (рис. 151, б). Второй конец пружинки опирается на наружную поверхность выступа сердечка, создавая необходимый натяг первому концу для фрикционного трения.

Форма криволинейной поверхности сердечек теоретически должна быть выполнена по логарифмической спирали, уравнение которой $r = ae^{m\alpha}$ ($m > 0$). Логарифмическая спираль имеет такую особенность: касательная к ней образует в любой ее точке с радиусом-вектором r постоянный угол $\beta = \arctg m$. В этом случае удар молотка по сердечку будет направлен мимо центра вращения сердечка (рис. 151, а), т. е. всегда будет иметь место момент, возвращающий сердечко в исходное положение (рис. 151, б). Плоскости молоточка есть касательные к контуру сердечка. Ввиду сложности выполнения контуров сердечка (правого и левого) по логарифмической спирали аппроксимируют спираль дугами окружностей.

На рис. 152 показаны логарифмическая спираль 1, удовлетворяющая уравнению $r = 0,846e^{0,4155\alpha}$, архимедова спираль 2, удовлетворяющая уравнению $r = 0,13 + 0,952\alpha$, и фактическая кривая 3 правого контура сердечка, образованная тремя дугами окружностей с радиусами $R = 1,14$ мм; $R = 1,83$ мм и $R = 3,12$ мм. Левая контурная кривая симметрична правой.

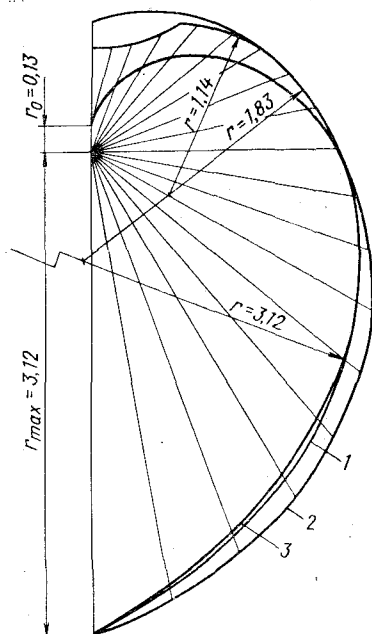
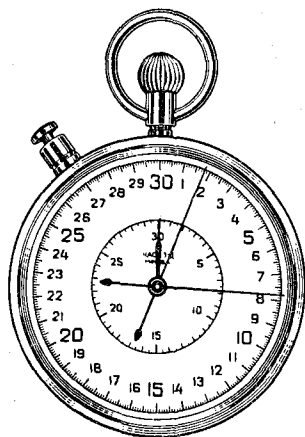


Рис. 152. Кривая, соответствующая форме рабочей поверхности сердечка

Рис. 153. Общий вид двухстрелочного секундомера СДПНпр



Секундомер двухстрелочный СДПНпр (СД-1М)

Секундомер — 1-го класса точности, непрерываемого действия (рис. 153). Период колебания баланса $T = 0,2$ с, продолжительность действия от одного завода пружины — не менее 8 часов. Емкость секундомерной шкалы 30 с, цена деления 0,1 с. Емкость шкалы счетчика 30 мин, цена деления 0,5 мин. Скачок секундомерной стрелки составляет 0,1 с.

Управление основной и вспомогательной секундомерными стрелками и стрелкой минутного счетчика, т. е. пуск, останов и возврат к нулю, осуществляется троекратным нажатием на пусковую головку. Автономное управление вспомогательной секундомерной стрелкой, т. е. останов и совмещение ее с основной стрелкой, осуществляется двухкратным нажатием на пусковую кнопку, расположенную на корпусном кольце, слева от пусковой головки.

В секундомере СД-1М две complications. Первая расположена на мостовой стороне платины, она управляет секундомерными стрелками; вторая расположена на циферблатной стороне платины, управляет стрелкой минутного счетчика.

Конструкция и действие первой complications следующие (рис. 154). Передаточное колесо 1 неподвижно посажено на секундную ось ангренажа. Оно находится в постоянном зацеплении с колесом 18 включения. Последнее смонтировано на подвижном рычаге включения 2, управляемом колонным колесом 9.

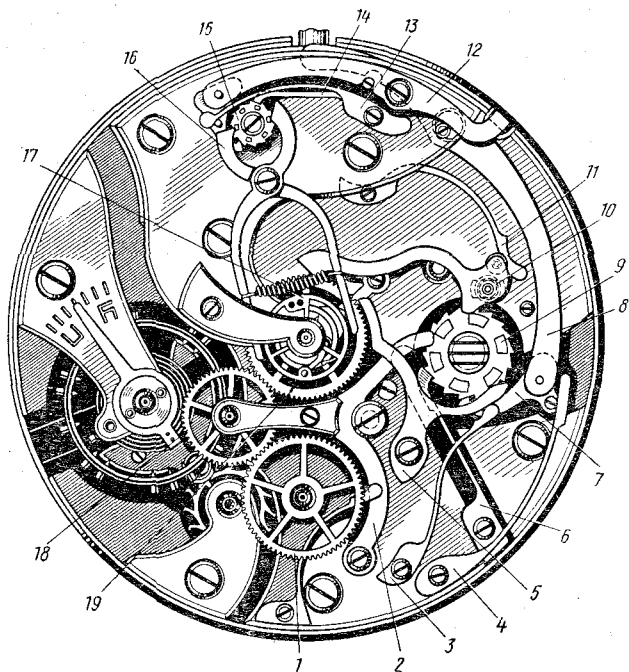


Рис. 154. Компликация секундомерных стрелок

Пуск секундомерных стрелок происходит с момента входа колеса 18 в зацепление с колесом 19 основной стрелки. Вид зацепления данной пары показан на рис. 111. Колесо 19 (рис. 154) вращается синхронно с колесом 1. Колесо 18 при включении в зацепление с колесом 19, вместе с рычагом 2 делает поворот вокруг точки, находящейся на продолжении прямой, соединяющей центры колес 1 и 18. На пустотелой оси 2 (рис. 155) наглухо посажены колесо 1, сердечко 3 и основная секундомерная стрелка 12. Стрелки возвращаются к нулю под действием удара

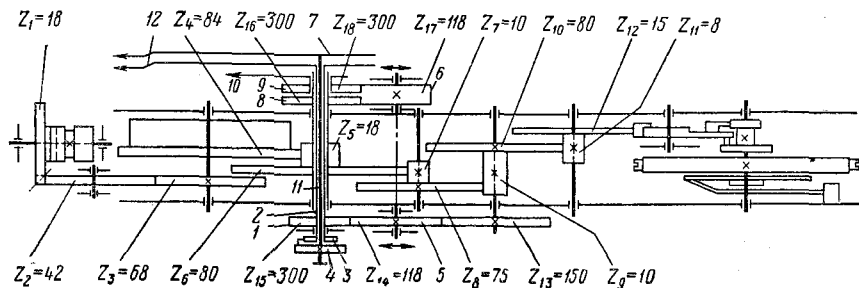


Рис. 155. Кинематическая схема секундомера СД-1М

молотка 10 (рис. 154), торможение колеса 19 происходит под действием рычага 5. Колонное колесо поворачивается на один храповой зуб под действием пускового рычага 8 и зацепа 7.

В положении, показанном на рис. 154, передаточное колесо, колесо включения и колесо основной секундомерной стрелки находятся во вращении. Тормозной рычаг 5 отведен вправо от колеса 19, его правое плечо лежит на цилиндрической поверхности колонного зуба. Молоток отведен от сердечка вверх и его выступ также находится на цилиндрической поверхности колонного зуба. Пружина 6 фиксирует положение колонного колеса. Такое положение деталей complication имеет после первого нажатия на пусковую головку.

При втором нажатии на пусковую головку пусковой рычаг и зацеп повернут колонное колесо еще на один храповой зуб в направлении против часовой стрелки.

Рычаг включения выйдет из впадины колонного зуба на цилиндрическую поверхность и выключит колесо 18 из зацепления с колесом 19. Правое плечо тормозного рычага сойдет с цилиндрической поверхности колонного зуба и под действием пружины 3 войдет во впадину колонного зуба; левым плечом рычаг вновь затормозит вращение колеса 19. Торможение происходит по наружному диаметру зубчатого венца на дуге примерно 45° . Молоток остается неподвижным, его выступ скользит по поверхности колонного зуба.

Пружина 6 фиксирует новые положения колонного колеса.

При третьем нажатии на пусковую головку пусковой рычаг и зацеп повернут колонное колесо еще на один храповой зуб. Рычаг включения остается неподвижным; его плечо скользит по поверхности колонного зуба. Тормозной рычаг отходит от колеса 19, его правое плечо переходит на поверхность колонного зуба, выступ молотка сходит с цилиндрической поверхности колонного зуба, произойдет поворот молотка и удар по сердечку, в результате которого основная стрелка 12 (рис. 155) возвратится к нулю, а колесо вместе с сердечком 3 займут исходное положение. Возврат пускового рычага и зацепа в исходное положение после каждого нажатия на пусковую головку происходит под действием пружины 4 (рис. 154).

При рассмотрении действия complication подразумевалось, что вспомогательная секундомерная стрелка 7 (рис. 155) вместе с основной стрелкой 12 вращается по циферблату без автономного выключения. При проведении различных исследований бывает необходимо фиксировать отдельные периоды времени того или другого процесса. В этом случае пользуются вспомогательной стрелкой 7, посаженной на ось 11, проходящую внутри пустотелой оси 2. Стрелка 7 расположена выше стрелки 12. При первом нажатии на пусковую кнопку (рис. 154) пусковой рычаг 12 вместе с зацепом повернут колонное колесо 15 на один храповой зуб. Двойной тормозной рычаг 16, называемый также ножницами,

затормозит колесо 17, посаженное на ось 11 (колесо 4 на рис. 155). Произойдет останов стрелки 7.

При втором нажатии на пусковую кнопку пусковой рычаг и зацеп повернут колонное колесо еще на один зуб. Последнее отведет плечи K и K_1 двойного тормозного рычага 4 от колеса 5 (рис. 156, а). Под действием специального узла, находящегося под колесом 5, последнее быстро повернется в ту или другую сторону, и стрелка 7 (см. рис. 155) совместится со стрелкой 12. На рис. 156 показаны два положения тормозного рычага в момент останова колеса 5 (рис. 156, а) и в момент вращения (рис. 156, б). Сердечко 3, посаженное с натягом на пустотелую ось 2 (см. рис. 155), при остановке колеса 4 продолжает вращение вместе с колесом 1 и своей контурной поверхностью касается рубинового камня 10 (рис. 156), подвижно закрепленного в рычаге 8. В свою очередь, рычаг 8 может вращаться вокруг оси 6 крепления на колесе 5. Под действием пружины 11, прикрепленной к колесу 5, рычаг 8 всегда прижат к контуру сердечка. На рис. 156, а колесо 5 стоит на месте, острием сердечка рычаг 8 отведен в крайнее положение от центра вращения; на рис. 156, б колесо 5 свободно от торможения и вращается вместе с осью 2. (рис. 155) благодаря действию рычага 8, который занимает крайнее положение от центра вращения. Колонное колесо 3 управляет работой тормозного рычага 4 за два такта.

Возврат пускового рычага 12 и зацепа в исходное положение происходит под действием пружины 13 (рис. 154). Пружина 14 фиксирует положение колонного колеса. Колесо 17 не имеет модульных зубьев, цилиндрическая поверхность шероховатая. Тормозные плоскости двойного рычага имеют накатку. Такое состояние поверхностей колеса и рычага гарантирует от проскальзывания колеса, что не исключается при гладких поверхностях. Все это повышает точность отчета показаний вспомогательной стрелки. По рис. 154 колеса имеют следующие числа зубьев и модули.

№ колеса	z	m , мм
1	150	0,07488
18	118	0,07488
19	300	0,03744

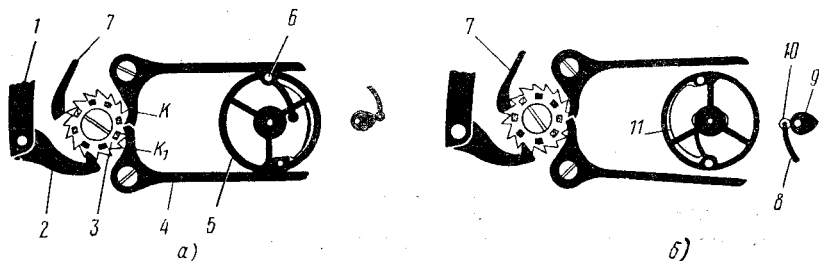
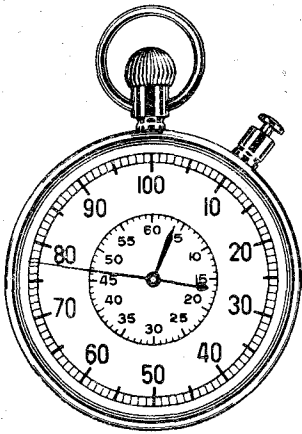


Рис. 156. Узел управления вспомогательной секундомерной стрелкой



Поскольку колесо 18 (см. рис. 154) сцепляется с колесом 19 через два зуба, то частота вращения колеса 19 равно частоте вращения колеса 1. При периоде $T = 0,2$ с основная секундомерная стрелка делает один оборот за 30 с.

Компликация минутной стрелки счетчика во многом идентична компликации секундомерной стрелки. На рис. 155 показано зацепление колеса включения 6 с двумя минутными колесами счетчика 8 и 9. Нижнее колесо 8

вместе со втулкой посажено (с натягом) на центральный триб и вместе с ним непрерывно вращается подобно колесу 1 (см. рис. 154), но с частотой вращения в 60 раз меньшей, т. е. колесо за 30 мин делает один оборот. Верхнее колесо 9 (рис. 155) получает вращение от включающего колеса 6, а последнее от колеса 8 в момент включения.

Верхнее колесо 9 неподвижно соединено с минутным сердечком (на рис. 155 не показано), на втулке которого посажена стрелка 10. Сердечко вместе с колесом и стрелкой свободно посажено на центральном трибе.

Поскольку число зубьев и модуль колес включения 5 и 6, посаженных на одной оси, а также колес 1, 8 и 9 одинаковы, то соблюдается полная синхронность вращения их как в первой, так и во второй компликациях и нет рассогласования показаний стрелок. Подразумевается, что синхронно работают рычаги и колонные колеса.

Секундомер однострелочный СОСпр (рис. 157)

Секундомер предназначен для измерения промежутков времени в секундах, десятых и сотых долях секунды. Большая шкала разделена на 100 делений; цена малого деления 0,01 с, среднего деления 0,05 с и большого оцифрованного деления 0,1 с.

Один оборот секундомерной стрелки равен 1 с, скачок 0,01 с. Емкость малой шкалы 60 с, цена деления — 1 с, период колебания баланса $T = 0,02$ с.

Продолжительность действия от одной заводки пружины — не менее 9 мин.

Секундомерная стрелка суммирующего действия. Пуск и останов осуществляются нажатием на пусковую головку; возврат стрелок к нулю производится нажатием на пусковую кнопку, расположенную на корпусном кольце справа от головки.

При малом периоде колебания баланса конструкция узлов часового механизма и complication существенно отличаются от таковых в секундомерах СОПр и СДПНПр.

Момент инерции баланса $J = 1,82 \text{ г} \cdot \text{мм}^2$. Наружный диаметр обода баланса 10,75 мм, толщина баланса 0,30 мм; баланс — безвинтовый; материал — латунь марки ЛСЧ 63-3 ОТ.

Момент спирали $K = 0,179452 \text{ Н} \cdot \text{мм}$. Толщина спирали 0,15 мм; ширина ее 0,335 мм; длина 87,7 мм; наружный диаметр 6,5 мм; спираль плоская, модуль упругости материала $E = 1,7 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$.

Кинематическая схема часового механизма секундомера приведена на рис. 158. Передаточное отношение от центрального колеса 7 до ходового колеса 5

$$i = \frac{z_1 z_3 z_5}{z_2 z_4 z_6} = \frac{80 \cdot 70 \cdot 70}{10 \cdot 14 \cdot 14} = 200.$$

При числе зубьев ходового колеса 5, равном $z = 15$, анкерная вилка и баланс делают $200 \cdot 15 = 3000$ полных колебаний за один оборот центрального колеса, или за 1 мин; в секунду число колебаний будет равно 50, или $T = 0,02 \text{ с}$. На оси центрального колеса посажено сердечко 1, на втулке которого закреплена стрелка 4 счетчика секунд. Секундомерная стрелка 3, посаженная на ось 8, получает вращение от хронографного колеса 6 через триб 9. Колесо 6 с $z = 150$ посажено с натягом на ось промежуточного колеса 2. Передаточное отношение

$$i = \frac{z_6}{z_9} = \frac{150}{20} = 7,5.$$

Промежуточное колесо делает 8 об/мин. Секундомерная стрелка делает соответственно $n = 8 \cdot 7,5 = 60$ об/мин, или 1 об/с.

Триб 1 показан на рис. 159. Ось секундомерной стрелки 3 с сердечком 4 под действием пружинки 5 фрикционно вращаются вместе с трибом 1, на котором закреплено фрикционное колесо 2 (без нарезки зуба).

Компликаций в секундомере — две: первая — на мостовой стороне платины — управляет секундомерной стрелкой, вторая — на циферблатной стороне платины — управляет стрелкой счетчика секунд. В отличие от complication секундомеров СОПр

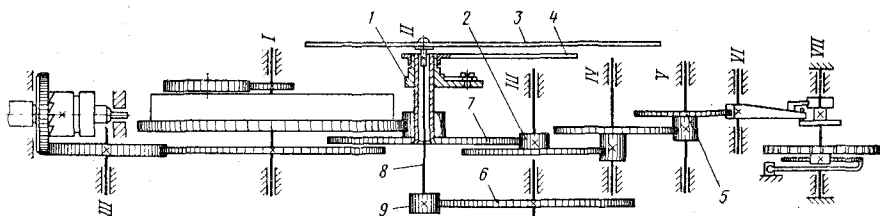
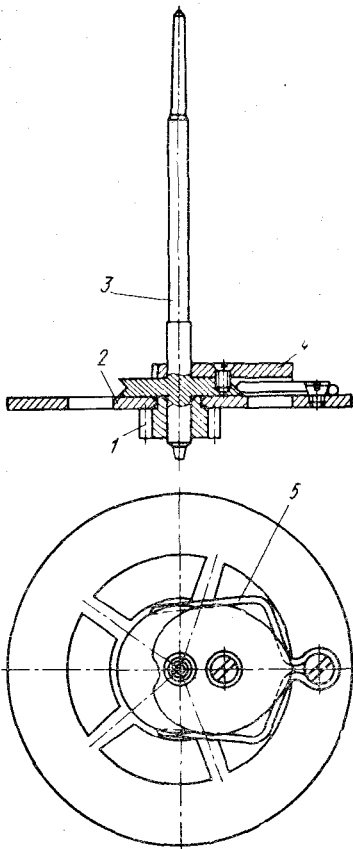


Рис. 158. Кинематическая схема секундомера СОПр

Рис. 159. Узел триба секундомерной стрелки



и СДПНпр здесь применена конструкция прямой рычажной передачи движения без колонных колес.

На рис. 160 показано положение деталей первой complication в нерабочем положении. Баланс 1 приторможен рычагом 2, который фиксирован в этом положении пружиной 8. Молоток 3 удален от сердечка (на рисунке сердечка не видно) под действием пружины 4. Пусковой рычаг 7 отведен в верхнее положение пружиной 6.

Пуск секундомера происходит следующим образом.

При первом нажатии на пусковую головку пусковой рычаг своим острым выступом скользит по правой скошенной плоскости тормозного рычага, поворачивая его по часовой стрелке на угол примерно 24° . Пружина 8 фиксирует новое положение тормозного рычага. В этом положении изогнутая пластина рычага отходит по касательной от винтов баланса и благодаря своей выпук-

лости дает импульс балансу. Обе стрелки начинают вращение.

Рычаг 5 касается валика пусковой кнопки (на рисунке валик не показан) и запирает пусковую кнопку.

При втором нажатии на пусковую головку происходит обратное явление. Пусковой рычаг своим выступом скользит по левой скошенной поверхности тормозного рычага и поворачивает его на тот же угол в обратном направлении. Баланс вновь приторможен и одновременно приторможено на плоскости колеса 9. Рычаг 5 отходит от валика и отпирает пусковую кнопку.

При третьем нажатии на пусковую кнопку ее валик вращает молоток 3, последний ударяет своим плечом по сердечку и возвращает его вместе со стрелкой к нулю шкалы. Под действием специальной пружины пусковая кнопка возвращается в исходное положение.

Аналогичное действие и второй complication. Оба молотка посажены на одном валике и поэтому сброс стрелок к нулю происходит одновременно. Формы молотков идентичны.

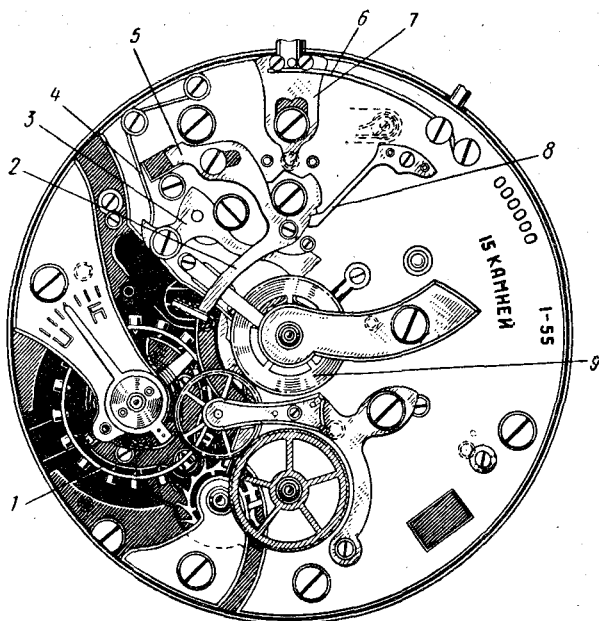


Рис. 160. Компликация секундомерной стрелки секундомера СОСпр

Шкалы секундомеров

Для отсчета промежутков времени на полях циферблатов нанесены различные шкалы времени. В секундомерах трех разобранных типов большие секундомерные шкалы имеют емкость от 1 до 60 с и цену деления от 0,01 до 0,2 с.

Помимо *основных* шкал времени, на полях циферблатов специальных секундомеров и часов с секундомером наносят *дополнительные* шкалы, применяемые для измерения величин, находящихся в функциональной зависимости от времени, например шкалы для определения расстояний, скоростей, чисел ударов пульса в минуту, часовой производительности станка и др.

В основу измерения той или другой функциональной величины положена *база наблюдений*; например, для определения скорости поезда базой наблюдений служат два дорожных знака с расстоянием между ними 1 км.

Секундомер пускается в ход в начале первого дорожного знака и останавливается в начале второго дорожного знака. Если на циферблате секундомерная стрелка остановилась на секундомерной шкале времени против цифры 30, а на дополнительной шкале против цифры 120, то скорость поезда $v = 120$ км/ч. Это видно из соотношения $vt = 3600 a$, где v — скорость поезда в км/ч, t — время наблюдения в с, a — база наблюдения — 1 км:

$$v = \frac{1 \cdot 3500}{30} = 120 \text{ км/ч.}$$

На одном циферблате размещают несколько шкал с базой наблюдений 1000; 200; 100 и 50 м, в зависимости от диапазона наблюдений.

Примеры. Подсчитаем число ударов пульса в минуту. Базой наблюдения служат 30 ударов пульса.

Из соотношения $xt = 60 a$, где x — число ударов пульса в минуту, t — время наблюдения в с и a — база наблюдения в 30 ударов, находим $xt = 60 \cdot 30 = 1800$ или $x = 1800 : 24 = 75$.

После 30 ударов секундомер будет выключен и секундомерная стрелка по секундомерной шкале остановится против цифры 24, а по дополнительной шкале против цифры 75.

При определении расстояний базой наблюдения служит скорость распространения звука в воздухе, равная 330,7 м/с или ~ 1200 км/ч. Из соотношения $x/t = 0,3307$ км/с, где x — расстояние в км и t — время наблюдения в с при $t = 10$ с находим $x = 3,3$ км.

Шкала расстояний и шкала скорости находятся на одном циферблате для удобства определений, например при артиллерийских выстрелах. По вспышке огня на батарее противника секундомер пускают в ход (начало наблюдений); по звуку падения снаряда секундомер останавливают (конец наблюдений). Секундомерная стрелка покажет по основной шкале время полета снаряда, а по дополнительной шкале — расстояние от места наблюдения до батареи противника.

Таким же образом определяют расстояние грозового разряда в атмосфере. По вспышке молнии пускают секундомер в ход и по звуку разряда (грому) секундомер останавливают. Секундомерная стрелка покажет по основной шкале время наблюдения и по дополнительной — расстояние грозового разряда от места наблюдения.

Расчет и построение профиля сердечка секундомера

При построении профиля сердечка секундомера в качестве исходных данных конструктивно определяют габаритные размеры сердечка, затем производят расчет и построение профиля сердечка по логарифмической спирали. Построенный отрезок кривой логарифмической спирали аппроксимируют дугами окружностей, затем графически оформляют основание нулевого положения сердечка.

За исходные данные принимают максимальный радиус-вектор $r_{180^\circ} = 3,44$ мм, радиус-вектор при повороте сердечка на 90° $r_{90^\circ} = 1,72$ мм.

Уравнение логарифмической спирали в общепринятой форме записывают так:

$$r = ae^{m\alpha} \quad (m > 0),$$

где r — переменный радиус-вектор в произвольной точке спирали; a — размерный коэффициент; $m = \operatorname{tg} \beta$; $\beta = \operatorname{const}$ — угол подъема спирали; α — переменный угол поворота сердечка; при $\alpha = 0$ $r = a = r_0$ — начальный радиус спирали.

Эту формулу можно переписать так:

$$r = r_0 e^{(\operatorname{tg} \beta) \alpha}.$$

На рис. 161, a показаны углы α , β , φ , радиус-вектор r и нормаль R к спирали в точке M . Угол подъема спирали β является одновременно и углом давления.

Угол ψ образован продолжением радиус-вектора r и касательной TT в точке M : $\psi = \text{arctg } m$. Угол $\beta = 90^\circ - \psi$.

Угол β подъема спирали (в градусах) найдем с учетом исходных данных из формул

$$r_{180^\circ} = r_0 e^{(\text{tg } \beta) \alpha_1} = 3,44 \text{ мм}; \quad \alpha_1 = 180^\circ = \pi;$$

$$r_{90^\circ} = r_0 e^{(\text{tg } \beta) \alpha_2} = 1,72 \text{ мм};$$

$$\alpha_2 = 90^\circ = \frac{\pi}{2}.$$

Прологарифмируем оба выражения и из верхнего вычтем нижнее:

$$\ln r_{180^\circ} = \ln r_0 + \text{tg } \beta \pi$$

$$\ln r_{90^\circ} = \ln r_0 + \text{tg } \beta \frac{\pi}{2}$$

$$\frac{\ln r_{180^\circ} - \ln r_{90^\circ}}{\ln r_{180^\circ} - \ln r_{90^\circ}} = \frac{\text{tg } \beta \pi - \text{tg } \beta \frac{\pi}{2}}{\text{tg } \beta \pi - \text{tg } \beta \frac{\pi}{2}};$$

$$\text{tg } \beta = \frac{\ln 3,44 - \ln 1,72}{1,57} = 0,4415;$$

$$\beta = 23^\circ 50'; \quad \psi = 90^\circ - \beta = 66^\circ 10'.$$

Начальный радиус r_0 определим из выражений

$$\ln r_0 = \ln r_{180^\circ} - \pi \text{tg } \beta;$$

$$\ln r_0 = \ln 3,44 - 3,14 \cdot 0,4415.$$

По таблице логарифмов находим значение

$$r_0 = 0,862 \text{ мм}.$$

Уравнение логарифмической спирали примет вид

$$r = 0,862 e^{0,4415 \alpha}.$$

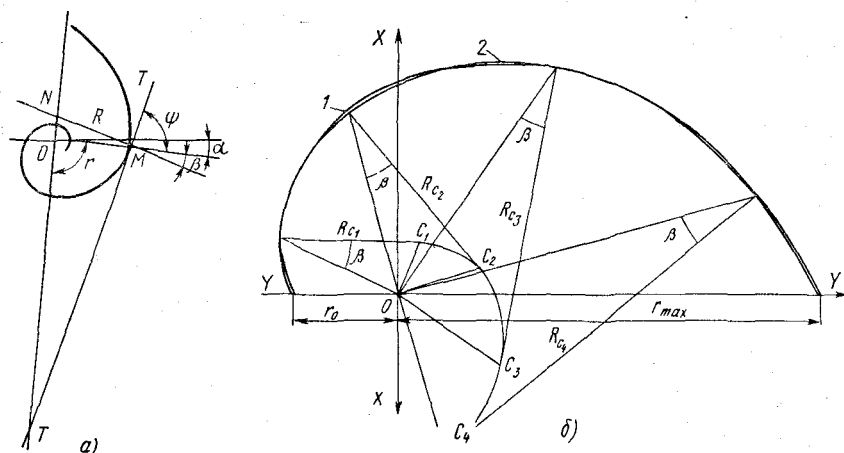


Рис. 161. Рабочая поверхность сердечка:

a — логарифмическая спираль; b — форма кривой рабочей поверхности

Составим таблицу значений r в зависимости от угла поворота сердечка. Для этого прологарифмируем последнее выражение:

$$\ln r = \ln 0,862 + 0,4415 \alpha.$$

На основании данных табл. 30 строим профиль сердечка в масштабе 50 : 1.

Проводим координаты XU с центром O (рис. 161, б). Центр O есть ось вращения сердечка. От точки O по оси Y откладываем влево начальный радиус (в масштабе) $r_0 = 43,1$ мм и вправо максимальный радиус $r_{\max} = 172$ мм. От точки O по оси X откладываем вверх $r_{90^\circ} = 86$ мм.

Из центра O проводим относительно оси Y лучи через 10° и на них откладываем величины радиус-векторов из табл. 31. Соединяя конечные точки радиусов плавной кривой, получим отрезок искомой логарифмической спирали I .

Заменяем полученный отрезок спирали четырьмя дугами окружностей 2 с радиусами кривизны $R_{c_1}, R_{c_2}, R_{c_3}, R_{c_4}$ и центрами C_1, C_2, C_3, C_4 .

В табл. 31 приведены значения данных параметров.

Значения радиусов $r_c = \sqrt{r_1 r_2}$, где r_1 и r_2 — радиус-векторы граничных точек отрезка спирали.

Значения координат x_c, y_c центров C_1, C_2, C_3, C_4 находят по формуле

$$x_c = mae^{m\alpha} \cos \alpha;$$

$$y_c = mae^{m\alpha} \sin \alpha.$$

Значение радиуса кривизны

$$R_c = \frac{r_c}{\cos \beta}.$$

Логарифмическая спираль обеспечивает наименьшие габаритные размеры сердечка, что имеет существенное значение для компоновки механизма секундомера.

Таблица 30

α		Радиус-вектор сердечка, мм	α		Радиус-вектор сердечка, мм
град	рад		град	рад	
0	0	0,862	100	1,7453	1,86
10	0,1745	0,930	110	1,9142	2,01
20	0,3491	1,000	120	2,0944	2,16
30	0,5236	1,07	130	2,2689	2,34
40	0,6981	1,17	140	2,4434	2,53
50	0,8727	1,27	150	2,6180	2,72
60	1,0472	1,36	160	2,7925	2,94
70	1,2217	1,48	170	2,9670	3,19
80	1,3963	1,60	180	3,1416	3,44
90	1,5708	1,72	—	—	—

Таблица 31

α , град	Длина дуги, град	Радиус-вектор сердечка r , мм	Радиус-вектор сердечка посередине дуги r_c , мм	Координаты центра радиусов кривизны, мм		Радиус кривизны R_c , мм
				x_c	y_c	
0 25 50	От 0 до 50	0,862 1,27	1,046	0,417	-0,193	1,144
75 100	От 50 до 100	1,27 1,86	1,537	0,190	-0,685	1,68
125 150	От 100 до 150	1,86 2,72	2,25	-0,560	-0,814	2,459
165 180	От 150 до 180	2,72 3,44	3,068	-1,320	-0,359	3,356

Рекомендуется при изготовлении сердечек назначать угол подъема спирали в пределах 20—25°, т. е. этот угол должен быть больше угла трения.

В табл. 32 приведены параметрические данные логарифмических спиралей сердечек секундомеров отечественных и зарубежных фирм.

На секундомеры установлен ГОСТ 5072—72. В нем, помимо типов и классов точности, регламентированы также емкость и цена деления шкал, продолжительность работы механизма от

Таблица 32

Марка отечественного изделия, зарубежная фирма	Калибр механизма, мм	Кулачок секундомерной стрелки		Кулачок счетчика минут	
		Уравнение логарифмической спирали	Угол подъема спирали	Уравнение логарифмической спирали	Угол подъема спирали
«Полет»	30	$r = 0,7035 e^{0,3961 \alpha}$	21° 30'	$r = 0,5933 e^{0,4273 \alpha}$	23°
«Агат»	42	$r = 0,846 e^{0,4155 \alpha}$	22 30	$r = 0,846 e^{0,4155 \alpha}$	22 30
«Слава»	62	$r = 0,92275 e^{0,4408 \alpha}$	24	$r = 1,133 e^{0,4285 \alpha}$	23
«Омега» (Швейцария)	42	$r = 0,885 e^{0,4488 \alpha}$	24	$r = 0,8625 e^{0,4396 \alpha}$	24
«Лемания» (Швейцария)	42	$r = 0,870 e^{0,434 \alpha}$	23 30	$r = 0,8625 e^{0,4376 \alpha}$	24

одного полного завода пружины и др. Основной параметр точности — погрешность — приведена в табл. 33 и 34.

Показания секундомеров сравниваются с показаниями образцового измерителя времени, точность которого должна соответствовать точности морского хронометра по ГОСТ 8916—70. Среднюю погрешность σ_{cp} для каждого промежутка времени 30 или 60 мин и каждого положения секундомера определяют как алгебраическую сумму всех погрешностей:

$$\sigma_{cp} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \dots + \sigma_n}{n},$$

где $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_n$ — погрешности секундомера при каждом цикле испытаний; n — число циклов испытаний.

Таблица 33

Калибр механизма, мм	Класс точности	Скачок секундной стрелки, с	Средняя погрешность δ в с за		Допускаемое отклонение E от средней погрешности в с за		Максимальная погрешность в с за 30 или 60 с	Периодичность подзавода при непрерывной эксплуатации, ч	Продолжительность работы механизма от одной заводки (не менее), ч
			30 мин	60 мин	30 мин	60 мин			
42	1	0,1	$\pm 0,3$	—	$\pm 0,2$	—	$\pm 0,2$	3	8
		0,1	$\pm 0,4$	$\pm 1,0$	$\pm 0,3$	$\pm 0,8$	$\pm 0,2$	3	8
	2	0,2	$\pm 0,6$	$\pm 1,1$	$\pm 0,4$	$\pm 0,8$	$\pm 0,3$	6	14
		0,1	$\pm 0,7$	—	$\pm 0,5$	—	$\pm 0,2$	3	8
	3	0,2	$\pm 1,0$	$\pm 1,6$	$\pm 0,7$	$\pm 1,2$	$\pm 0,3$	6	14
54	1	0,1	$\pm 0,25$	—	$\pm 0,2$	—	$\pm 0,1$	3	8
		0,1	$\pm 0,4$	—	$\pm 0,3$	—	$\pm 0,1$	3	8
	2	0,2	$\pm 0,4$	$\pm 0,8$	$\pm 0,3$	$\pm 0,8$	$\pm 0,2$	6	14

Таблица 34

Калибр механизма, мм	Класс точности	Скачок секундной стрелки, с	Максимальная погрешность в с за		Периодичность подзавода при непрерывной эксплуатации, мин	Продолжительность работы механизма от одного полного завода (не менее), мин
			60 с	3 мин		
42	1	0,01	$\pm 0,08$	—	6	10
			$\pm 0,08$	$\pm 0,15$	15	30
	2	0,02	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	15	30
54	1	0,01	$\pm 0,05$	—	6	10
			$\pm 0,05$	$\pm 0,12$	6	10
	2		$\pm 0,08$	$\pm 0,15$	15	30

Допускаемое отклонение E от средней погрешности для промежутков времени 30 или 60 мин определяют как разность между погрешностью, полученной за один цикл испытаний, и средней погрешностью по формуле

$$E = \sigma_i - \sigma_{\text{ср.}}$$

Максимальную погрешность определяют как наибольшую по абсолютной величине из числа полученных для каждого промежутка времени 30 или 60 с и каждого положения секундомера в отдельности.

Максимальные погрешности не должны выходить за пределы, указанные в табл. 33 и 34.

Секундомеры подвергаются жестким испытаниям на срабатывание. Они должны выдерживать 6000 циклов срабатываний головок и безотказно работать при температуре окружающей среды от $+40$ до -40°C .

Периодом $T = 0,02$ с ограничивается применение анкерных ходов в механических секундомерах. Период колебания менее $0,02$ с осуществляется при других конструкциях хода и баланса.

3. ИЗМЕРИТЕЛИ ФИЗИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН

К группе этих приборов относятся тахометры, часовые счетчики оборотов, расходомеры и т. п. В связи с достигнутыми высокими точностями в технике измерения интервалов времени

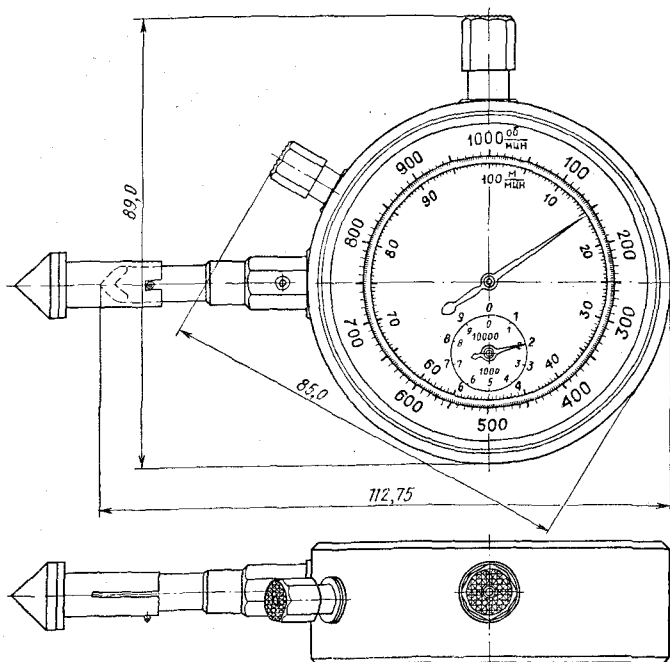


Рис. 162. Общий вид часового тахометра

измерения некоторых физических величин: скорости, ускорения, частоты, объема, давления сведены к косвенному методу измерения с помощью приборов времени.

На рис. 162 показан общий вид часового тахометра, предназначенного для измерения угловых скоростей вращающихся валов и окружных скоростей колес, ремней, шкивов и т. п.

Пределы измерения угловых скоростей — от 0 до 1000 по большой шкале и от 1000 до 10 000 об/мин по малой шкале и окружных (линейных) скоростей от 0 до 100 м/мин по большой шкале и от 100 до 1000 м/мин по малой шкале. Продолжительность одного измерения 4 с.

В часовом механизме с анкерным ходом применена система complication для пуска и возврата стрелок в нулевое положение. При нажатии на большую пусковую кнопку происходит одновременно завод пружины и пуск механизма в ход на продолжительность 4 с. При нажатии на малую пусковую кнопку происходит сброс стрелок на нуль. К тахометру прилагаются два наконечника с прямым и обратным конусом для замера частоты вращения и один наконечник с диском для замера линейных скоростей.

4. ДАТЧИКИ ИНТЕРВАЛОВ ВРЕМЕНИ И ВРЕМЕННЫХ ПРОГРАММ

Датчики интервалов времени и временных программ нашли универсальное применение. К числу первых относятся такие простейшие приборы времени, как процедурные часы, технические и бытовые таймеры, реле времени и др. К числу вторых — датчики временных программ или программные часовые механизмы, отличающиеся от первых тем, что выдают не одну, а серию выдержек времени, следующих одна за другой в определенной последовательности.

Программные часовые механизмы

Такие механизмы находят широкое применение в системах автоматизации различных производств. Программные часовые механизмы по требованию заказчиков рассчитаны на эксплуатацию в сложных и жестких условиях (перегрузки, вибрация, вакуум, невесомость, магнитные поля, влажность, интервалы температур и др.).

Программные часовые механизмы рассчитаны на продолжительный непрерывный срок работы в автономных системах. Классификация механизмов проведена по таким признакам, как повторяемость программ — разового и циклического действия; по числу программ — одно- и многопрограммные; по типу программноносителя — кулачковое устройство, программный диск, перфолента или перфокарта; по приводу — пружинный двигатель с ручным заводом или с электропод заводом, электродвигатель, управляемый спусковым регулятором.

В качестве примера рассмотрим кинематическую схему датчика интервалов времени — реле времени 4РВ, предназначенного для подачи звукового сигнала через заданный промежуток времени.

Диапазон задаваемых интервалов времени — от 0 до 60 мин. Шкала циферблата диаметром 75 мм имеет оцифровку через 5 мин. Точность срабатывания реле $\pm 0,5$ мин. Рукоятка включения одновременно подзаводит пружины хода и боя и поворачивает стрелку на заданное число минут.

Параметры пружин, мм

	Хода	Боя
Толщина h	0,18	0,24
Ширина b	3	3,45
Длина расчетная l	410	320
Длина общая L	450	380
Число оборотов барабанов n_6	9,65	5,9
Максимальный момент M_{\max} , Н·мм	34,3	74,5

Кинематическая схема приведена на рис. 163. Передаточное отношение от центрального колеса до ходового триба

$$i_{\text{общ}} = i_1 i_2 i_3 = \frac{z_1 z_3 z_5}{z_2 z_4 z_6} = \frac{54 \cdot 40 \cdot 40}{6 \cdot 6 \cdot 6} = 400.$$

При числе зубьев ходового колеса $z_{x,к} = 15$ число полных колебаний баланса в час будет $n = 400 \cdot 15 = 6000$ или период колебания баланса $T = 0,6$ с. Момент инерции баланса $J_6 = 104,076$ г·мм². Момент спирали $K = 0,0114$ Н·мм.

Баланс смонтирован на конических подпятниках, изготовленных из стали марки ШХ-15 (или ШХ-9). Калибр механизма — 60 мм.

Передаточное отношение механизма боя

$$i_{\text{боя}} = i_4 i_5 = \frac{z_7 z_9}{z_8 z_{10}} = \frac{40 \cdot 24}{6 \cdot 6} = 26,7.$$

При числе оборотов барабана $n = 5,9$ и числе зубьев скобочного колеса $z = 13$ скобочный валик сделает 2045 колебаний при ударе по звонковой части реле.

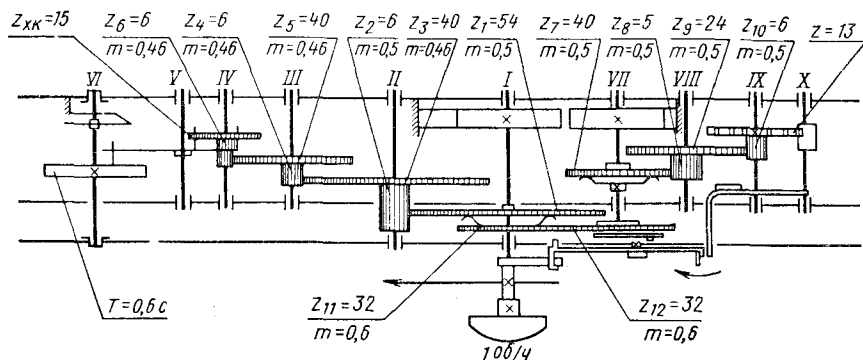


Рис. 163. Кинематическая схема реле времени 4РВ

При заводе пружины на интервал 5 мин (наиболее часто применяемый период времени) число колебаний или ударов будет равно 5—7.

Программное реле времени с перфолентой 16РВ

Программное реле предназначено для применения в системах управления и контроля при автоматизации технологических процессов в жилищно-коммунальных, торговых и транспортных предприятиях, а также для автоматического управления электроприборами, освещением и т. п. (рис. 164, а).

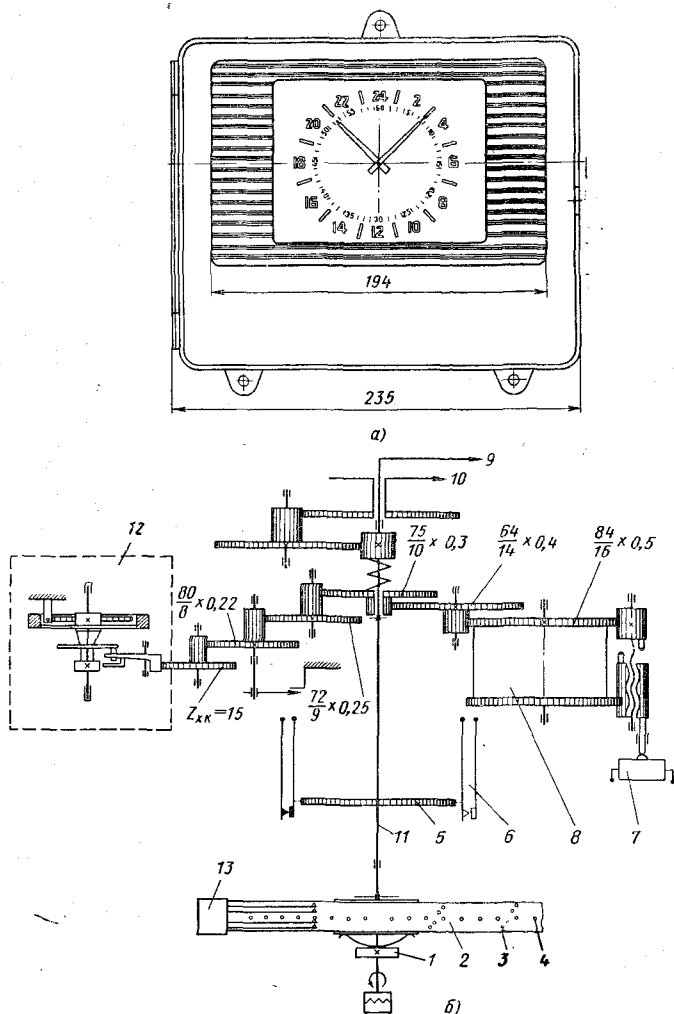


Рис. 164. Реле времени с перфолентой 16РВ:

а — вид с циферблатной стороны; б — кинематическая схема

Реле времени выполняет включение и выключение одной электрической трехфазной цепи по заданной программе. Минимальный интервал между включением и выключением составляет 1 мин. Точность срабатывания ± 10 с. Питание электродвигателя реле времени осуществляется от однофазной цепи напряжением 220 В.

Часовой механизм реле времени состоит из приставного спускового регулятора 12 с периодом колебания баланса $T = 0,4$ с, зубчатой передачи с передаточным отношением $i = 600$, пружинного двигателя 8 с $M_{\max} = 686$ Н·мм и стрелочного механизма с передаточным отношением $i = 1 : 24$.

Основным узлом реле времени является лентопротяжный сигнальный механизм, который перемещает программноноситель — бесконечную перфоленту 2 с программой в виде отверстий 3, пробитых в ленте.

Контактный валик механизма 1 (рис. 164, б), протягивающий перфоленту, фрикционно закреплен на оси 11, имеет 15 зубьев и делает один оборот в час. Шаг этого валика равен $60/15 = 4$ мин. Перфорированные отверстия 4 на ленте имеют шаг $t = 2,5$ мм, что по времени соответствует 4 мин. Так как программа рассчитана на 24 ч, то перфолента содержит $24 \cdot 60/4 = 360$ шагов, или 360 перфораторных отверстий диаметром 1,2 мм, расположенных посередине ленты на одной прямой линии. Следовательно, длина перфоленты $L = 360 \cdot 2,5 = 900$ мм, соответственно скорость передвижения $v = 900 : 1440 = 0,625$ мм/мин.

Программа на ленту наносится в виде программных отверстий 3 диаметром 1,5 мм специальным устройством — перфоратором. На рис. 164, б программные отверстия показаны условно по обе стороны от перфораторных отверстий. При движении перфоленты на нее упираются четыре неподвижных считывающих программу контакта 13, из них два контакта для включения и два для выключения цепи управляемого сигнала объекта.

Включение и выключение происходит в моменты попадания контактов в программные отверстия и замыкания их с контактными валиком.

На одной оси с контактными валиком закреплен кулачок минутных импульсов 5, имеющий число зубьев $z = 30$ и делающий 1 об/ч.

Кулачок управляет двумя контактными группами 6, выдающими минутные импульсы. Контакты смещены один относительно другого на 0,5 шага кулачка и попеременно замыкаются через 1 мин, а каждый в отдельности через 2 мин. Минутные импульсы управляют работой контактов 13, обеспечивая заданную точность срабатывания 10 с.

Механизм подзавода пружины двигателя состоит из электродвигателя с частотой вращения $n = 375$ об/мин, зубчатой передачи от триба двигателя до барабана и электромеханического устройства 7 включения и выключения электродвигателя. Подзавод

пружинного двигателя осуществляется автоматически через каждые 4 ч; продолжительность подзавода составляет 6 мин. Реле имеет минутную 9 и часовую 10 стрелки, показывающие текущее время.

В случае прекращения подачи электроэнергии часовой механизм может нормально работать в течение 24 ч от пружинного двигателя. Реле времени имеет секундную стрелку, по которой определяют и регулируют точность срабатывания. Блокировочное устройство реле времени разрывает цепь питания при открытии корпуса.

5. ДАТЧИКИ РАВНОМЕРНОЙ СКОРОСТИ

Датчики равномерной скорости нашли применение в различных областях науки и техники. Наибольшее распространение получили приставные спусковые регуляторы и часовые механизмы регистрирующих и показывающих устройств, в частности лентопротяжных механизмов, скоростных кинокамер, механизмов привода самопишущих приборов.

Приставные спусковые регуляторы

Регуляторы имеют широкое применение в часовых механизмах служебного и бытового применения, например в приборах гидрометеорологической и теплотехнической службы, в часовых механизмах глубинных манометров, в реле времени, в автомобильных и морских часах, в крупногабаритных настенных и настольных часах. Выпуск их исчисляется миллионами единиц в год.

Приставной спусковой регулятор состоит из двух основных узлов: колебательной системы баланс—спираль и свободного

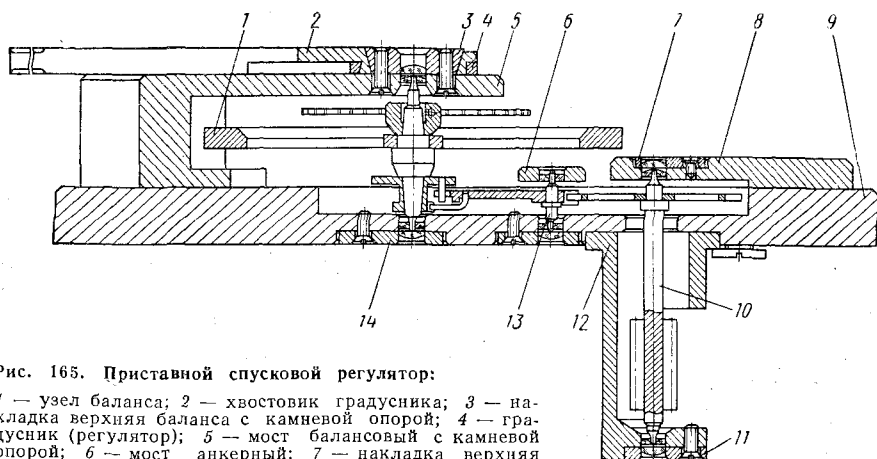


Рис. 165. Приставной спусковой регулятор:

1 — узел баланса; 2 — хвостовик градусника; 3 — накладка верхняя баланса с каменной опорой; 4 — градусник (регулятор); 5 — мост балансировый с каменной опорой; 6 — мост анкерный; 7 — накладка верхняя триба ходового колеса с каменной опорой; 8 — мост ходовой с каменной опорой; 9 — платина с каменными опорами; 10 — узел ходового колеса; 11 — накладка нижняя анкерной вилки и триба ходового колеса с каменной опорой; 12 — трубка ходового колеса; 13 — узел анкерной вилки; 14 — нижняя накладка баланса с камнем

анкерного хода (палетного, штифтового). Узлы монтируются на платине с помощью мостов.

На рис. 165 показана типовая конструкция спускового регулятора в разрезе. В ней применен безвинтовой баланс с плоской спиралью; период колебания $T = 0,4$ с, свободный анкерный палетный ход; максимальный момент на трибе ходового колеса $0,0343$ Н·мм и минимальный момент $0,0215$ Н·мм. Суточный ход Ω в пределах 60 с. Спусковой регулятор работоспособен в диапазоне температур от -30 до $+50^\circ$ С. Число камней — 14. Габаритные размеры платины $40 \times 26 \times 19$ мм. Три штифтовых отверстия в платине обеспечивают нормальное присоединение регулятора к часовому механизму.

Для обеспечения нормальной работы часовых механизмов с многодневным и многомесячным функционированием (от одного завода пружины) с высокой точностью хода спусковые регуляторы имеют дополнительный специальный узел — стабилизатор импульса. Стабилизатор допускает значительный перепад моментов и одновременно повышает точность хода, например с 60 с до 15—20 с в сутки. Стабилизаторы импульса применяют в спусковых регуляторах и при малом перепаде момента на трибе ходового колеса (15—20 мкН·м) для обеспечения высокой точности хода.

Приставные спусковые регуляторы нормализованы по основным параметрам: моменту на трибе ходового колеса, суточному ходу, периоду колебаний, перепаду температур и по присоединительным размерам.

Часовой механизм глубинных приборов

Часовой механизм глубинного прибора применяют в качестве привода контрольно-измерительных приборов при гидродинамических исследованиях нефтяных и газовых скважин. Он предназначен для приведения во вращение выводного вала приборов с равномерной угловой скоростью.

Часовой механизм состоит из следующих основных узлов (рис. 166): приставного спускового регулятора 8, зубчатой передачи 5, стабилизатора момента 6, пружинного двигателя 2.

Приставной спусковой регулятор имеет более совершенную конструкцию по сравнению с описанным выше, что продиктовано условиями эксплуатации глубинных приборов.

Ось баланса имеет противоударное устройство специального исполнения, спираль баланса снабжена внешней концевой кривой, ось анкерной вилки и ось ходового колеса имеют в опорах по четыре рубиновых камня, а всего в регуляторе 15 рубиновых камней.

Спуск (ход) — стальной анкерный палетный. Период колебания баланса $0,4$ с, спираль из сплава 42НХТЮА с температурным коэффициентом, равным $0,3$ с на 1° С.

В кинематическую цепь зубчатой передачи регулятора введен стабилизатор, обеспечивающий передачу стабильного

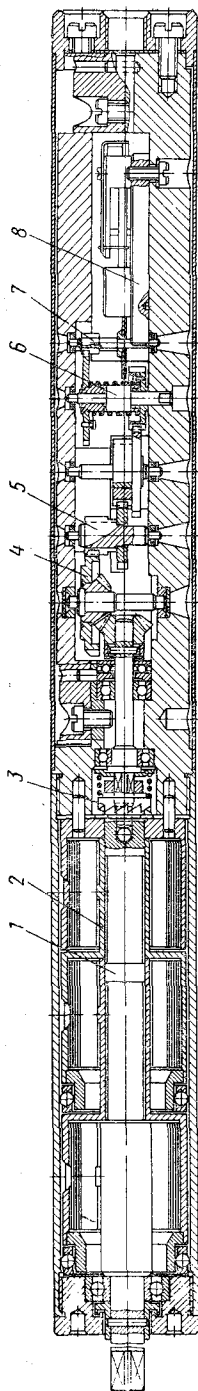


Рис. 166. Часовой механизм глубинного прибора (разрез по главным осям)

момента на триб ходового колеса через промежуточную зубчатую пару 7.

Конструкция стабилизатора проста в исполнении и надежна в эксплуатации.

Часовой механизм имеет пружинные двигатели двух типов. На рис. 166 показан двигатель, состоящий из трех спиральных, ленточных пружин значительной ширины, соединенных с заводным валиком 1 параллельно. Передача вращающего момента $M = 19,2 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ с валика 1 на зубчатое колесо 4 происходит через храповое устройство 3 и пару конических шестерен. Для создания момента $M = 192 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ применен двигатель с винтовой пружиной кручения прямоугольного сечения $1,25 \times 1,88 \text{ мм}$.

Часовой механизм имеет восемь модификаций по продолжительности хода от одной полной заводки пружин (от 2-х до 256 часов). Соответственно частота вращения валика 1 изменяется от $1/16$ до 8 об/ч.

Модификации получены в основном путем применения в спусковом регуляторе системы баланс — спираль с периодом колебания $T = 0,4$ и $0,2 \text{ с}$ и изменения передаточного отношения в кинематической цепи путем введения двух дополнительных зубчатых пар.

Часовой механизм вибропрочен при частоте 10—50 Гц с ускорением до 30 м/с^2 и ударопрочен при частоте 0,5 Гц с ускорением до 200 м/с^2 . Часовой механизм смонтирован в механическом корпусе диаметром 22 мм, длиной 232 мм (при снимаемом вращающем моменте $19,2 \text{ Н}\cdot\text{мм}$) и длиной 830 мм (при снимаемом вращающем моменте $192 \text{ Н}\cdot\text{мм}$). Соответственно масса прибора 0,45 кг и 1,8 кг. Часовой механизм работоспособен при температуре от -10 до $+160^\circ \text{ С}$.

Для той же цели — записи равномерной скорости передвижения, но в другом конструктивном оформлении, выполнены часовые механизмы для привода самопишущих приборов: термографов, барографов и др.

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ПРИБОРЫ ВРЕМЕНИ И ЭЛЕКТРОЧАСОВЫЕ СИСТЕМЫ

Глава 10

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ПРИБОРЫ ВРЕМЕНИ

1. ХАРАКТЕРИСТИКА

ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПРИБОРОВ ВРЕМЕНИ

ПО ФУНКЦИОНАЛЬНОМУ И КОНСТРУКТИВНОМУ ПРИЗНАКАМ

Электрическими приборами времени называются приборы, имеющие механический осциллятор и электрическую систему формирования импульса (привод) для возбуждения автоколебаний осциллятора.

По физическому принципу действия приборы подразделяют на электромеханические и электронно-механические.

В электромеханических приборах времени поступление электроэнергии в систему привода осциллятора осуществляется *контактным способом*. В определенной фазе движения осциллятора происходит замыкание контактов и поступление электроэнергии от источника тока в систему привода. Как было отмечено ранее, в механических приборах времени функции освобождения колесной системы и функции привода совмещаются конструктивно в одном узле — ходе.

В электромеханических приборах времени эти функции разделены. Электроэнергия в систему привода поступает непосредственно от источника тока, минуя колесную систему и систему хода.

В электронно-механических приборах времени поступление электроэнергии в систему привода осциллятора осуществляется *бесконтактным способом*. В определенной фазе движения осциллятора электронная система прибора отпирает транзистор и пропускает электроэнергию от источника тока в систему привода.

Электрическая система привода делится на магнитоэлектрическую и электромагнитную.

В магнитоэлектрической системе силовой импульс формируется в результате взаимодействия магнитного поля постоянных магнитов с магнитным полем бескаркасной катушки, по виткам которой течет ток.

В электромагнитной системе силовой импульс формируется в результате взаимодействия магнитного поля электромагнита

с деталью из магнитомягкого материала; в частном случае деталью может служить якорь маятника и кольцо, посаженное на обод баланса.

Магнитоэлектрический привод предпочтительнее в наручных часах, поскольку он при малых габаритных размерах создает более сильное магнитное поле; следовательно, к. п. д. его выше электромагнитного.

Принципиально электрические приборы времени отличаются от механических следующим: 1) продолжительностью действия от одного источника тока — один год и более; 2) повышением точности хода за счет стабильности напряжения источника тока; 3) применением высокочастотных осцилляторов, например камертонных, отличающихся высокой добротностью, что повышает точность и стабильность хода часов; 4) универсальностью применения в различных процессах производства и в научных исследованиях.

Конструктивно электрические приборы времени отличаются от механических следующим: 1) применением новых осцилляторов — камертона, струны, кварца; 2) применением источника питания — гальванического элемента, или аккумуляторной батареи вместо пружинного и гиревого двигателя; 3) спусковым механизмом с магнитной фиксацией; 4) формами временной информации (применена цифровая индикация); 5) системой привода (магнитоэлектрическая или электромагнитная); 6) основной колесной системой, являющейся редукторной (трибы ведущие, а колеса ведомые).

Однако электрические приборы времени уступают механическим по ряду признаков, носящих временный характер, например у электромеханических приборов времени с балансным осциллятором контактная группа совершает в сутки 432 тыс. замыканий (при $T = 0,4$ с) или около 160 млн. замыканий в год: в результате происходит эрозия металла контактов, их износ и выход из строя.

У электронно-механических приборов времени при падении напряжения источника тока происходит снижение амплитуды колебания баланса. Срок действия источника тока — один год — недостаточен. Чтобы удовлетворить требования потребителя, электрические часы должны работать от одного источника тока не менее трех лет и замена их должна быть возможна в любой часовой мастерской. Применение в электрических наручных часах дополнительных устройств сопряжено со значительным увеличением расхода тока.

2. ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ПРИБОРЫ ВРЕМЕНИ С БАЛАНСОВЫМ ОСЦИЛЛЯТОРОМ

Отечественной часовой промышленностью освоен и серийно выпускается ряд приборов времени технического назначения, в которых источником энергии служит аккумуляторная батарея,

а привод на осциллятор осуществляется через контактное устройство. К группе таких приборов времени относятся автомобильные часы, имеющие оригинальную конструкцию привода и контактного устройства.

Автомобильные часы

Часы применяются в легковых машинах «Победа», «Волга», «ЗИЛ» и в некоторых марках автобусов. Специфика эксплуатации часов обусловила применение в них подсвета циферблата, термореле и более совершенную систему пыле- и влагозащиты механизма. Механизм часов состоит из приставного спускового регулятора, зубчатой передачи и электромагнитного завода тяговой пружины.

Приставной спусковой регулятор применяемого типа показан на рис. 165.

Зубчатая передача от триба ходового колеса до центрального триба имеет $i = 1 : 600$ и в стрелочном механизме типовую схему с $i = 1 : 12$.

Электромагнитный завод тяговой пружины происходит периодически — через 3—4 мин от электрической сети машины, напряжением 12 В. Усилие, развиваемое тяговой пружиной, равно 1,60—1,85 Н.

На рис. 167, *а* показан якорь электромагнита. Якорь со втулкой 5 надевают на минутную ось механизма, и он свободно вращается на ней (с малым зазором). На оси 4 закрепляют одним концом тяговую пружину 1 (рис. 167, *б*) второй конец закрепляют на кронштейне моста 3. Пружина — цилиндрическая с числом витков 34—35; ход пружины при растяжении равен 7—8 мм. На якоре укреплены две собачки 2 (рис. 167, *а*), соединяющие якорь с храповым колесом 2 (рис. 167, *б*), которое надето на минутную ось механизма. Пружинки 1 (рис. 167, *а*) удерживают собачки в контакте с храповыми зубьями колеса при вращении якоря по часовой стрелке.

На рис. 167, *в* показано контактное устройство. Кронштейн 11 прикреплен к плате. На нем закреплена контактная пружина 2 с пружинкой-ограничителем 3. Обе пружины изолированы от кронштейна. Подвижный контактный рычаг 6 свободно сидит на оси 10. Пружина 12 фиксирует положение контактов 4 и 5 в замкнутом и разомкнутом состоянии.

Палец 8 с изоляционной трубкой 7 ограничивает опускание рычага 6. Выступ 1 кронштейна ограничивает поворот якоря в пределах 22—25°. С двойным рожком 9 контактирует палец 3 (рис. 167, *а*) якоря, замыкая и размыкая контакты.

На задней плате механизма укреплен электромагнит (рис. 167, *г*), имеющий 560 витков провода диаметром 0,35 мм. Между башмаками В электромагнита и стенками А якоря имеется небольшой, но строго рассчитанный воздушный зазор (0,2—0,3 мм).

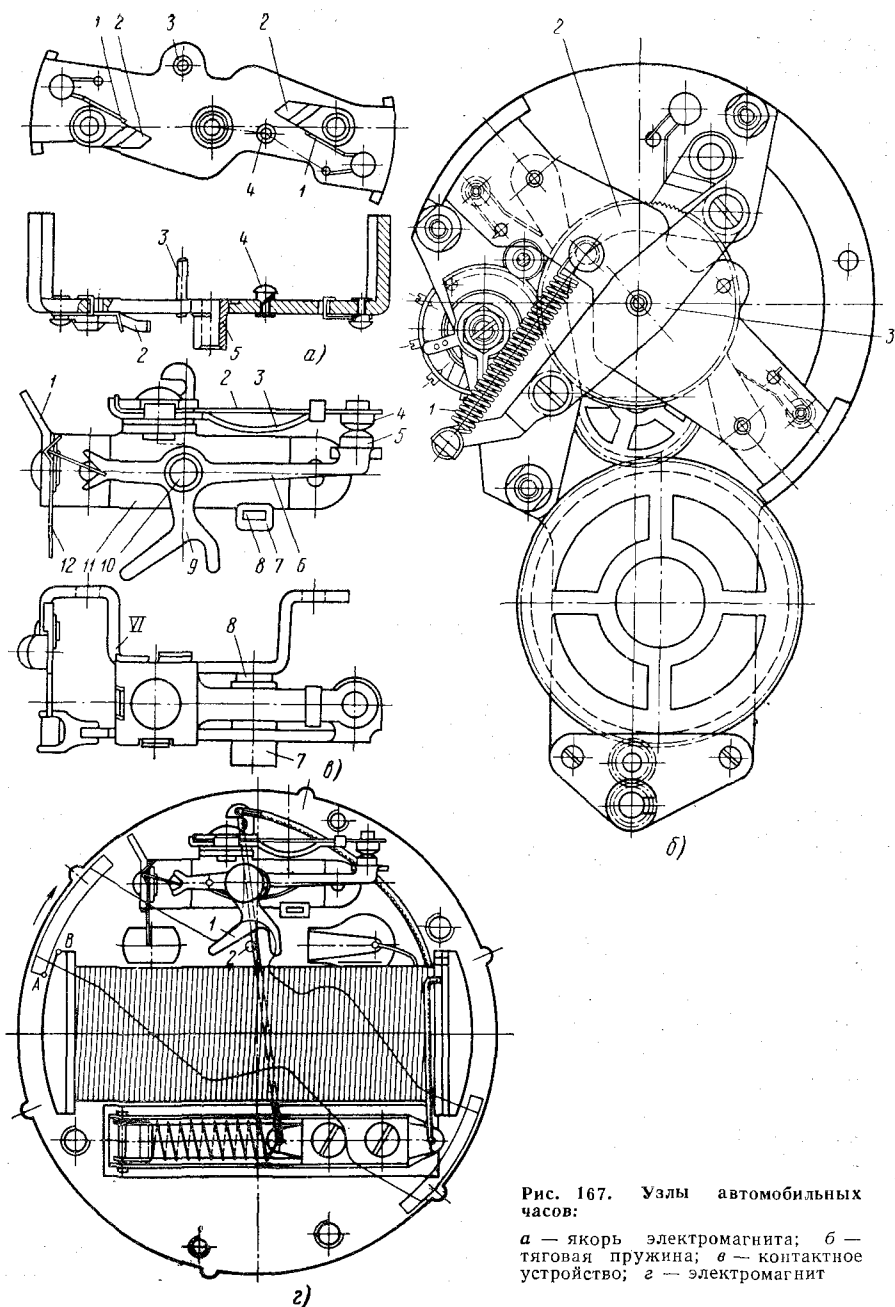


Рис. 167. Узлы автомобильных часов:

a — якорь электромагнита; *б* — тяговая пружина; *в* — контактное устройство; *г* — электромагнит

Привод работает следующим образом. При вращении якоря по часовой стрелке под действием растянутой тяговой пружины штифт 2 якоря давит на правое плечо рычага 1 и замыкает контакты; сердечники башмака электромагнита притягивают якорь в обратном направлении, растягивая тяговую пружину на 7—8 мм. Отход штифта 2 якоря в обратном направлении сопровождается поворотом левого плеча рычага и размыканием контактов.

Применение термореле в механизме необходимо для защиты обмотки электромагнита и контактного устройства от перегрева при падении напряжения ниже нормы. Обмотка термореле включена параллельно обмотке электромагнита.

При частых заводах тяговой пружины необходимо бесперебойно сохранять действие вращающего момента на минутную ось. Для этой цели служит дополнительная пружинка, расположенная на втулке минутного колеса.

Перевод стрелок в часах осуществляется вращением головки, составляющей одно целое с гибким шлангом.

Для легкового автомобиля ВАЗ-2103 «Жигули» освоены и выпускаются часовой промышленностью часы автомобильные, имеющие бесконтактный магнитоэлектрический привод. Механизм часов состоит из электронного блока, балансового осциллятора, преобразователя колебаний и колесной передачи. Часы работают от электрической сети автомобиля напряжением от 8 до 16 В. Часы имеют секундную стрелку.

Наручные электромеханические часы (рис. 168, а)

Часы освоены и серийно выпускаются для служебных целей и для научных исследований. Они имеют 24-часовую шкалу, календарное и противоударное устройства; средний суточный ход в шести положениях не более 4 с. Часы работоспособны в магнитных полях большой напряженности, при значительных линейных перегрузках, в вакууме, при широком диапазоне температур и т. д.

Питание часы получают от гальванического элемента с э. д. с. 1,5 В.

Принцип действия часов следующий. Для поддержания автоколебаний системы баланс—спираль магнитоэлектрический привод при каждом полукосебании баланса сообщает ему *силовой импульс*.

Магнитоэлектрический привод состоит из подвижной магнитной системы 6 (рис. 168, б), неподвижной катушки 5, контактной системы, источника тока (на рисунке не показан).

При движении баланса 3 со спиралью 4 рубиновый камень 9, укрепленный в двойном ролике, в определенный момент замыкает на короткий промежуток времени контакты 11 цепи катушки 5. В катушку поступает ток от гальванического элемента; возникшее при этом магнитное поле катушки взаимодействует с магнитным полем постоянных магнитов, укрепленных на балансе. Это

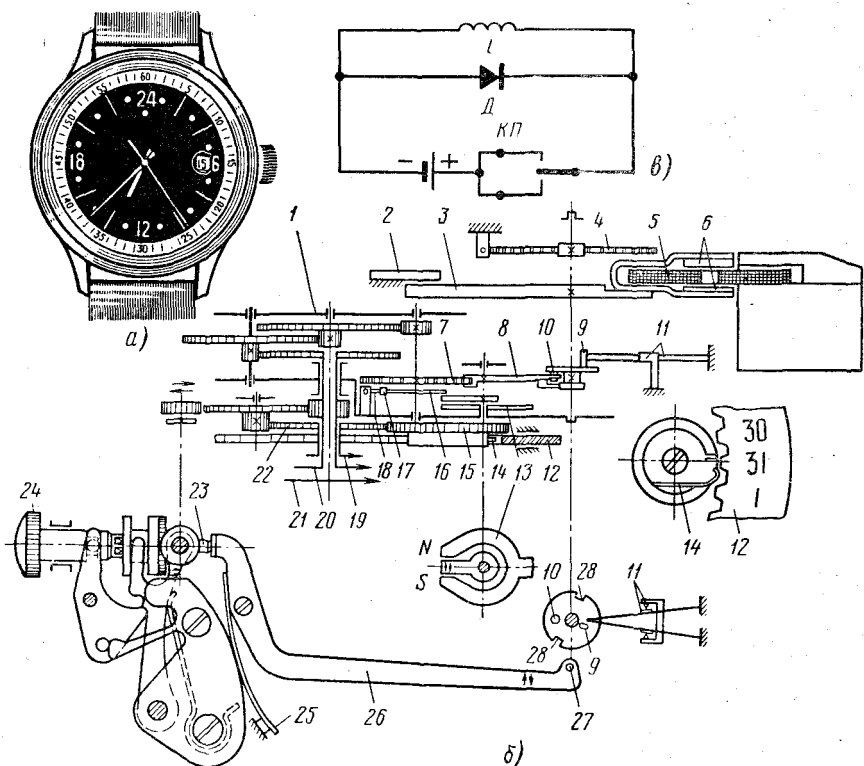


Рис. 168. Наручные электромеханические часы:

а — общий вид; б — кинематическая схема; в — электрическая схема

действие сообщает силовой импульс балансу для поддержания его колебаний. Постоянные магниты изготовлены из платино-кобальтового сплава с высокой магнитной энергией. Для исключения преждевременного подгорания контактов в электрическую схему параллельно включен миниатюрный диод (рис. 168, в).

Преобразование колебательного движения баланса во вращательное движение стрелок 19, 20, 21 (рис. 168, б) и календарного устройства осуществляется импульсным камнем 10, поворачивающим анкерную вилку 8; последняя поворачивает спусковое колесо 7 с зубьями специального профиля. Фиксация спускового колеса осуществляется храповым устройством, состоящим из храпового колеса 16 с 60 мелкими зубьями и фиксирующего рубинового камня 17, закрепленного на пружине 18. Храповое колесо закреплено на одной оси со спусковым колесом (рис. 169). Далее передача движения на стрелки осуществляется редуктором 1, состоящим из трех зубчатых пар с передаточным отношением $i = 1 : 300$.

В отличие от механических часов здесь спусковое колесо имеет число зубьев $z = 30$, и соответственно триб колеса имеет $z = 14$.

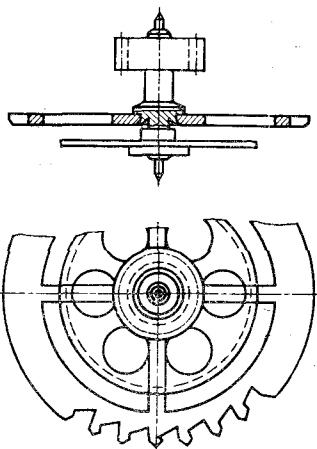
С часового колеса 22 (см. рис. 168) движение передается на календарное колесо 15, в проточке которого расположена пружина 14, взаимодействующая с зубьями календарного диска 12. Календарный диск фиксируется в определенном положении специальным фиксатором (на рисунке не показан). Анкерная вилка фиксируется в крайнем положении слабым постоянным магнитом 13 подковообразной формы.

Для обеспечения надежности действия часов в условиях вакуума применено специальное устройство 2, ограничивающее амплитуду колебаний баланса сверх 300° .

Постоянные магниты баланса наводят в ограничителе 2 вихревые токи, в результате чего возникает тормозящая сила, снижающая амплитуду колебаний. Ограничитель 2 изготовлен из алюминиевого сплава.

В данной конструкции применено следующее устройство для установки стрелок на точное время. При вытягивании заводной головки 24 рычаг 26 с помощью пружинки 25 своим штифтом 27 войдет в один из пазов 28 двойного ролика и остановит баланс. Паза выбраны так, чтобы спираль баланса была закручена (раскручена) на 90° от положения равновесия.

При нажатии на заводную головку валик 23 давит на рычаг 26 и выводит его из соприкосновения с двойным роликом — часы начинают функционировать. Циферблат часов разделен на 24 ч, следовательно, и зубчатая передача стрелочного механизма имеет $i = 1/24$. Механизм часов помещен в герметичный корпус из нержавеющей стали.



3. ЭЛЕКТРОННО-МЕХАНИЧЕСКИЕ ПРИБОРЫ ВРЕМЕНИ С БАЛАНСОВЫМ ОСЦИЛЛЯТОРОМ

Часовой промышленностью освоены и выпускаются для бытовых нужд и для служебных целей электронно-механические приборы времени с балансовым осциллятором следующих видов: наручные часы, настольные часы, будильники и настенные часы.

Наручные электронно-механические часы

Наручные электронно-механические часы созданы на базе описанных выше электромеханических часов. Принципиальное отличие заключается в замене контактной группы электронным блоком. Для поддержания колебаний системы баланс—спираль магнитоэлектрический привод при каждом полуколебании баланса сообщает ему силовой импульс. На рис. 170 приведены функциональная, кинематическая и электронная схемы часов.

Магнитоэлектрический привод (рис. 170, б) состоит из неподвижных катушек освобождения 1 и импульса 2, магнитной системы 3, источника электрической энергии и электронной схемы (рис. 170, в). При движении баланса постоянные магниты, укрепленные вместе с магнитоприводом на нем, пересекают витки катушки освобождения, наводя в ней э. д. с. Последняя своей отрицательной синусоидальной волной снижает сопротивление между эмиттером и коллектором и «отпирает транзистор», вызывая появление тока в импульсной катушке. Ток, проходящий по импульсной катушке, создает вокруг нее сильное магнитное поле, взаимодействующее с магнитным полем постоянных магнитов. В результате этого взаимодействия создается силовой импульс, который поддерживает колебания баланса, преодолевая все виды сопротивлений. При выходе магнитной системы баланса из зоны катушек взаимодействие магнитных полей прекращается.

Преобразование колебательного движения баланса во вращательное движение стрелочного механизма происходит так же, как в электромеханических часах.

Для смещения рабочей точки транзистора между его базой и коллектором включен резистор R (рис. 170, в). Катушка освобождения L_1 подключена к базе транзистора через разделительный конденсатор C , который в сочетании с резистором при остановленном балансе поддерживает схему в режиме релаксации, т. е. периодическом импульсе. Такой режим позволяет снизить угол запуска баланса до 10° и тем самым обеспечить надежную работу часов.

Наличие в схеме разделительного конденсатора и резистора смещения дает возможность применить транзистор с малым коэффициентом усиления по току $\beta = 50 \div 60$.

Расход тока — один из основных показателей действия часов. Электронная схема, приведенная на рис. 170, в, отличается большой надежностью в работе, угол запуска баланса в интервале температур от -10 до $+40^\circ\text{C}$ снижен до 10° , расход тока составляет $8\text{—}10$ мкА. Амплитуда колебаний баланса при изменении температуры от 0 до $+30^\circ\text{C}$ изменяется незначительно—от 260 до 280° . Электронная схема носит название схемы с общим эмиттером.

Создание такой конструкции часов потребовало разработки и освоения смежными отраслями промышленности специальных материалов и комплектующих изделий.

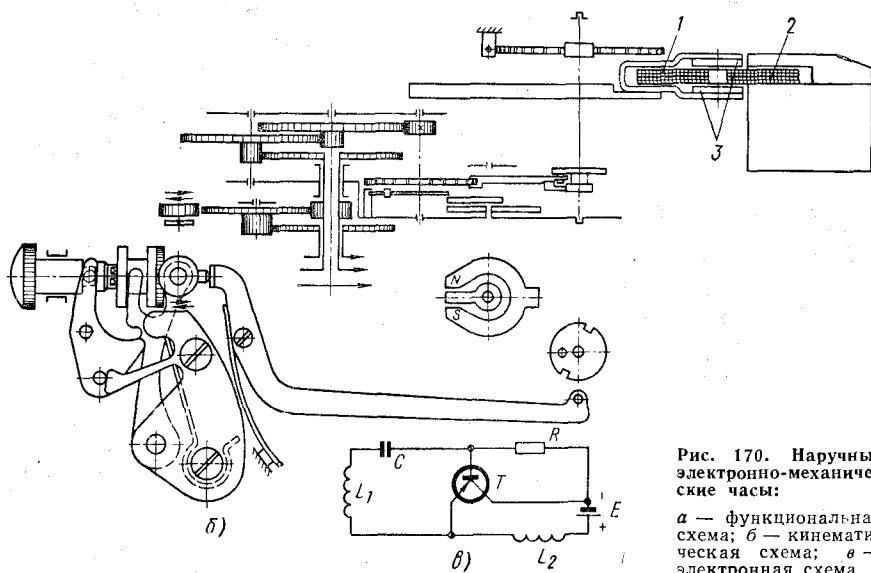
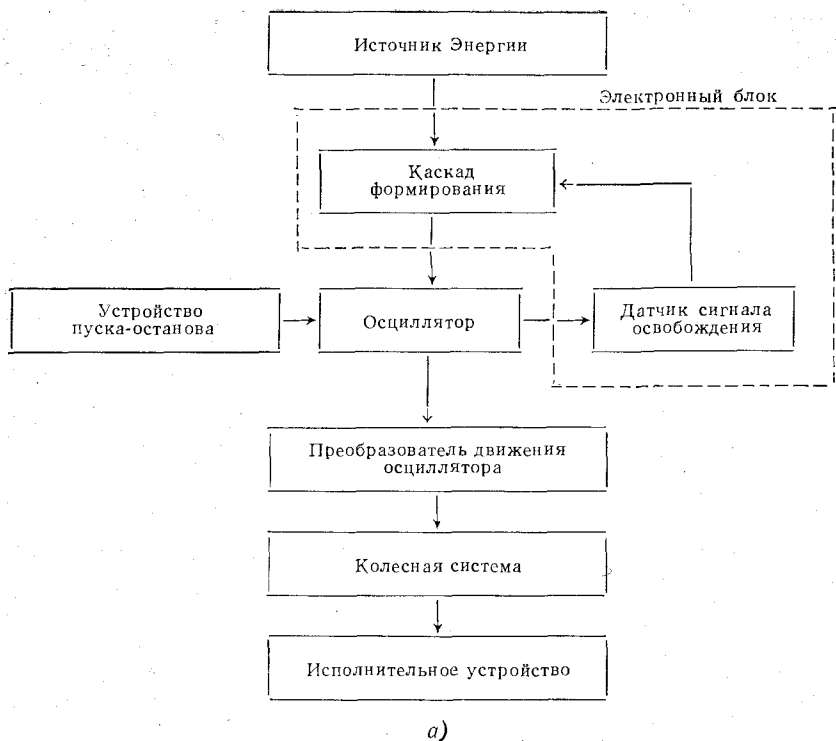


Рис. 170. Наручные электронно-механические часы:

а — функциональная схема; б — кинематическая схема; в — электрическая схема

Расчет магнитной системы привода часов (рис. 171)

Величины параметров, взятые из конструктивных чертежей:

l_1 — высота верхнего магнита — 0,30 мм;

l_2 — высота нижнего магнита — 0,20 мм;

$a_{м.д.}$ — длина магнитов — 2,40 мм;

$b_{м.}$ — ширина магнитов — 2,60 мм;

$p_{м.}$ — периметр магнитов — 10 мм;

$h_{м.п.}$ — высота магнитопровода — 0,25 мм;

$b_{м.п.}$ — ширина магнитопровода — 2,60 мм.

Цель расчета магнитной системы — определение магнитной индукции в рабочем зазоре при заданных конструктивных размерах системы и характеристики магнитного сплава ПЛК-78, кривая размагничивания которого представлена на рис. 172.

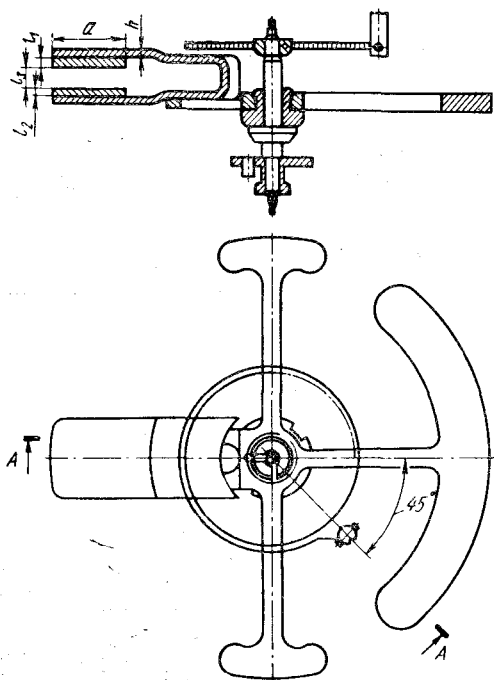
Параметры магнитной системы следующие.

Площадь магнита, см ²	0,0624
Высота магнита общая l , см	0,05
Высота рабочего зазора l_3 , см	0,09
Коэффициент рассеяния σ	1,9

Исходными данными для расчета служит система двух уравнений:

$$B_M s_M = \sigma B_3 s_3; \quad (104)$$

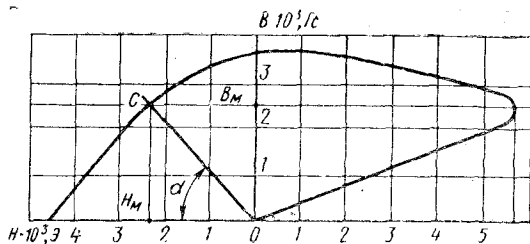
$$H_M l_M = f H_3 l_3; \quad (105)$$



где s_3 — площадь рабочего зазора; f — коэффициент, учитывающий падение напряжения в рабочем зазоре; B_M — магнитная индукция в нейтрали магнита, Гс; s_M — площадь сечения магнитов, $s_M = 6,24 \text{ мм}^2$; B_3 — магнитная индукция в зазоре, Гс; H_M — напряженность магнитного поля в нейтрали магнита, Э; l_M — высота обоих магнитов, $l_M = 0,5 \text{ мм}$; H_3 — напряженность магнитного поля в зазоре, Э; l_3 — высота рабочего зазора между магнитами, $l_3 = 0,9 \text{ мм}$; σ — коэффициент рассеяния магнитной системы, $\sigma = 1,9$.

Рис. 171. Балас с магнитной системой

Рис. 172. Петля гистерезиса магнитной системы



Площадь s_3 принимается равной s_M . В системе СГС численно $B_3 = H_3$. Разделим первое уравнение на второе и сократим на B_3 и H_3 ; s_M и s_3 , получим

$$\frac{B_M}{H_M} = \frac{\sigma}{f} \frac{l_M}{l_3}. \quad (106)$$

Уравнение (106) представляет собой прямую линию, называемую линией нагрузки; пересечение ее с кривой размагничивания материала (рис. 172) в точке C дает значения $B_M = 2450$ Гс и $H_M = 2320$ Э. Линия нагрузки наклонена к оси H_M под углом α , где

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{B_M}{H_M} = 1,055 \text{ и } \alpha = 46^\circ 30'.$$

Магнитная индукция в зазоре определяется по формуле

$$B_3 = \frac{B_M}{\sigma} = \frac{2450}{1,9} = 1290 \text{ Гс}. \quad (107)$$

Учитывая, что значение B_3 при работе магнитов в зоне катушки и при стабилизации их в процессе механической и термической обработки уменьшается в среднем на 8–12%, примем в окончательном виде значение $B_3 = 1290 \cdot 0,9 = 1160$ Гс.

При числовом равенстве B_3 и H_3 определим величину коэффициента

$$f = \frac{H_M}{H_3} \frac{l_M}{l_3} = \frac{2320 \cdot 0,5}{1290 \cdot 0,9} = 1.$$

Следовательно, падения напряжения магнитного поля в рабочем зазоре нет. Заметим, что магнитная энергия сплава равна $B_M \times H_M = 2450 \cdot 2320 = 5,68 \cdot 10^6$ Гс·Э.

Определим далее возможность пропускания магнитной индукции B_3 магнитопроводом системы. Для этого определим величину магнитного потока Φ в зоне соединения магнитов с магнитопроводом по формуле $\Phi = B_3 s_M = 1160 \cdot 0,0624 = 72,4$ Мкс. Теперь определим магнитную индукцию в магнитопроводе, зная площадь сечения магнитопровода:

$$B_{M.П} = \frac{\Phi}{s_{M.П}} = \frac{72,4}{0,0065} = 11138 \text{ Гс},$$

где $s_{M.П}$ — площадь сечения магнитопровода, см².

Магнитопровод данного сечения из железа Армко способен пропустить индукцию в 17 000 Гс, или 1,7 Т.

Расчеты показывают, что перенасыщения магнитного провода и, следовательно, рассеивания магнитной энергии по вине магнитопровода не будет.

Техническая характеристика часов следующая. Калибр механизма 26 мм, часы собраны на 16 камнях; в узле баланса применено противоударное устройство; гальванический элемент с номинальным напряжением 1,5 В; средний суточный ход в различных положениях не превышает 3 с. Период колебания $T = 0,4$ с; часы работают при температуре внешней среды от -10 до $+40^{\circ}$ С.

Настольные электронно-механические часы

Отечественной часовой промышленностью выпускаются настенные и настольные электронно-механические часы нескольких видов. Наиболее распространенная конструкция механизма применена в настольных часах, показанных на рис. 173. Часы по-

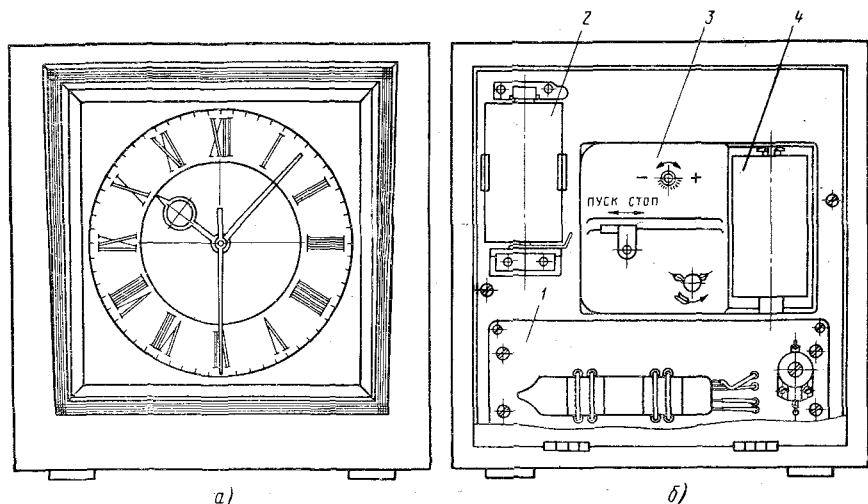


Рис. 173. Настольные электронно-механические часы:
а — вид со стороны циферблата; б — вид с задней стороны корпуса

мещены в квадратной формы корпус из древесины ценных пород. Часы имеют секундную стрелку; шкала циферблата с римскими цифрами. На обратной стороне корпуса расположены крышка 3 часов с надписями «ПУСК», «СТОП» и указателями поворота градусника и перевода стрелок, синхронизирующая приставка 1 с кварцевым генератором и две батареи 2 и 4 для питания синхронизирующей приставки и электронной схемы часов с магнитоэлектрическим приводом.

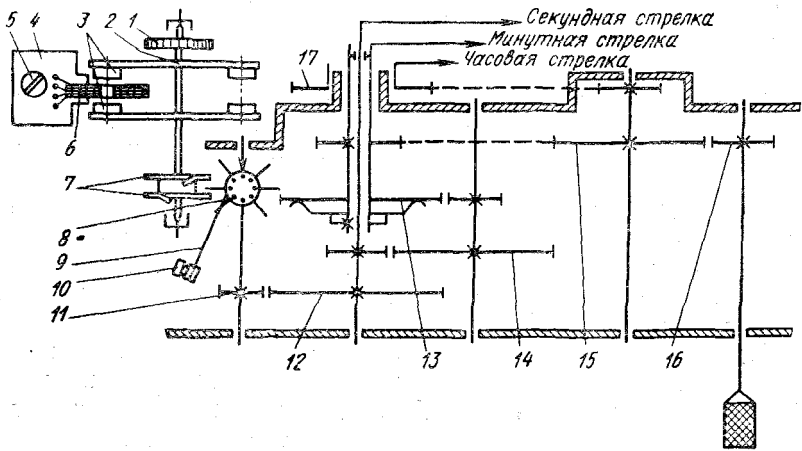


Рис. 174. Кинематическая схема часов (колесная система условно повернута)

Обе батареи обеспечивают суммарный расход тока 200 мкА при $E = (1,6 \div 1,3)$ В.

Механизм часов состоит из баланса, преобразователя движения баланса, колесной системы и электронной схемы привода.

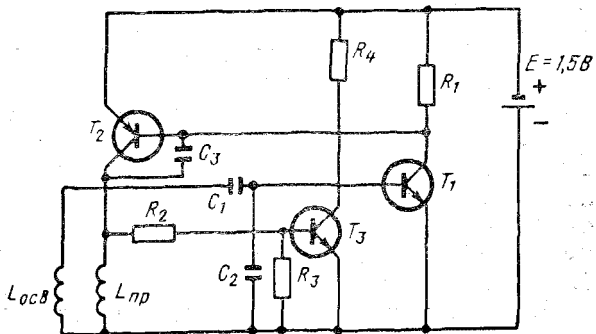
Баланс состоит из двух дисков 2 и спирали 1, посаженных на ось (рис. 174). На дисках закреплены феррит-бариевые магниты 3. В пазу пластины 4 с помощью винта 5 закреплена безкаркасная катушка 6, намотанная в два провода и состоящая из обмотки освобождения $L_{осв}$ обмотки привода $L_{пр}$ (рис. 175). На дисках укреплены два груза-противовеса.

В зазоре магнитов катушка расположена так, что ее геометрическая ось совпадает с осью магнитов при положении равновесия.

Размеры и параметры узла баланса следующие: диаметр дисков 23,8 мм; толщина 0,3 мм. Диаметр магнитов — 6 мм. Величина рабочего зазора для прохода катушки 2,3 мм; индукция в зазоре $B = 0,18$ Т, или 1800 Гс; толщина катушки 1,5 мм. Магнитопр-

Рис. 175. Электронная схема часов:

$R_1 = 30$ кОм; $R_2 = 4,7$ кОм; $R_3 = 15$ кОм; $R_4 = 100$ кОм; $C_1 = 50$ мкФ; $C_2 = 10$ мкФ; $C_3 = 0,01$ мкФ; $L_{осв} = 300$ Ом; $L_{пр} = 130 \div 140$ Ом; $W = 750$ Вт



водом служат диски баланса, соединенные между собой втулкой. Период колебания системы $T = 0,4$ с; амплитуда колебаний 240° .

Электронная схема механизма (рис. 175) содержит трехкаскадный усилитель постоянного тока, в котором первый и второй каскады выполнены на транзисторах T_1 и T_2 обратной проводимости, а каскад на транзисторе T_3 прямой проводимости.

Третий каскад выполняет функцию отрицательной обратной связи; с его помощью на катушке привода $L_{пр}$ поддерживается постоянное напряжение при изменении напряжения источника питания. Этим обеспечивается стабилизация амплитуды колебаний; механизм часов имеет самопуск.

При подключении источника питания к схеме привода конденсатор C_1 заряжается и к переходу база—эмиттер транзистора T_1 подается отпирающее напряжение. Образующееся при этом напряжение на резисторе R_1 отпирает транзистор T_2 , в коллектор которого включена катушка привода. Магнитное поле тока катушки, взаимодействуя с магнитным полем постоянных магнитов системы баланса, создает силовой импульс, который поддерживает колебания баланса. Во время отпираания транзистора T_1 конденсатор C_1 разряжается.

После прохождения отпирающего импульса конденсатор C_1 снова заряжается. Конденсаторы C_2 и C_3 служат для срыва паразитной генерации.

Транзистор T_3 управляет через делители R_2 и R_3 напряжением катушки привода в импульсном режиме.

Резистор R_4 служит для облегчения отпираания транзистора T_1 и условий его работы в линейном режиме.

Преобразователь движения баланса палетно-червячного типа состоит из двух дисков 7 (см. рис. 174) с оттогнутыми палетами и ходового колеса 8 с ромбовидными радиальными зубьями. Фиксация ходового колеса луночная, торцовая, с помощью упругого стержня 9, укрепленного в обойме 10.

Передача вращения с ходового колеса на стрелочный механизм происходит через зубчатую пару: ходовой триб 11 — центральное секундное колесо 12, на оси которого посажена секундная стрелка; с секундного триба вращение передается на промежуточное колесо 14 и далее с промежуточного триба на центральное колесо 13. Триб центрального колеса, выполняющий роль триба минутной стрелки, передает вращение на колесо 15 стрелочного механизма. На трибе центрального колеса насажена минутная стрелка. С триба колеса 15 вращение передается на часовое колесо 17, на втулке которого посажена часовая стрелка. Шестерня 16 служит для перевода минутной и часовой стрелок от руки. Данная конструкция обеспечивает точность хода порядка 12—15 с в сутки.

В конструкции часов для повышения точности хода разработан синхронизирующая приставка.

Приставка состоит из кварцевого генератора, имеющего собственную частоту колебаний $f = 1,28$ кГц. Посредством двух делителей частота понижается на выходе до 5 Гц, затем через дополнительную катушку колебания подаются на баланс в точках, удаленных от положения равновесия примерно на $\pm 180^\circ$, т. е., на основании теоремы Эри, высокостабилизированные импульсы кварца будут стабилизировать период колебания баланса в точках, удаленных от положения равновесия. Катушка синхронизации передает силовые импульсы балансу при каждом его полупериоде колебания, поэтому и частота колебаний на выходе равна 5 Гц.

Катушка синхронизации имеет форму треугольника; она правым и левым плечом попеременно взаимодействует с постоянными магнитами баланса. Число витков катушки $L = 1800$; сопротивление резистора $R = 650$ Ом.

Точность хода часов с синхронизирующей приставкой повышается до ± 1 с в сутки, т. е. в 1,5 раза выше, чем без приставки. Удорожание конструкции за счет синхронизирующей приставки и второй батареи оправдано высокой точностью хода.

Описанный выше механизм часов с синхронной приставкой найдет применение также и в часах служебного назначения, используемых как регламентные часы в системах управления, связи, информации и др. Часы выдают показания текущего времени в цифровой индикации и временную информацию в кодированном виде.

4. ЭЛЕКТРОННО-МЕХАНИЧЕСКИЕ ПРИБОРЫ ВРЕМЕНИ С КАМЕРТОННЫМ ОСЦИЛЛЯТОРОМ

Камертонные осцилляторы получили широкое применение в приборах времени бытового и служебного назначения. На рис. 176 показана схема применения камертонных осцилляторов в приборах времени различного назначения. Камертонные осцилляторы работают в диапазоне частот от 200 до 5000 Гц (период колебания от 0,005 до 0,0002 с); они занимают промежуточное положение по частотным и точностным параметрам между балансовым и кварцевым осцилляторами.

По сравнению с колебательной системой баланс—спираль камертонные осцилляторы не имеют подвижных опор; следовательно, не требуется смазка. Применение их в секундомерах вследствие высокой частоты колебаний улучшает условия самопуска, при этом снижается ошибка пуска, зависящая от периода колебаний.

По сравнению с кварцевым осциллятором камертонный имеет малые габаритные размеры, в часах отсутствуют громоздкие делители частоты, недостаточно еще надежные в длительной эксплуатации.

Приборы времени с камертонным осциллятором обеспечивают точность хода в пределах $1 \cdot 10^{-4}$ — $1 \cdot 10^{-6}$ ед. (от 10 до 0,1 с), что

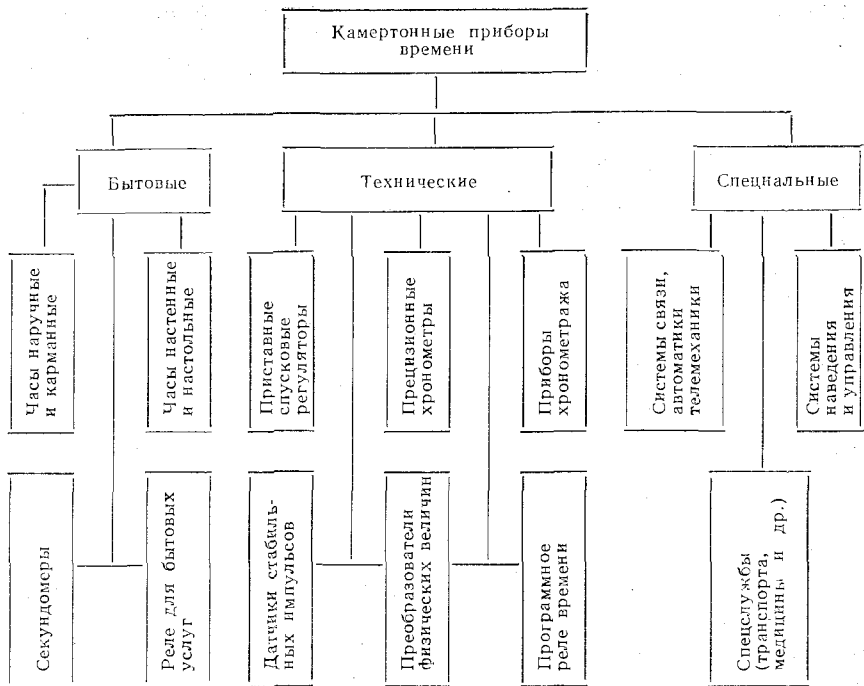
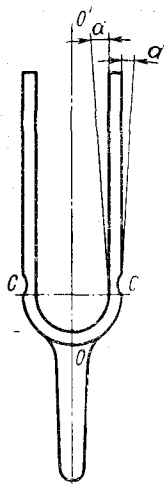


Рис. 176. Схема применения камертонного осциллятора

на один порядок выше, чем в приборах с балансовым осциллятором. Если наручные механические балансовые часы имеют точность хода порядка 20—30 с в сутки, то аналогичные им по габаритным размерам камертонные часы имеют точность хода порядка 2—3 с в сутки. Добротность камертонного осциллятора также на 1—1,5 порядка выше, чем балансового, и составляет примерно 800—3000 ед.

Камертонные осцилляторы технологически сложны в изготовлении, сборке и особенно в регулировке. По форме камертоны очень разнообразны, они различаются по типу симметрии — одинарные и двойные; по типу деформации — работающие на изгиб, на сжатие и на кручение; по типу опор — с опорой вне центра массы и с опорой в центре массы.

На рис. 177 показан камертон классической формы, ненагруженный, применяемый для настройки музыкальных инструментов. Он представляет собой типовой образец осциллятора с распределенными параметрами. Камертон состоит из двух одинаковых ветвей, имеющих U-образную форму. Длина ветвей в несколько раз превышает ширину и толщину. Колебания ветвей происходят в одной плоскости и в противофазе, т. е. ветви камертона или сближаются, или удаляются одна от другой. Нейтральное положение параллельных ветвей показано направлением OO' .



Отклонение ветви камертона от нейтральной внутри или наружу обозначено углом α ; размах колебаний каждой ветви $A = 2\alpha$. Колебания в одной плоскости и в противофазе — теоретически идеальный случай, обеспечивающий оптимальную добротность и частоту колебаний.

Фактически в той или иной степени имеет место разноплоскостность и разность амплитуд колебаний ветвей (ножек) камертона вследствие неустойчивости внутреннего трения в материале камертона, его старения и других факторов.

В приборах времени применяют нагруженные камертоны, частота колебаний которых при одинаковых габаритных размерах значительно меньше, чем у свободных камертонов; в нагруженных камертонах частота колебаний поддерживается подачей импульсов тока на магнитоэлектрический или электромагнитный привод.

Наручные часы с камертонным осциллятором

На рис. 178, *а* показан механизм наручных часов К-26 со стороны мостов. На снимке видны камертонный узел и гальванический элемент. На рис. 178, *б* изображена схема камертона. Монометаллический камертон *1* изготовлен из никелевого сплава 42НХТЮА. Общая длина его с грузами порядка 24,5 мм. Толщина ветвей составляет 1,5 мм; ширина ветвей различна: у основания 0,75 мм, в зоне грузов 1,1 мм. Частота колебания нагруженного камертона 360 Гц, амплитуда колебаний $A = 38 \div 40$ мкм (в линейном измерении) в точке крепления толкающей пружинки.

Камертонный осциллятор имеет магнитоэлектрический привод и индукционную катушку освобождения. Магнитная система привода состоит из двух чашеобразных магнитопроводов *2* из магнитомягкого материала типа армо или пермаллоя, закрепленных на концах ветвей камертона, и двух постоянных магнитов *3* конической формы размером $3,75 \times 1,75 \times 5$ мм, изготовленных из платино-кобальтового сплава или из сплава альнико; магниты запрессованы в основание чашеобразных магнитопроводов.

В зазоре между магнитопроводом правой ветви камертона и магнитом помещена катушка освобождения *5*, содержащая $\omega_{L_3} = 2000$ витков, сопротивлением $R_{L_3} = 2850$ Ом.

На одном каркасе с катушкой освобождения коаксиально намотана часть катушки *4* привода с числом витков $\omega_{L_1} = 6000$ и сопротивлением $R_{L_1} = 6950$ Ом. Вторая часть катушки и привода намотана на каркасе, находящемся в зазоре между магнитом и магнитопроводом левой ветви камертона, и соединена последова-

тельно с катушкой 4 правой ветви камертона. Число витков левой катушки $\omega_{L_2} = 8000$ и сопротивление $R_{L_2} = 9800$ Ом. Все три катушки намотаны проводом одного диаметра 15 мкм. Средний диаметр каждого каркаса с намотанными катушками равен 4,6 мм; длина 3,8 мм. Магнитная индукция в зазоре составляет 0,085 Т.

Каркас катушек и микромодульный блок, в котором монтируется электронная схема, изготовлены из специального особо прочного пластика, который не деформируется и не изменяет своих свойств в широком диапазоне температур (от -60 до $+100^\circ\text{C}$).

Электронная схема формирования импульса представляет собой усилительный каскад, собранный по схеме с общим эмиттером на плоскостном транзисторе (рис. 178, в). Транзистор имеет коэффициент усиления по току $\beta = 100 \div 120$ и начальный ток коллектора $J_{к0} < 1$ мкА.

Для обеспечения требуемого режима транзистора по постоянному току в базовую цепь включено постоянное сопротивление R , которое зашунтировано конденсатором C_1 , уменьшающим величину сопротивления. Величина сопротивления $R = 3,5 \div 5$ МОм. Емкость конденсатора $C_1 = 0,47$ мкФ.

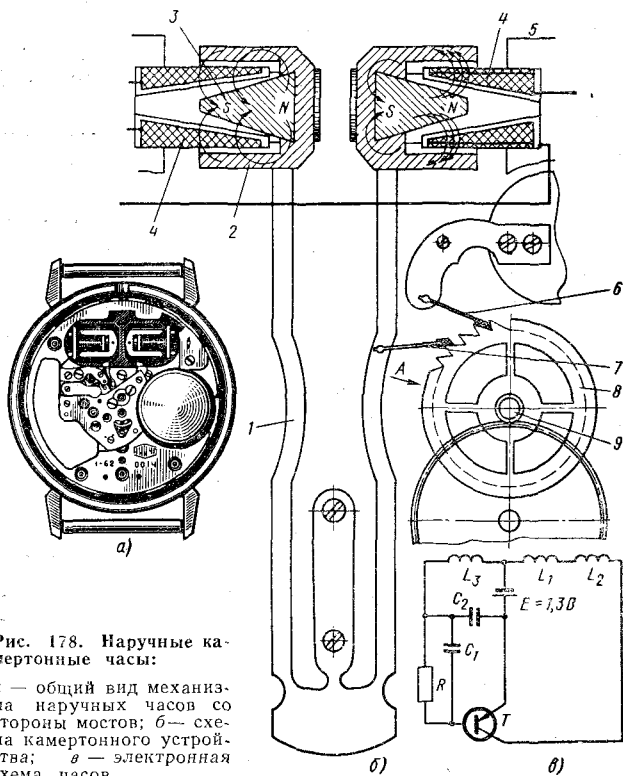


Рис. 178. Наручные камертонные часы:

а — общий вид механизма наручных часов со стороны мостов; б — схема камертонного устройства; в — электронная схема часов

В одном корпусе с конденсатором C_1 размещен конденсатор малой емкости $C_2 = 0,022$ мкФ, который включен параллельно катушке освобождения, с тем чтобы срывать паразитную электрическую генерацию в усилительном каскаде.

Камертонный осциллятор получает электропитание от окислортутового элемента (батарейки) емкостью 70 мА·ч при напряжении 1,3 В; разрядная характеристика осциллятора имеет вид пологой кривой.

Электронная схема камертонного осциллятора работает следующим образом. При колебании ветвей камертона движение магнитов 3 (рис. 178, б) с магнитопроводом 2 относительно неподвижных катушек 4 и 5 наводит в них индукционную э. д. с.

Сигнал э. д. с., наведенный в катушке освобождения 5, вызывает появление импульсов тока освобождения по входной цепи усилительного каскада. Импульсы тока освобождения отпирают транзистор по коллекторной цепи, и в катушке привода возникают импульсы тока привода $i_{пр}$.

Этот ток, протекая по катушке 4, создает магнитное поле, которое, взаимодействуя с магнитным полем постоянных магнитов, образует импульсы момента привода, поддерживающие колебания камертона.

Импульсы тока освобождения, протекающие в катушке освобождения, создают тормозящий момент освобождения и уменьшают момент привода.

Необходимо отметить, что в данном узле осциллятора осуществляется автоматическое регулирование амплитуды колебаний ветвей камертона. Параметры системы выбраны таким образом, что при стационарном режиме против-э. д. с., индуктированная в катушке привода, составляет около 90% напряжения источника тока.

При внезапном увеличении амплитуды колебания ветвей камертона в результате случайного внешнего воздействия против-э. д. с. резко возрастает: импульсы тока привода в этом случае резко уменьшаются и амплитуда возвращается в стационарный режим. При внезапном уменьшении амплитуды против-э. д. с. резко убывает: импульсы тока привода в этом случае сильно возрастают и амплитуда колебания возрастает до значения в стационарном режиме.

В среднем отклонение величины амплитуды от случайных внешних воздействий не превышает $\pm 5\%$ величины стационарного режима.

Устройство преобразования колебательного движения ветвей камертона во вращательное движение стрелочного механизма (см. рис. 178, б) состоит из укрепленной на штифте правой ветви камертона пружинки 7 с толкающим камнем, храпового колеса 8 с числом зубьев $z = 300$, укрепленной на штифте мостика платины пружинки 6 со стопорным камнем. Колесо 8 закреплено

на оси триба 9, передающего вращение через колесную систему на стрелочный механизм.

Камертонное устройство работает следующим образом. В момент, когда правая и левая ветви камертона находятся в нейтральном положении, толкающий камень пружинки 7 находится на храповом зубе на расстоянии 0,5 шага от торца переднего зуба, а стопорный камень пружинки 6 стопорит храповой зуб. При движении ветви камертона влево на угол α толкающий камень тоже отойдет влево на 0,5 шага, упадет на плоскость нижнего зуба и коснется торцевой поверхности своего верхнего зуба. При движении ветви камертона слева направо на угол 2α толкающий камень повернет храповое колесо по часовой стрелке на один шаг; в этот момент стопорный камень упадет на нижний зуб и застопорит вращение колеса в обратную сторону. При возвращении ветви камертона из крайнего правого положения в нейтральное положение, т. е. при повороте на угол α , толкающий камень отойдет влево от торца зуба на 0,5 шага колеса и займет первоначальное (нейтральное) положение. Для гарантии того, что толкающий камень при отходе ветви камертона влево от нейтрального положения упадет на нижний зуб, а стопорный камень при движении ветви камертона до крайнего правого положения упадет на свой нижний зуб, при размахе колебаний камертона 2α толкающий камень перемещается примерно на 1,5 шага колеса. Путь, проходимый колесом сверх одного шага, компенсируется отходом колеса назад под действием момента притяжки, создаваемого пружиной 6 со стопорным камнем.

Следует отметить значительные технологические трудности в изготовлении храпового колеса, пружинок и камней. Так, колесо (рис. 179, а) при диаметре 2,4 мм и толщине 0,38 мм имеет шаг $t = 0,025133$ мм, высоту зуба $h = 0,01^{+0,001}$, $z = 300$. Эксцентриситет колеса в собранном виде допускается 0,001 мм. Материалом служит нейзильбер или бериллиевая бронза. Пружинка

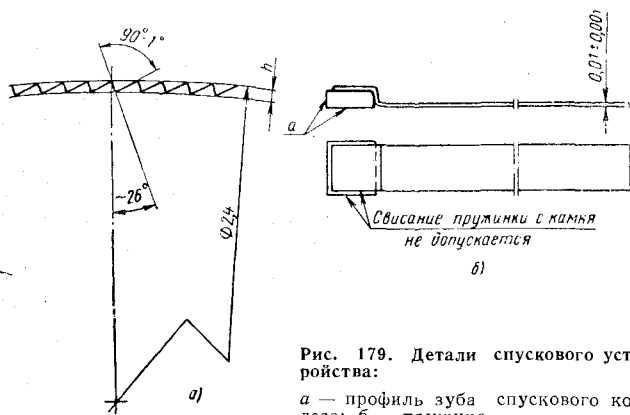


Рис. 179. Детали спускового устройства:

а — профиль зуба спускового колеса; б — пружина

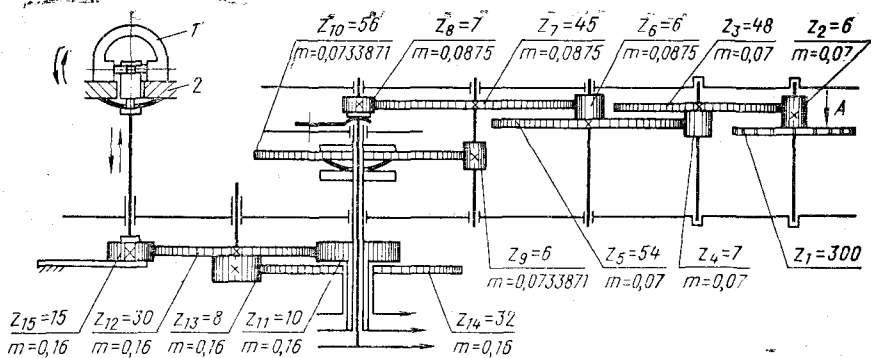


Рис. 180. Кинематическая схема часов:

1 — положение головки, соответствующее переводу стрелок; 2 — крышка часов

имеет толщину $0,01 \pm 0,001$ мм, ее изготавливают из термически обработанной стальной ленты (рис. 179, б). Камень имеет малые габаритные размеры, высокий класс шероховатости поверхности при обработке граней; камень с пружиной соединяют при помощи особого клея.

Камертон проходит сложную термическую обработку, в результате которой получают заданный термический коэффициент частоты и барометрическую постоянную; камертон регулируют по частоте и амплитуде колебаний, производят уравнивание ветвей, особенно магнитов.

Кинематическая схема часов представлена на рис. 180. Передаточное отношение от триба храпового колеса до секундного триба

$$i_1 = \frac{z_2 z_4 z_6 z_7}{z_3 z_5 z_7 z_8} = \frac{6 \cdot 7 \cdot 6 \cdot 45}{48 \cdot 54 \cdot 45 \cdot 7} = \frac{1}{72}.$$

При частоте вращения секундного триба и посаженной на его оси секундной стрелки 1 об/мин храповое колесо сделает 72 об/мин. Для обеспечения большого передаточного отношения (1 : 72) в кинематическую цепь введена дополнительная пара. Секундная стрелка расположена в центре циферблата.

Передаточное отношение от триба храпового колеса до центрального колеса

$$i_2 = \frac{z_2 z_4 z_6 z_8}{z_3 z_5 z_7 z_{10}} = \frac{6 \cdot 7 \cdot 6 \cdot 6}{48 \cdot 54 \cdot 45 \cdot 56} = \frac{1}{4320}.$$

Следует обратить внимание на то, что модуль зацепления промежуточного триба z_9 и центрального колеса z_{10} равен $0,0733871$ мм; он является зависимым от другой пары z_7 и z_8 , поскольку расстояние между осями секундного и промежуточного колес одно и то же, а передаточные отношения различны.

Передаточное отношение от шестерни минутной стрелки до часового колеса

$$i_3 = \frac{z_{11}z_{13}}{z_{12}z_{14}} = \frac{10 \cdot 8}{30 \cdot 32} = 1 : 12.$$

В стрелочном механизме применена классическая кинематическая цепь, позволяющая использовать для обеих зубчатых пар один и тот же модуль зацепления $m = 0,16$ мм. В кинематической цепи ангренажа и стрелочного механизма трибы являются ведущими, а колеса — ведомыми. Перевод стрелок осуществляется заводной головкой, расположенной на задней крышке корпуса часов заподлицо. При переводе стрелок серьгу головки от руки поднимают вверх, как показано на рис. 180, и триб z_{15} вводится в зацепление с минутным колесом z_{12} .

По окончании завода головку от руки опускают вниз, и триб с осью под действием сферической пружинки опускается вниз и выходит из зацепления с колесом.

Расчет камертонного осциллятора

Камертонный осциллятор рассчитать довольно сложно, расчет связан с большой вычислительной работой, обусловленной нелинейностью внутреннего трения в материале, сложностью геометрической формы ветвей камертона, способом крепления основания камертона и др.

Поэтому такую систему заменяют эквивалентной системой с сосредоточенными параметрами.

Замена возможна при соблюдении следующих основных условий: 1) собственные частоты колебания равны между собой; 2) величины потерь энергии и силы затухания колебаний в обеих системах равны; 3) величина и характер изменения входного сопротивления в области частот, близких к собственной, в обеих системах совпадают.

При расчете камертонных осцилляторов основным является определение частоты колебаний свободного и нагруженного камертонов.

Частоту колебаний свободного камертона (см. рис. 177) определяют по формуле

$$f_0 = \frac{0,1615}{(1 + \lambda)^2 (1 + \varepsilon)^2} \frac{h}{r^2} \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad (108)$$

где h — высота (толщина) ветви камертона; r — радиус скругления ветви камертона; λ — коэффициент отношения длины ветви к радиусу; ε — коэффициент, зависящий от λ ; E — модуль упругости 1-го рода; ρ — плотность (объемная масса) металла камертона.

Частоту колебаний нагруженного камертона (см. рис. 178) рассчитывают по формуле

$$f_n = \frac{f_0}{\sqrt{1 + 4 \frac{m_r}{m_k} \left(1 + 1,5 \frac{a}{L_1}\right)^2}}, \quad (109)$$

где m_r — масса груза на конце ветви камертона; m_k — масса ветви камертона; a — расстояние от свободного конца камертона до центра тяжести груза; L_1 — длина ветви камертона.

Максимальную позиционную погрешность определяют по эмпирической формуле

$$\Omega = \pm \frac{1,2 \div 1,6}{f_n^2 L_1}, \quad (110)$$

где f_n — частота колебаний нагруженного камертона, кГц; L_1 — длина ветви камертона, см.

Произведем поверочный расчет указанных основных параметров.

1. Определяем частоту колебаний свободного камертона по формуле (108) при $h = 1,5$ мм; $r = 3,2$ мм; $\lambda = 6$; $\varepsilon = 0,05$; $E = 171,500$ Н/мм²; $\rho = 0,0085$ г/мм³:

$$f_0 = 1926 \text{ Гц.}$$

2. Определяем частоту колебаний нагруженного камертона по формуле (109) при $m_r = 0,56$ г; $m_k = 0,14$ г; $a = 3$ мм; $L_1 = 19$ мм:

$$f_n = \frac{1926}{1 + 4 \frac{0,56}{0,14} \left(1 + 1,5 \frac{3}{19}\right)^2} = \frac{1926}{5,05} = 380 \text{ Гц.}$$

Окончательную регулировку камертонного узла на частоту колебаний 360 Гц производят в собранном часовом механизме с учетом позиционной погрешности.

Как правило, часы регулируют на опережение.

3. Определим позиционную погрешность при $f_n = 0,380$ кГц и $L_1 = 1,9$ см по формуле (110):

$$\Omega = 1,2/0,144 \cdot 1,9 = 4,36.$$

Регулировку ненагруженного камертона на частоту колебаний производят путем уменьшения длины ветвей [см. формулу (108)]. Практически объем снимаемого металла незначителен, и торцы ветвей шлифуют или полируют. У нагруженного камертона (см. рис. 178, б) имеются специальные регулировочные шайбы, смонтированные на торцах чашеобразных магнитопроводов, которыми регулируется частота колебаний и уравниваются ветви. Шайбы позволяют изменять частоту колебаний и, соответственно, позиционную погрешность в пределах ± 30 с. С уменьшением длины ветвей увеличивается частота, но одновременно

уменьшается амплитуда колебаний. Для увеличения амплитуды снимают металл у основания ветвей в зоне С (см. рис. 177). Позиционная погрешность при изменении положения ветвей вверх или вниз достигает 5 с в сутки.

Частоту колебаний камертона определяют с помощью фазометра путем сравнения ее с эталонной частотой.

Суточный ход прибора времени с камертонным осциллятором определяют по фигуре Лиссажу с помощью электронного осциллографа типа С1-1 с эталона частоты (с точностью $1 \cdot 10^{-6}$).

Добротность определяют по процессу затухания свободных колебаний на специальной установке, в которую входят электронно-лучевой осциллятор и другие приборы.

Амплитуду колебаний измеряют на оптическом приборе, разработанном кафедрой приборов времени Ленинградского института точной механики и оптики (ЛИТМО).

Камертонный регулятор с магнитным ходом

На рис. 181, а представлена схема цепи камертонного регулятора, применяемого в настольных и настенных часах. Узел регулятора имеет камертон U-образной формы; длина ветвей составляет 40 мм. Камертон изготовлен из никелевого сплава 42НХТЮА. На концах ветвей укреплены грузы подковообразной формы. Один из грузов — постоянный магнит, второй — из немагнитного материала, являющийся по моменту инерции и массе эквивалентом первому грузу.

Частота колебаний нагруженного камертона $f_n = 300$ Гц. Колебания камертона передаются бесконтактным способом ходо-

вому колесу, имеющему по окружности 30 выступов (зубьев) прямоугольной формы и столько же окон, расположенных под выступами на меньшем радиусе (рис. 181, б).

За одно колебание колесо перемещается на один зуб; следовательно, ходовое колесо делает 10 об/с.

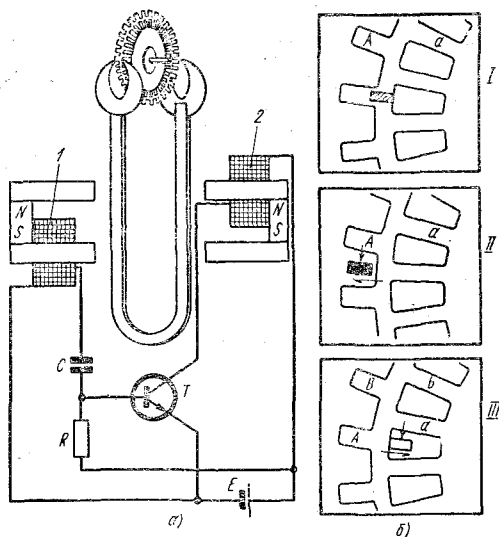


Рис. 181. Камертонный регулятор с магнитным ходом: а — электронная схема (1 — катушка освобождения; 2 — импульсная катушка); б — схема перемещения ходового колеса

Камертон к основанию и грузы на обеих ветвях прикрепляют с помощью точечной сварки.

Электромагнитный привод расположен сбоку ветвей камертона. Он состоит из магнитов, к которым с двух сторон прикреплены магнитопроводы. На магнитопровод, соединенный с южным полюсом магнита, надета катушка освобождения, имеющая 11 000 витков провода диаметром 40 мкм. На магнитопровод, соединенный с полюсом N магнита, надета импульсная катушка, имеющая 5000 витков провода диаметром 60 мкм.

В импульсной катушке имеется устройство, позволяющее регулировать величину зазора между магнитопроводом и камертоном. Регулируя этот зазор, изменяют частоту (в пределах 0,1 Гц) и амплитуду колебаний.

Зазор между магнитопроводом и камертоном значителен, порядка 0,90 мм.

Индукция в зазоре между магнитопроводом и камертоном в импульсной катушке равна 0,195 Т, а в катушке освобождения 0,09 Т. В схеме, изображенной на рис. 178, б, магнитная индукция в обоих зазорах одинакова и составляет 0,085 Т. В схеме на рис. 181 а, индукция в зазоре сравнительно невелика, если принять во внимание, что объемы электромагнитов в 5 раз больше, чем в схеме, приведенной на рис. 178, б.

В схеме применен германиевый триод с коэффициентом усиления по току $\beta = 85 \div 120$; сопротивление резистора $R = 100$ кОм; емкость конденсатора $C = 0,05$ мкФ. Расход тока не превышает 300 мкА. Температурный коэффициент частоты составляет 0,3 с на 1° С. Амплитуда колебаний 130—150 мкм. Добротность регулятора равна 3000 ед.

Преобразование колебательного движения ветвей камертона во вращательное движение ходового колеса осуществляется бесконтактным способом. Ходовое колесо изготовлено из магнитомягкого металла. Выступы (зубья) колеса свободно (с зазором) проходят между подковообразными выступами грузов камертона. Взаимодействие магнитного поля магнита с металлом колеса создает вращательный момент, и колесо перемещается на каждый период колебания на один зуб.

На рис. 181, б показана схема перемещения зуба A колеса по отношению к выступам магнита.

Положение I — начальное положение магнита камертона и уступа ходового колеса. Ветви камертона и колеса неподвижны.

Положение II — ветвь камертона отклонена от нейтрали влево; магнит находится во впадине, притягивая к себе уступ A . Колесо имеет вращение справа налево.

Положение III — ветвь отклонена от нейтрали вправо; магнит находится в окне, притягивая к себе спицу a . За один размах колебания колесо повернулось на 0,5 шага. Далее ветвь колеблется в обратном направлении, и магнит встает во впадине уступа B . На одну ось с ходовым колесом посажен стабилизатор,

обеспечивающий надежное функционирование преобразователя. Данный ход работает бесшумно.

Камертонные регуляторы применяют не только в наручных и настольных часах, но и в различных приборах времени технического и служебного назначения.

Иногда камертонные регуляторы применяются в морских хронометрах. Преимущество камертонных регуляторов по сравнению с балансовыми (в хронометрах) заключается в том, что они могут работать в любом положении к горизонту. Камертонный узел в морских хронометрах термостатирован и вакуумирован, что повышает стабильность частоты колебаний самого камертона.

Необходимо отметить, что стоимость наручных камертонных часов, имеющих высокую точность хода, значительно выше стоимости балансовых. Это объясняется двумя причинами:

1) трудоемкость изготовления камертонного узла выше трудоемкости изготовления балансового узла, сборка и регулировка первого узла сложнее, а стоимость магнитов и других комплектующих изделий выше; 2) в настольных часах сам узел камертона довольно прост в изготовлении, и комплектующие изделия имеют невысокую стоимость. В целом настольные часы, будильники и настенные часы с камертонным регулятором более прогрессивны, чем балансовые часы.

5. ИСТОЧНИКИ ТОКА

Для питания наручных часов с балансовым и камертонным осцилляторами отечественной промышленностью созданы источники тока в виде миниатюрных гальванических элементов и аккумуляторов.

Гальванические элементы

Элементы освоены двух типов: 1) марганцово-цинковые ЧМЦ-2 и 2) окиснортутные РЦ-31. Те и другие имеют одинаковые габаритные размеры: диаметр 11 мм и высоту 3,2 мм; массу 1,5 г.

Марганцово-цинковые элементы применяют в наручных часах с балансовым осциллятором с контактным и бесконтактным приводом. Окиснортутные элементы применяют в наручных часах с камертонным осциллятором.

Действие гальванических элементов (батареек) основано на химических реакциях. Основные требования, предъявляемые к источнику тока: пологая разрядная характеристика, т. е. рабочее напряжение в конце разряда не должно отличаться от напряжения в начале разряда более чем на 10—15%; при малых габаритных размерах большая энергоемкость для обеспечения функционирования часов не менее одного года и малый саморазряд при хранении в течение одного года (порядка 15%); устойчивость в работе в широком диапазоне температур и, что весьма важно, полное отсутствие вредных выделений как в процессе

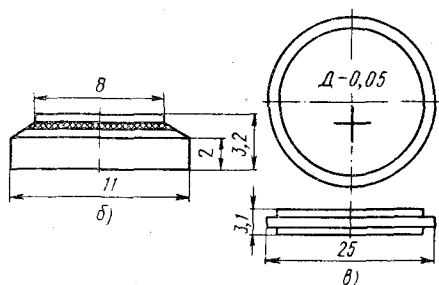
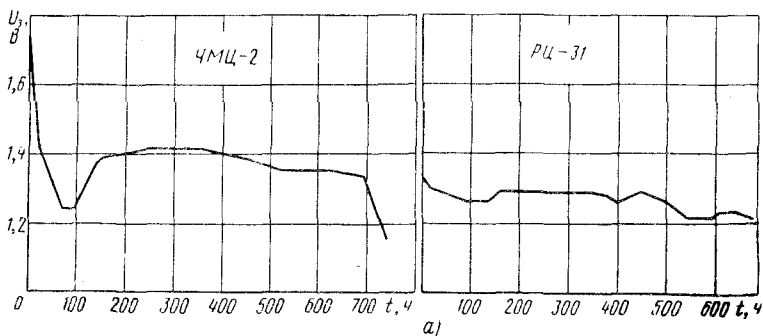


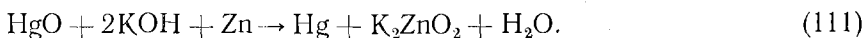
Рис. 182. Источники тока: а — разрядная характеристика источника тока — батареек; б — общий вид окиснортутной батарейки; в — общий вид аккумулятора Д-0,05

работы, так и при хранении, т. е. должна быть обеспечена высокая герметичность корпуса батарейки. При массовом производстве немаловажную роль играет стоимость источника тока, поэтому конструкция батарейки должна быть технологичной в производстве.

На рис. 182, а изображена разрядная характеристика марганцево-цинкового ЧМЦ-2 и окиснортутного РЦ-31 элементов. Как видно из графиков у ЧМЦ-2 в начальный период происходит резкое падение напряжения, которое затем восстанавливается до 1,4 В; это неблагоприятно сказывается на стабильности хода часов. У элементов РЦ-31 разрядная характеристика более пологая и обеспечивает более стабильный ход часов. Графики получены при разряде батареек током 100 мкА за 700 ч, что соответствует работе элемента в часах в течение года.

На рис. 182, б показан общий вид окиснортутного элемента. Корпус и крышка изготовлены из стальной ленты и никелированы. Электролит состоит из щелочного КОН. Положительным выводом тока служит корпус, отрицательным — крышка. Для создания герметичности между корпусом и крышкой введена специальная резиновая прокладка.

Химический процесс, происходящий в батарейке при разряде, выражается формулой



При унификации габаритных размеров и других параметров предпочтение отдается окиснортутному гальваническому элементу, в котором емкость при тех же габаритных размерах может быть повышена до 130 мА·ч и срок хранения увеличен до двух лет.

К недостаткам окиснортутного элемента следует отнести содержание в нем ядовитого соединения окиси ртути. При недостаточной герметизации на поверхности корпуса появляется дисперсный белый порошок, который проникает в механизм и загрязняет его вплоть до останова.

Аккумулятор типа Д-0,05

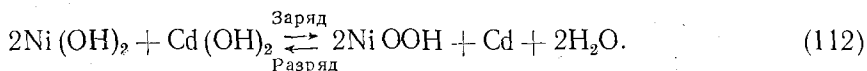
Аккумулятор имеет следующие габаритные размеры: диаметр 25 мм, высоту 3,1 мм; массу 6,5 г (рис. 182, в). Ток заряда составляет 0,005 А; напряжение не выше 1,5 В; длительность заряда 15 ч. Ток разряда составляет 0,02 А; емкость 50 мА·ч; напряжение в конце разряда 1 В.

Аккумулятор работоспособен при температуре от 0 до +40° С. При температуре 0° С емкость снижается на 15%, срок хранения его один год. Аккумулятор выпускают в разряженном состоянии.

Корпус аккумулятора стальной; он служит токоотводом отрицательного электрода. Положительный электрод изолирован от стенок корпуса и выведен на крышку аккумулятора.

В корпусе аккумулятора помещены контактная пружина, отрицательная пластина, сепаратор и положительная пластина, имеющая токоотвод, с помощью которого она приваривается к крышке аккумулятора. Электролитом служит раствор едкого калия с добавкой едкого лития.

Химические процессы, протекающие в аккумуляторе, можно записать в виде уравнения



Удобство применения аккумулятора заключается в том, что его эксплуатационный срок равен трем—четырем годам, а гальванический элемент необходимо заменять новым через год.

Дисковый кадмиево-никелевый аккумулятор Д-0,05 не нашел должного применения в наручных часах из-за сравнительно больших габаритных размеров и некоторого неудобства, связанного с подзарядкой. Для этой цели необходимо иметь батарейку карманного фонаря или устройство для подзарядки от розетки осветительной сети.

При уменьшении габаритных размеров и улучшении монтажа в крышке часов аккумулятор будет иметь преимущество перед батарейкой.

В науке и технике, помимо камертонных осцилляторов, применяют пластинчатые и струнные осцилляторы как наиболее простые в исполнении и для менее ответственных работ.

6. ЭЛЕКТРОННО-МЕХАНИЧЕСКИЕ ПРИБОРЫ ВРЕМЕНИ С КВАРЦЕВЫМ ОСЦИЛЛЯТОРОМ

Кварцевые осцилляторы в последнее время получили широкое применение в электрочасовых системах и в приборах времени служебного и технического назначения в качестве эталонов времени и частоты, в частности в астрономических часах и в настольных хронометрах, выдающих заданную стабильную выходную частоту в герцах и показания текущего времени в цифровой и стрелочной индикации (часы, минуты, секунды).

Применение кварцевых осцилляторов обусловлено их высокими эксплуатационными параметрами, прежде всего стабильной частотой колебаний, обеспечивающей прибору времени точность порядка $1 \cdot 10^{-6} - 1 \cdot 10^{-9}$ ед., или от 0,10 до 0,0001 с по суточному ходу. Частота колебаний кварцевого осциллятора для приборов времени принята в диапазоне от 1 до 125 кГц и выше. Широкое применение имеет кварцевый осциллятор с частотой 32,768 кГц.

Кварцевый осциллятор состоит из кристалла кварца, выполненного в форме малогабаритных брусков, пластин, колец и камертонов, держателя, также выполненного из кварца, и электродов. Кристалл кварца представляет собой одну из разновидностей кремнезема (SiO_2); твердость его по склерометрической шкале Мооса — 7 ед; плотность (объемная масса) составляет $2,65 \cdot 10^3$ кг/м³. Форма кристалла — шестигранная призма, оканчивающаяся шестигранными пирамидами.

Кристалл кварца имеет очень сложную структуру; она характеризуется оптическими, электрическими и механическими осями.

В кристалле кварца различают семь осей (рис. 183, а).

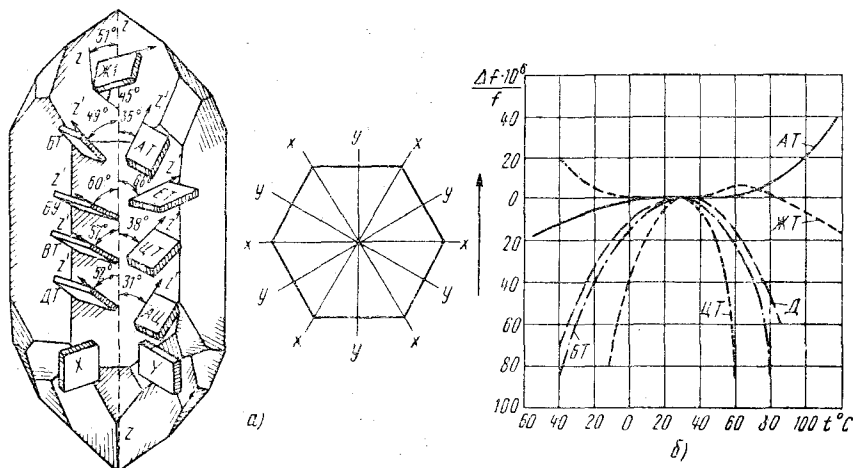


Рис. 183. Кварцевый осциллятор:

а — форма и оси кристалла кварца; б — график зависимости температурного коэффициента от угла среза кристалла

1. Оптическая ось zz , проходящая через геометрическую ось призмы и соединяющая вершины пирамид. Вдоль этой оси происходит поляризация света.

2. Три электрические оси xx , проходящие через ребра призмы.

3. Три механические оси yy , проходящие через середины противоположных граней призмы.

Свойства кристалла определяются его срезами; срезы производят ориентированно относительно тех или других осей.

В большинстве случаев срез выполняют так, чтобы одна плоскость его была параллельна электрической оси, а другая под определенным углом к оптической оси; от угла среза в значительной степени зависит величина температурного коэффициента частоты. На рис. 183, б приведены кривые зависимости относительного ухода частоты кристаллов кварца пяти основных видов срезов от изменения температуры. Наилучший результат имеет срез AT в интервале температур от -10 до $+60^\circ$.

Если брусок или пластину монокристалла кварца, вырезанную определенным образом, подвергнуть сжатию или растяжению вдоль электрической или механической оси, то на гранях, перпендикулярных этой оси, возникают электрические заряды с противоположными знаками на противоположных гранях. Величина зарядов пропорциональна интенсивности деформации. Это явление носит название прямого пьезоэффекта.

Если этот кристалл (брусок, пластину) определенным образом ориентировать в электрическом поле, то в кристалле вдоль электрических и механических осей возникают упругие деформации (колебания), величина которых пропорциональна напряжению электрического поля. Это явление носит название обратного пьезоэлектрического эффекта.

Для создания кварцевого осциллятора используют обратный пьезоэлектрический эффект. Переменное напряжение подводят к кристаллу с помощью электродов. Для получения электродов противоположные грани кварцевой пластины покрывают слоем серебра или золота. При подводе к такому кристаллу переменного напряжения в нем возникают колебания с частотой, равной частоте изменения подводимого напряжения, и на гранях кристалла возникают переменные электрические заряды, вызывающие появление высокочастотного тока в цепи. Наибольшая амплитуда колебаний будет иметь место при равенстве частот собственных колебаний кристалла и подводимого переменного тока.

Частота собственных колебаний кварцевого осциллятора в форме бруска определяется по формуле

$$f_0 = \frac{n}{2L} \sqrt{\frac{c}{\rho}}, \quad (113)$$

где $n = 1, 2, 3$ — номера гармоник; L — длина бруска, мм; c — скорость распространения упругой волны в кварце; ρ — плотность кварца.

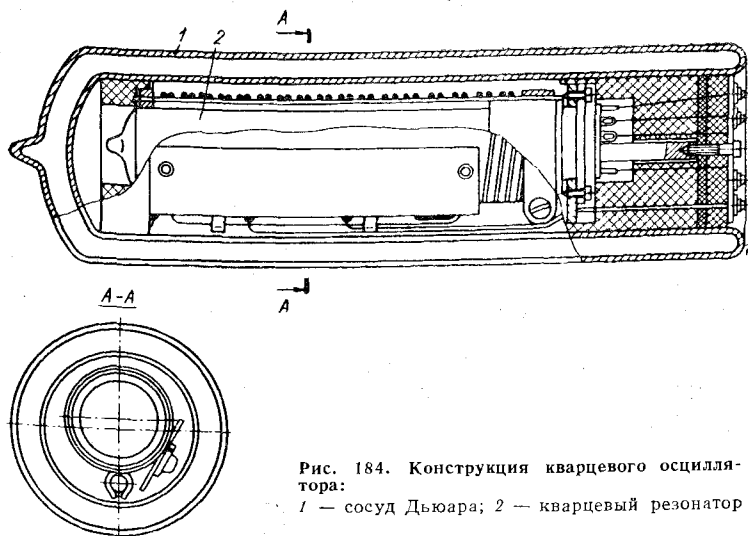


Рис. 184. Конструкция кварцевого осциллятора:

1 — сосуд Дьюара; 2 — кварцевый резонатор

Для приближенных расчетов пользуются формулой

$$f_0 = N \frac{e}{L}, \quad (114)$$

где N — некоторый частотный коэффициент, равный 1700—3800; L — длина; e — толщина пластины; $\frac{e}{L} = 0,05; 0,10; 0,15; 0,20$.

При $N = 2000$, $\frac{e}{L} = 0,20$ и $L = 20$ мм $f_0 = 20$ кГц.

В зависимости от формы среза и частоты подводимого переменного тока в кристалле возникают колебания различного вида. Так, для получения сравнительно низких частот (1000 Гц) используют изгибные колебания, а для получения высоких частот (100 000 Гц) — продольные колебания.

Высокая стабильность колебаний кварца обеспечивается его механической прочностью, однородностью, химической стойкостью и малым внутренним трением.

Для повышения стабильности частоты и снижения величины температурного коэффициента частоты кварцевый осциллятор термостатируют — помещают в герметизированный баллон или сосуд, в котором поддерживают постоянную температуру, а в некоторых случаях создают в баллоне вакуум. На рис. 184 показан кварцевый осциллятор в термостате.

Как известно, кварцевые осцилляторы создают стабильные электрические колебания высокой частоты — от 10 до 100 кГц и выше. Для приведения в действие часового механизма нужны низкие частоты. Понижение частоты осуществляется с помощью

делителей частоты, собранных на транзисторах и феррит-транзисторных элементах. Делители частоты (счетчики), применяемые в малогабаритных приборах времени, должны быть надежны, долговечны, малогабаритны, должны потреблять мало энергии при низком напряжении питания. В последнее время условиям малогабаритности и надежности удовлетворяют интегральные твердые микросхемы.

Настольный хронометр

На рис. 185, а изображен общий вид кварцевого хронометра, конструкции НИИчаспрома с цифровой индикацией показаний часов, минут и секунд.

На рис. 185, б приведена блок-схема этого хронометра. Хронометр состоит из следующих основных узлов: кварцевого осциллятора (резонатора) с собственной частотой колебаний $f = 100$ кГц, с предварительным делителем частоты; схемы индикации времени с промежуточными делителями частоты и дешифраторами, высоковольтными усилителями, а также логической схемы И и схемы сброса. Промежуточные делители частоты выполняют одновременно и функции кодирующего устройства (шифратора) двоично-десятичного кода. Операцию преобразования показания времени и тот или иной код называют *кодированием*. Эта операция необходима для ввода временной информации в цифровые электронные вычислительные машины, которые используются в системах автоматического управления, регулирования и т. д. Временная информация вводится в ЭВМ в виде двоично-десятичного кода, суть которого заключается в следующем.

Каждая цифра от 0 до 9 изображается четырехзначным числом (тетрадой), состоящим только из двух цифр: 0 и 1.

№ кодовой комбинации	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Двоично-десятичный код	0000	0001	0010	0011	0100	0101	0110	0111	1000	1001

Показания времени 12 ч 34 мин 56 с в двоично-десятичном коде будут выглядеть так:

1	2	3	4	5	6
0001	0010	0011	0100	0101	0110
часы		минуты		секунды	

В результате применения термокомпенсационного устройства и выбора рациональных схем уход частоты снижен до $\pm 0,05$ Гц. Хронометр такой высокой точности ($\Omega = 0,001$ с) применяют в автономных системах единого времени в качестве *первичных часов*.

Кварцевые осцилляторы в качестве эталона частоты находят широкое применение в приборах времени с записывающим или

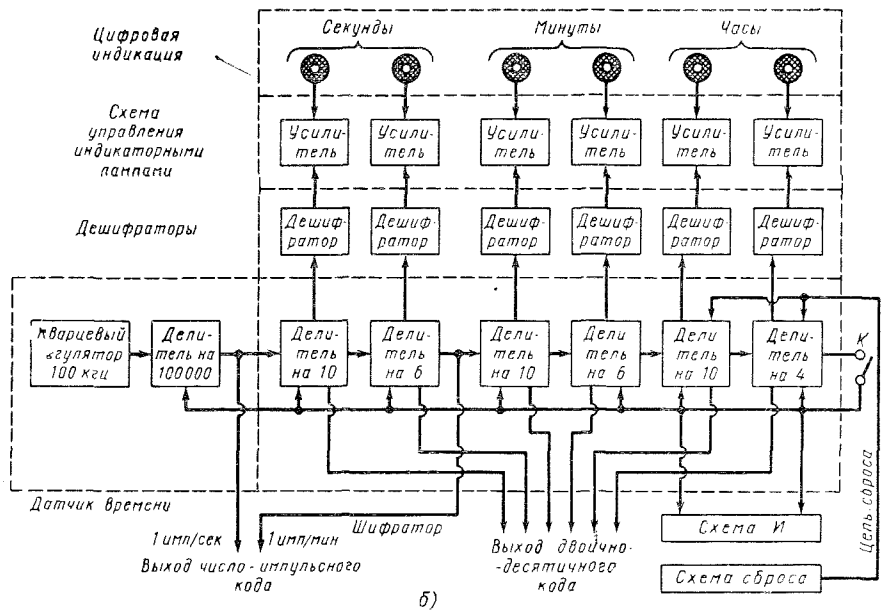
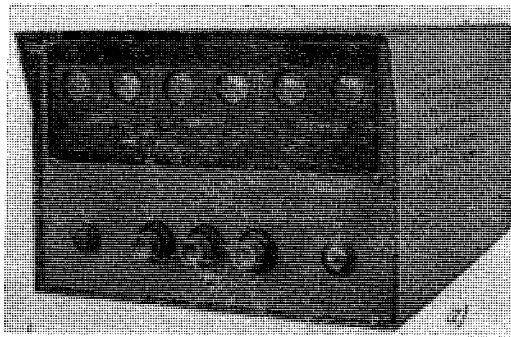


Рис. 185. Настольный кварцевый хронометр:
 а — общий вид; б — блок-схема хронометра

печатающим устройством, для меток времени при научных исследованиях различных процессов. В часовой промышленности выпускается прибор под названием печатающий хронограф.

Печатающий хронограф

На данном приборе на бумажной ленте регистрируются цифрами интервалы времени от 0,1 с до 1 ч. В секунду производится до 12 отпечатков. Печатающий хронограф состоит из двух основных узлов — кварцевого резонатора и печатающего устройства.

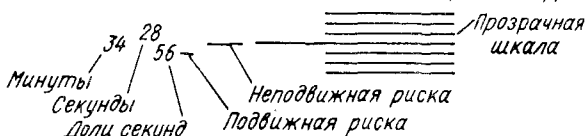
Кварцевый резонатор (см. рис. 184) заключен в термостат, обеспечивающий стабильную температуру $+42^{\circ}\text{C}$.

Частота собственных колебаний кварцевого осциллятора $f_0 = 100$ кГц.

Печатающее устройство состоит из механизма для протягивания бумажной и красящей ленты и планетарной передачи печатающих дисков, приводимых во вращение, через червячный редуктор от синхронного электродвигателя, который получает питание от кварцевого осциллятора. Кроме того, имеется стробоскопическое устройство для визуального определения долей секунды.

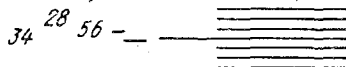
На ленте производится запись минут, секунд, десятых и сотых долей секунд, а также контрольных рисок, по положению которых относительно неподвижных рисок можно определить тысячные доли секунды с точностью $0,002$ с. Стабильность частоты колебаний кварцевого осциллятора $\pm 2 \cdot 10^{-6}$ ед. Рабочий интервал температур от 10 до 35°C . Прибор выполнен на полупроводниках и смонтирован на отдельных блоках; предусмотрена возможность их замены. На рис. 186 приведены примеры записи на бумаге интервалов времени с пояснениями.

Пример 1. Запись получена в виде одного ряда цифр:



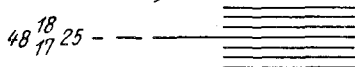
Расшифровка: 34 мин; 28,562 с

Пример 2. Запись получена в виде одного ряда цифр:



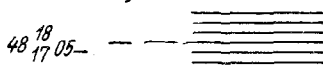
Расшифровка: 34 мин; 28,558 с

Пример 3. Запись получена со двоянным отпечатком секунд:



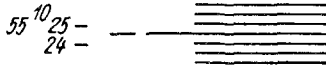
Расшифровка: 48 мин; 17,250 с

Пример 4. Запись получена со двоянным отпечатком секунд:



Расшифровка: 48 мин; 18,052 с

Пример 5. Запись получена со двоянным отпечатком долей секунд:



Расшифровка: 55 мин; 10,245 с

Рис. 186. Запись на бумаге интервалов времени печатающим хронографом

Астрономические кварцевые часы

На базе кварцевых осцилляторов у нас и за границей созданы астрономические часы, выдающие эталонную стабилизированную частоту. Частота собственных колебаний такого осциллятора равна 1 МГц. Уход частоты из-за старения кварца составляет не более $2 \cdot 10^{-9}$ ед., т. е. точность на порядок выше, чем стабильность вращения Земли.

Астрономические кварцевые часы представляют собой сложную установку больших габаритных размеров и веса; часы требуют для своего размещения специальное помещение. На рис. 187 изображен общий вид таких часов, а на рис. 188 приведена их блок-схема.

Установка имеет три независимых идентичных комплекта кварцевых часов. Каждый комплект состоит из кварцевого резонатора, предварительного, основного и оконечного делителя частоты и часовой панели с циферблатом солнечного времени. Сравнение показаний трех циферблатов солнечного времени повышает фактическую точность отсчета.

Кроме солнечного времени, астрономические часы показывают звездное время. Часы могут быть использованы как первичные в системах единого времени.

Кварцевые осцилляторы хорошо термостатированы и вакуумированы. Рабочая температура термостата $+68^\circ \text{C}$. Окружающая температура может быть в пределах от 0 до $+40^\circ \text{C}$. Термостатирование произведено с помощью наружного и внутреннего термостатов. Вначале включают наружный термостат, а затем внутренний. Каждый из них через 1,5 ч работы автоматически выключается, и вакуумированный кварц достигает своей конечной температуры. После этого выдаваемые частоты становятся близкими к номиналу. В дальнейшем частота доводится до номинала.

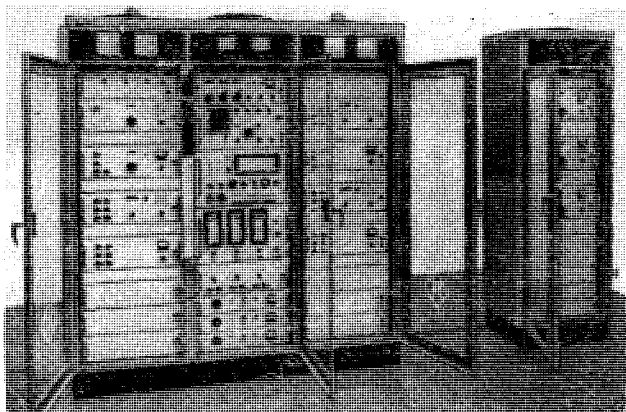


Рис. 187. Общий вид астрономических кварцевых часов

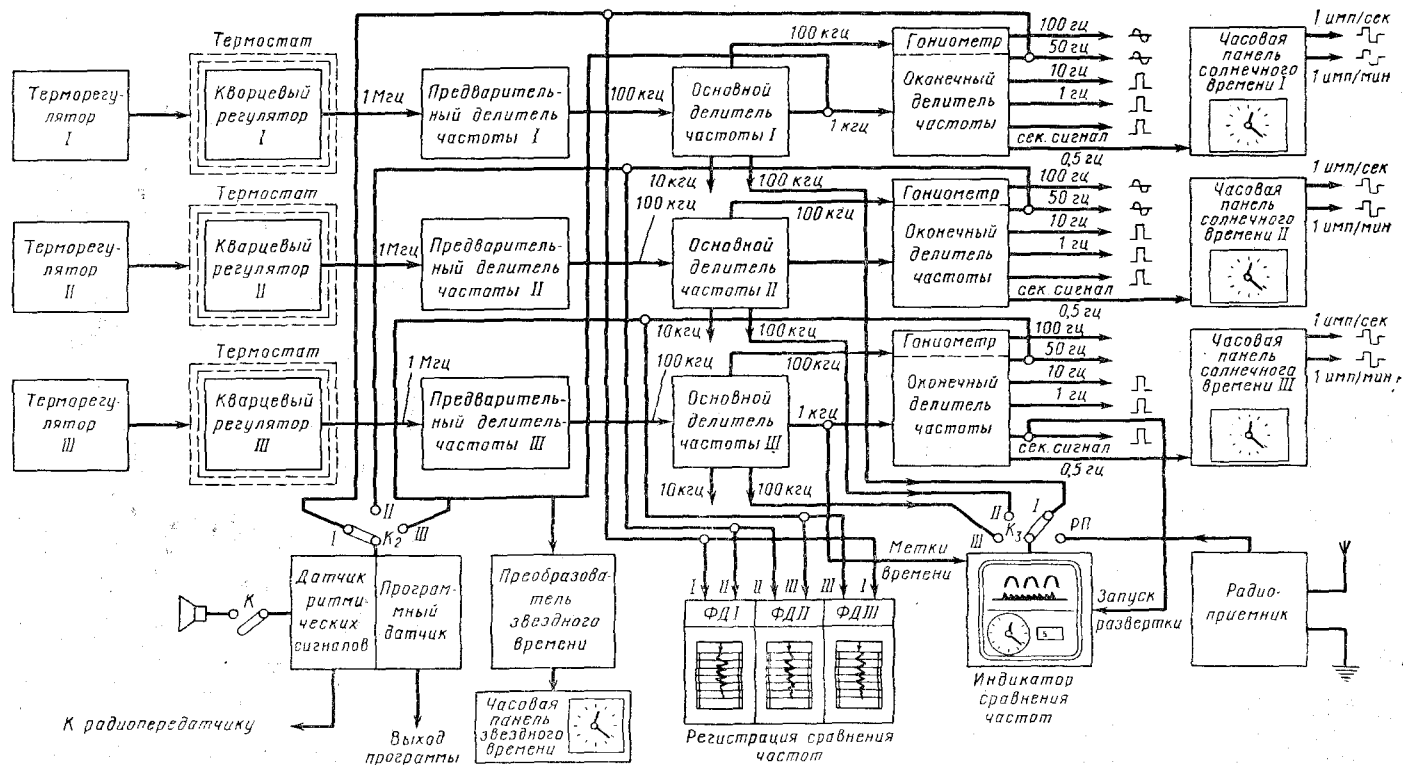
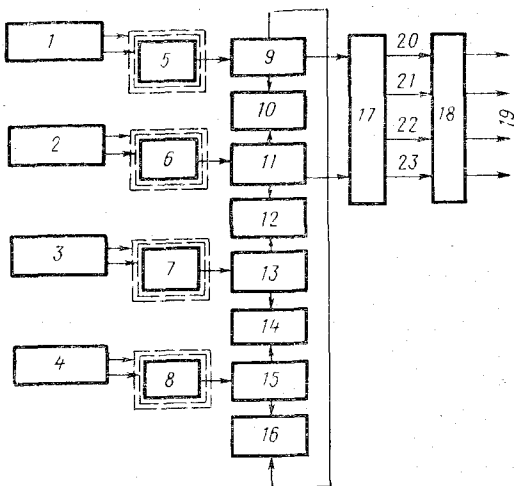


Рис. 188. Блок-схема кварцевых часов

Рис. 189. Блок-схема астрономических кварцевых часов ВНИИФТРИ:

1—4 — терморегулятор; 5—8 — кварцевый регулятор; 9, 11, 13, 15 — буферный усилитель; 10, 12, 14, 16 — блок сличения частот; 17 — блок делителей частот; 18 — блок линейных усилителей; 19 — сигналы времени; 20 — 10 кГц; 21 — 1 кГц; 22 — 100 кГц; 23 — один импульс в секунду



Часовая установка, кроме показаний текущего времени, выдает частоты: 100; 10 кГц; 100; 50; 10; 1 и 0,5 Гц, она рассчитана на включение в сеть питания напряжением 90; 110; 130; 200; 220 В.

Основной осциллятор, имеющий на выходе частоту 1 и 0,1 МГц, $R = 60$ Ом и напряжение 1 В, ежедневно проверяют по контрольным сигналам точного времени.

Более высокую точность по сравнению с названными часами имеют астрономические часы, изготовленные во Всесоюзном научно-исследовательском институте физико-технических и радиотехнических измерений (ВНИИФТРИ), используемые в качестве эталонных часов Службы времени СССР.

Схема этих часов показана на рис. 189.

В схему часов входят четыре кварцевых осциллятора. Собственная частота кварцевых осцилляторов равна 100 кГц; уход частоты за сутки составляет $4 \cdot 10^{-11}$ ед., или 0,000004 с. Кварцевые осцилляторы идеально термостатированы и изолированы от внешних воздействий и вибраций.

7. ШАГОВЫЕ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ

В часовой технике в электромеханических и электронно-механических приборах времени с маятниковыми, балансовыми и камертонными осцилляторами получили распространение шаговые электродвигатели (ШД).

Они заменили в часах анкерный и храповой спуски, освободив осциллятор от расходования части своей кинетической энергии на приведение в действие исполнительного устройства, и тем самым повысили добротность осциллятора. Шаговые двигатели как более экономичные и бесшумно функционирующие заменили во вторичных часах электромагниты.

Шаговые двигатели срабатывают от импульсов электрического тока, которые возникают в электронной схеме часов по сигналу осциллятора. Непосредственно осциллятор не расходует кинети-

ческой энергии для приведения в действие исполнительного механизма. Эти функции выполняет шаговый двигатель. Колебательное движение осциллятора преобразуется во вращательное движение ротора двигателя с помощью электронной схемы. Исполнительное устройство не имеет кинематической связи с осциллятором. Колебания последнего становятся более свободными, а ход часов более точным и стабильным.

Шаговые двигатели имеют скачкообразное (прерывистое) вращение ротора и работают при низких, в некоторых случаях высоких скоростях вращения оси ротора.

К настоящему времени разработаны и получили применение в часовой технике шаговые двигатели двух типов: *однофазные* и *четырёхфазные*. Однофазный шаговый двигатель рассчитан для работы в диапазоне частот до 30 Гц при напряжении 1,5—3,5 В. Четырёхфазный шаговый двигатель рассчитан для работы в диапазоне частот 500—900 Гц при напряжении 5 В. Оба двигателя имеют малые габаритные размеры; они устойчиво работают при линейных и вибрационных перегрузках и в диапазоне температур от -30 до $+60^{\circ}\text{C}$.

Величину шага (поворот ротора) определяют по формуле

$$\alpha = \frac{360^{\circ}}{z_p m}, \quad (115)$$

где z_p — число зубцов ротора; m — число фаз (для однофазного двигателя $m = 1$; для четырёхфазного $m = 4$).

Частоту вращения ротора определяют по формуле

$$n = \frac{f}{z_p m}, \quad (116)$$

где f — частота следования импульсов, Гц.

На рис. 190 изображен в разрезе однофазный шаговый двигатель, применяемый в морском хронометре МХ-9. Двигатель состоит из реактивного зубчатого ротора 13 с осью 14, вращающейся в камневых опорах накладных мостов 6 и 15, статора 3, на котором

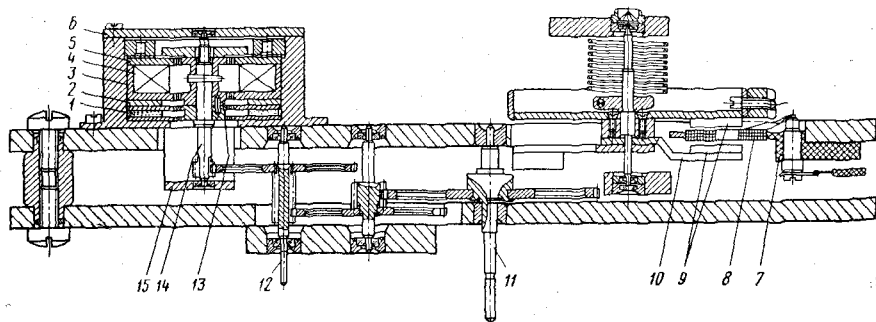


Рис. 190. Однофазный шаговый двигатель с реактивным ротором, применяемый в хронометре МХ-9

расположены цилиндрическая катушка 4, магнитопровод 5 и постоянный магнит 1 в форме шайбы. Латунная втулка 2 служит изолирующей прокладкой. Частота вращения двигателя $n = 2/15$ об/с, или 8 об/мин при частоте следования импульсов $f = 4$ Гц.

Согласно формуле (116) число зубцов ротора

$$z_p = \frac{4 \cdot 15}{2} = 30.$$

Число зубцов статора равно числу зубцов ротора, но они сдвинуты один относительно другого на угол φ : $\frac{\alpha}{4} < \varphi < \frac{\alpha}{2}$; момент на оси ротора $M = 0,022$ Н·мм при напряжении 2,3 В.

Редуктор передает вращение с оси 14 на секундную ось 12 и минутную ось 11.

Балансовый осциллятор хронометра имеет две бескаркасные катушки 8; на коромысле баланса и кронштейне 10, являющемся магнитопроводом, укреплены два постоянных магнита 9 из платиново-кобальтового сплава. Катушки намотаны параллельно и укреплены на пластмассовом основании 7.

Электронная схема хронометра (рис. 191) собрана на одном транзисторе T с коэффициентом усиления по току $\beta = 56$. В базовую цепь включена катушка L_1 с числом витков 2200, а в коллекторную цепь — катушка L_2 с числом витков 700. Последовательно с катушкой L_2 включена катушка L_3 шагового двигателя. Конденсатор C предусмотрен для срыва паразитной генерации. Форма импульса тока в коллекторной цепи близка к прямоугольной.

При колебаниях баланса в момент прохождения магнитами зоны катушек магнитное поле постоянных магнитов наводит в катушке L_1 возбуждения э. д. с. и открывает транзистор. Происходит замыкание электрической цепи и в катушку L_2 поступает импульс тока. В результате взаимодействия двух магнитных потоков возникает силовой момент, поддерживающий колебания баланса.

Одновременно под действием импульсного тока срабатывает шаговый двигатель. Ротор двигателя поворачивается на шаг

$$\alpha = \frac{360^\circ}{z_p} = \frac{360^\circ}{30} = 12^\circ.$$

Время длительности импульса составляет 0,04 периода следования импульсов ($t = 0,25$ с), т. е. 0,01 с.

В период отсутствия импульсов (период покоя равен 0,25—0,01 = 0,24 с) постоянный магнит фиксирует положение покоя ротора до поступления следующего импульса. В результате этого применение однофазных шаговых двигателей высокоэкономично.

При высоких частотах импульсов ($f = 500$ Гц и $z_p = 20$) частота вращения $n = 500/20 = 25$ об/с. Поэтому в часах применяются однофазные шаговые двигатели с частотой не выше 30 Гц.

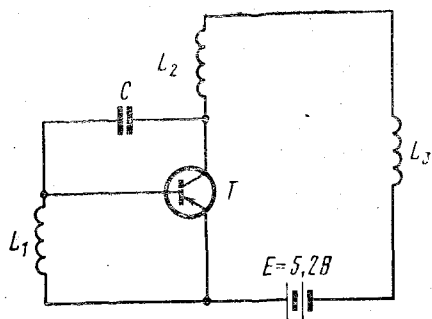


Рис. 191. Электронная схема хронометра МХ-9

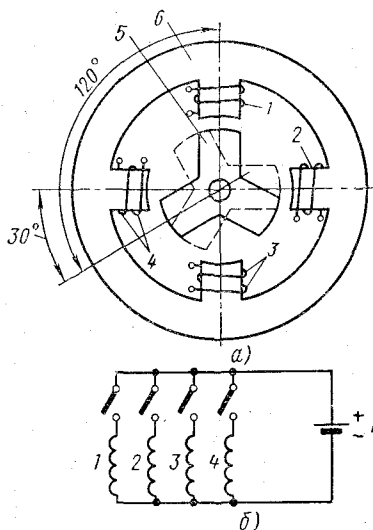


Рис. 192. Четырехфазный шаговый двигатель

На рис. 192, *а* изображена схема четырехфазного шагового двигателя с реактивным ротором 5. Ротор 5 и статор 6 изготовлены из магнитомягкого материала. Число зубцов ротора должно быть нечетным ($z_p = 3$). На четырех полюсах статора размещены обмотки возбуждения 1, 2, 3, 4, которые соединены в звезду с выведенной общей точкой (рис. 192, *б*).

При поочередном включении обмоток 1, 2, 3, 4 (рис. 192, *а*) электронным коммутатором ротор будет вращаться против часовой стрелки. По формуле (115) определяем угол поворота ротора $\alpha = \frac{360^\circ}{3 \cdot 4} = 30^\circ$; по формуле (116) находим частоту вращения ротора

$$n = \frac{600}{3 \cdot 4} = 50 \text{ об/с.}$$

Четырехфазный шаговый двигатель целесообразно использовать в крупногабаритных приборах времени с высокочастотным осциллятором, где высокое потребление мощности и сложная схема электронного коммутатора вполне допустимы.

Ленинградский завод электрических часов разработал и внедрил более совершенную конструкцию однофазного шагового двигателя с активным ротором для механизма вторичных часов на различную мощность.

Его общий вид показан на рис. 193. Ротор двигателя состоит из постоянного магнита 1, намагниченного вдоль оси. К нему с помощью заклепок 4 прикреплены полюсные накладки 3 и 9 с отогнутыми под прямым углом полюсными наконечниками 15 и 16, имеющими зубцы трапециевидальной формы с выступами посередине,

что обеспечивает усиленный пусковой и фиксирующий моменты. Ротор закреплен на оси 10.

Статор состоит из двух кольцевых корпусов 6 и 7, изготовленных из магнитомягкого материала и соединенных винтом 13. Кольца статора имеют прямоугольные, загнутые внутрь полюса 14 и 17, расположенные концентрично относительно оси вращения ротора.

Между полюсами ротора и статора есть воздушный зазор строго определенной величины. Число полюсов ротора равно числу полюсов статора ($z_p = 6$). Кольцевая обмотка 5 размещена на пластмассовом каркасе.

Демпфирование свободных колебаний ротора после поворота на один шаг осуществляется эксцентриком 12, закрепленным на статоре, и диском 8, закрепленным на оси ротора.

Эксцентрик к поверхности обода диска прижимается пружиной 11. Вращение ротора происходит по часовой стрелке. Обратного вращения не может быть, так как эксцентрик заклинивает диск. В некоторых конструкциях шагового двигателя полное демпфирование осуществляется с помощью обгонной муфты, состоящей из шести клиньев, в которые западают шарики при обратном вращении ротора. На оси ротора посажен триб 2 стрелочного механизма.

Техническая характеристика шагового двигателя

Наружный диаметр, мм	70
Диаметр ротора, мм	30
Напряжение источника питания, В	24
Сопротивление катушки, Ом	4000
Момент на оси ротора, Н·мм	0,26

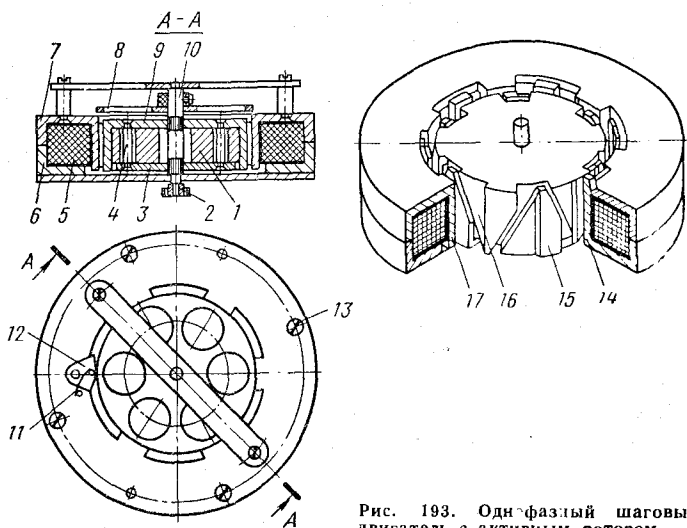


Рис. 193. Однофазный шаговый двигатель с активным ротором

В заключение можно сказать, что шаговые электродвигатели, применяемые в приборах времени, должны потреблять мало энергии, иметь малые габаритные размеры и обеспечивать хорошую фиксацию ротора при обесточенной катушке возбуждения (во время паузы).

8. СИНХРОННЫЕ ЧАСЫ

В быту и технике синхронные часы появились в начале XX в., когда Уорреном был изобретен малогабаритный синхронный двигатель. Достоинство синхронных часов заключается в простоте конструкции — нет контактов и пружин, в удобстве пользования — не требуется специальной линии связи, первичных часов и специальных источников питания; синхронные часы работают бесшумно, их включают в штепсельную розетку осветительной сети наравне с радиоприемниками и другими бытовыми и электрическими приборами.

Основной частью синхронных часовых механизмов является синхронный электродвигатель гистерезисного типа. Частота вращения ротора двигателя в об/мин

$$n = \frac{60f}{p}, \quad (117)$$

где f — частота тока в электрической сети, равная 50 Гц; p — число пар полюсов электродвигателя.

В отличие от шагового двигателя, синхронный двигатель работает с более высокой частотой вращения, движение стрелок происходит плавно, без скачков.

Как видно из формулы (117), частота вращения двигателя определяется только частотой переменного тока, питающего двигатель. Незначительное отклонение частоты от номинала приводит к потере точности хода; например, если частота тока будет 49,95 Гц или 50,05 Гц, т. е. с отклонением от номинала на $\Delta f = \pm 0,05$ Гц, то

$$\Omega = 86\,400 \frac{\Delta f}{f} = \frac{86\,400 \cdot 0,05}{50} = \pm 86,4 \text{ с,}$$

т. е. часы будут уходить вперед или отставать на 1 мин 26 с в сутки. В электрической сети частота тока фактически колеблется больше чем 0,05 Гц, поэтому синхронные часы не получили должного распространения в быту, за исключением случаев, когда частота тока стабилизирована непосредственно на электростанциях.

Принципиальная схема синхронного электродвигателя приведена на рис. 194. Ротор двигателя 1, изготовленный из стали, помещается между полюсами статора 4. Последний изготовлен из листового специального железа и собран в виде пакета. Листы между собой изолированы тонкой прокладкой или слоем лака.

На статоре помещена катушка возбуждения 3, присоединенная к сети переменного тока.

Рис. 194. Принципиальная схема синхронного электродвигателя

Для осуществления самопуска ротора левый и правый полюсы статора разрезаны по длине и на каждую половину их (диаметрально противоположно) надеты массивные кольца 2 из красной меди.

При подаче тока в катушку магнитный поток полюса с кольцом отстает по фазе от магнитного потока полюса без кольца (происходит сдвиг фаз).

В результате этого образуется вращающееся магнитное поле, которое увлекает за собой ротор, находящийся в этом поле. Через некоторый промежуток времени (0,05—0,4 с) ротор достигает синхронной скорости. Чтобы уменьшить продолжительность разгона роторов, их стремятся выполнять легкими с малым моментом инерции.

Широкое распространение синхронные двигатели получили в технике, в ряде приборов, имеющих собственную стабилизированную частоту колебаний от камертонного или кварцевого осциллятора.

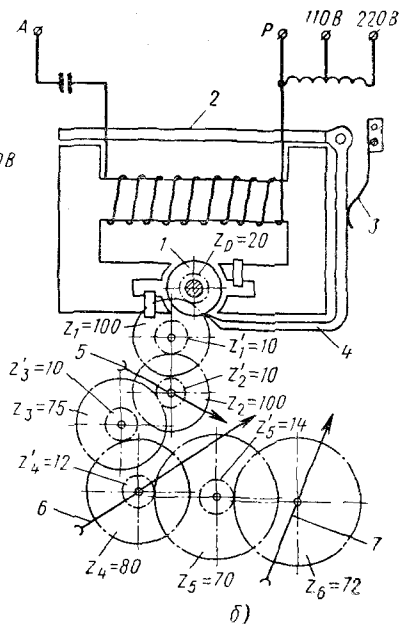
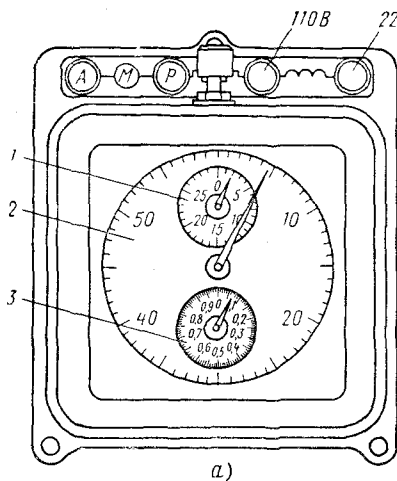
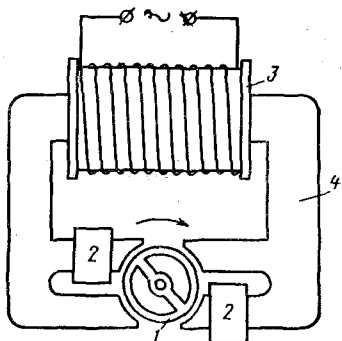


Рис. 195. Электросекундомер с синхронным двигателем: а — общий вид; б — схема механизма передачи вращения на стрелки

На рис. 195, а показан электросекундомер со стороны циферблата с электронным синхронным двигателем. Большая шкала 2 имеет 60 малых делений, цена деления 1 с; малая шкала 3 имеет 100 малых делений, цена деления 0,01 с; малая шкала 1 имеет 30 делений, цена деления 1 мин. Вращение ротора 1 двигателя передается через систему зубчатых колес на оси трех стрелок 5, 6, 7 (рис. 195, б). Рычаг 4, нагруженный пружиной 3, служит для торможения ротора при выключении питания, а рычаг 2, изготовленный из магнитомягкого материала, при подаче питания притягивается к выступам статора и тем самым отводит рычаг 4 от ротора.

Точность отсчета промежутков времени электрическим секундомером выше, чем механическим.

При использовании механического секундомера имеет место несовпадение во времени пуска и останова секундомера (от руки) с началом и концом испытаний, т. е. существуют значительные субъективная и пусковая ошибки. В электрических секундомерах эти ошибки значительно снижены.

Синхронный электродвигатель применяют также в приборах для проверки точности хода часов.

Двигатель получает питание от сети переменного тока, стабилизированной частоты; двигатель делает 300 об/мин.

Стабилизация частоты на электростанциях позволит широко применять синхронные часы в быту.

МОЛЕКУЛЯРНЫЕ И АТОМНЫЕ ПРИБОРЫ ВРЕМЕНИ

1. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ МОЛЕКУЛЯРНЫХ
И АТОМНЫХ ПРИБОРОВ ВРЕМЕНИ

Как уже отмечали, кварцевые осцилляторы обеспечивают суточную точность хода порядка $1 \cdot 10^{-7}$ ед., или 0,01 в сутки. Для многих отраслей науки и техники, например, таких как астрономия, радиолокация, радиосвязь, ракетная техника и космические корабли, наземные системы службы времени, — эта точность оказалась недостаточной. К тому же собственная частота колебаний кварцевого осциллятора нестабильна по ряду причин: старение кристалла кварца, влияние внешних условий, прежде всего температурных и барометрических колебаний.

Поэтому дальнейшее повышение точности и стабильности колебаний возможно только с применением новых осцилляторов, частота колебаний которых не зависит от внешних условий. Такими осцилляторами являются *квантомеханические генераторы*. В них происходит превращение внутренней избыточной энергии микрочастиц вещества (молекул и атомов) в энергию высокочастотного электромагнитного поля. Внутренняя энергия микрочастицы изменяется только дискретно, определенными порциями, называемыми квантами. Если микрочастица поглощает порцию энергии электромагнитного поля, то она возбуждается, т. е. переходит с более низкого на более высокий энергетический уровень, и, наоборот, если микрочастица, под действием внешнего электромагнитного поля излучает порцию энергии, то она переходит на нижний энергетический уровень.

Каждая микрочастица представляет собой квантовую систему.

На рис. 196 схематически показана квантовая система с двумя энергетическими уровнями E_1 и E_2 , причем $E_2 > E_1$.

Стрелки 1 и 2 показывают возможные переходы, сопровождающиеся излучением или поглощением энергии. Величину изменений внутренней энергии квантовой системы определяют по уравнению Бора:

$$\Delta E = E_2 - E_1 = hf_{1,2}, \quad (118)$$

где h — постоянная Планка, равная $6,624 \cdot 10^{-34}$ Дж·с; $f_{1,2}$ — частота излучения между переходами 1 и 2. Порция энергии $hf_{1,2}$ составляет *квант*.

Если квантовая система возбуждена и на нее действует слабое внешнее электромагнитное поле, то при переходе частиц с высшего на низший энергетический уровень происходит выделение внутренней энергии и превращение ее в энергию внешнего электромагнитного поля с одновременным его усилением. Это явление носит название *индуцированного излучения*. Это излучение

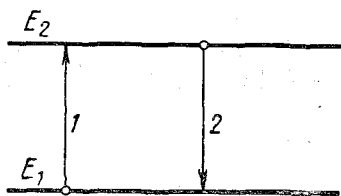


Рис. 196. Схема квантовой системы с двумя энергетическими уровнями

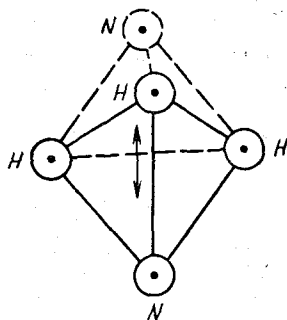


Рис. 197. Строение молекулы аммиака

положено в основу создания квантовых генераторов (мазеров), которые известны под названием молекулярные и атомные генераторы. В 1954—1955 гг. советскими учеными лауреатами Нобелевской премии Н. Г. Басовым и А. М. Прохоровым и американским ученым лауреатом Нобелевской премии Ч. Таупсом были созданы мазеры на пучке молекул аммиака.

2. МОЛЕКУЛЯРНЫЙ ГЕНЕРАТОР НА АММИАКЕ

В молекулярных приборах времени применен молекулярный генератор на аммиаке. Молекула аммиака NH_3 образует трехгранную пирамиду, в вершинах основания которой расположены три атома водорода, а на вершине пирамиды расположен атом азота (рис. 197).

Атом азота совершает колебания в направлении, как показано на рисунке, без затраты энергии. Такие колебания называются *инверсионными*.

Для получения энергетически возбужденных молекул в генераторе применяется метод их сортировки; сущность метода сведена к удалению молекул, находящихся на низком энергетическом уровне. На рис. 198 показана схема молекулярного генератора

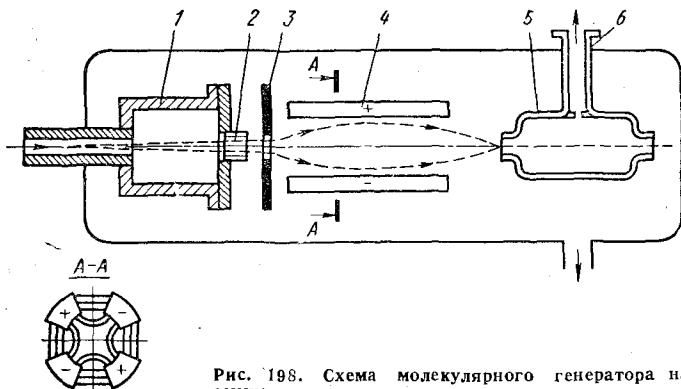


Рис. 198. Схема молекулярного генератора на аммиаке

на аммиаке; он состоит из трех частей: источника молекулярного пучка, сортирующего устройства и колебательного контура.

Аммиак подается из баллона в камеру 1. Давление в камере составляет около 13 Па. Отверстие в камере перекрыто капиллярной решеткой 2 с отверстием 0,05 мм.

Молекулы аммиака, проходя из камеры 1 через решетку в вакуумное пространство (давление $1,3 \cdot 10^{-3}$ — $1,3 \cdot 10^{-4}$ Па), образуют молекулярный пучок. На пути пучка расположена диафрагма 3, охлаждаемая жидким азотом. Диафрагма, пропуская через отверстие пучок молекул, дает ему направление по оси симметрии и вводит пучок в сортирующее устройство. При таком давлении пучка уменьшается возможность взаимного столкновения молекул, что благоприятно сказывается на добротности и стабильности колебаний генератора.

Сортирующее устройство представляет собой четырехполюсный конденсатор 4, состоящий из четырех стержней (электродов) специальной формы, расположенных по оси симметрии пучка (см. разрез А—А).

Электроды присоединены к источнику высокого напряжения и образуют неоднородное электрическое поле.

Напряженность поля на оси симметрии равна нулю, а между электродами достигает максимума.

При движении пучка вдоль оси симметрии молекулы, находящиеся на нижнем энергетическом уровне, отклоняются к краям конденсатора и выходят из пучка, а молекулы, находящиеся на верхнем энергетическом уровне, отклоняются к оси симметрии и в отсортированном и сфокусированном виде с избыточной энергией поступают в объемный резонатор 5, который является основной колебательной системой.

Резонатор настроен на частоту колебаний, равную частоте колебаний молекул аммиака. Молекулы пучка, пролетая через резонатор, переходят с высшего энергетического уровня на низший, при этом излучают электромагнитные волны с частотой f_0 ; энергия этих молекул частично теряется в стенках резонатора, частично остается в пространстве резонатора, увеличивая имеющуюся энергию до установления стационарных колебаний с частотой f_0 . Генерируемые электромагнитные колебания (волны) отводятся из резонатора по волноводу 6.

С помощью постоянно работающего вакуумного насоса в резервуаре генератора всегда поддерживается вакуум $1 \cdot 10^{-3}$ — $1 \cdot 10^{-4}$ Па.

Частота колебаний молекулы аммиака равна 23·870,14 МГц, нестабильность частоты составляет $1 \cdot 10^{-9}$ ед., или 0,0001 с по суточному ходу. За счет специальных мер можно понизить нестабильность колебаний до $1 \cdot 10^{-11}$ ед., или 0,000001 с по суточному ходу.

Описанный молекулярный генератор не является осциллятором (в принятом смысле) молекулярных часов. В отличие от кварцевых осцилляторов генератор не имеет делителей частоты, уси-

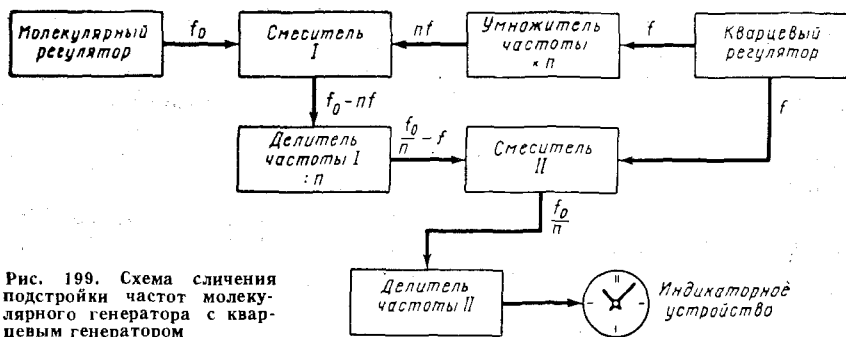


Рис. 199. Схема сличения подстройки частот молекулярного генератора с кварцевым генератором

лителей и других устройств, позволяющих снизить частоту колебаний и выдавать малые интервалы времени. Это объясняется тем, что излучаемая молекулой внутренняя энергия очень мала и составляет примерно $1 \cdot 10^{-10} - 1 \cdot 10^{-11}$ Вт; для ее усиления и деления еще не созданы усилители и делители. Поэтому стабильную частоту молекулярного генератора используют для сличения с частотой кварцевого осциллятора и подстройки последнего под заданную частоту.

Существует несколько методов сличения и автоподстройки частоты молекулярного и кварцевого генераторов.

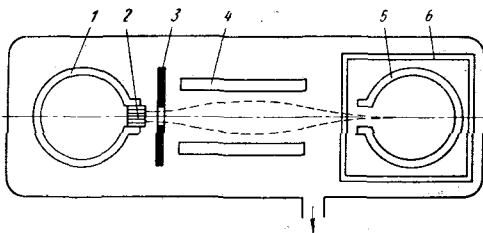
На рис. 199 дана схема наиболее простого из них. В этой схеме частота кварцевого генератора f умножается на n и доводится тем самым до частоты, близкой к частоте молекулярного генератора f_0 . Сигналы тех и других частот ($nf \approx f_0$) смешиваются в смесителе I, и на выходе выделяется сигнал разностной частоты: $f_0 - nf$. Частота этого сигнала, предварительно усиленная, делится на n , а затем снова смешивается в смесителе II с сигналом частоты кварцевого осциллятора.

В результате смешения на выходе имеем сигнал частоты молекулярного генератора, деленной на n , со стабильностью колебаний молекулярного генератора. Частоту этого сигнала можно разделить в делителе II обычным образом и на выходе получить частоту, используемую для приведения в действие исполнительного механизма часов.

3. ГЕНЕРАТОР НА АТОМАРНОМ ВОДОРОДЕ

В атомно-лучевых приборах времени применяют генератор на атомарном водороде. Как известно, свободный водород существует в виде молекул, содержащих два атома. Так как молекулы водорода не могут излучать радиоволны, в генераторе используют атомарный водород. Для получения атомарного водорода применяют высокочастотную разрядную трубку I, давление в которой составляет $4 \cdot 10^{-5}$ Па (рис. 200). Мощность, подаваемая на трубку, составляет примерно 10 Вт при частоте 200 МГц. При электрическом

Рис. 200. Схема генератора на атомарном водороде



разряде молекула водорода в газообразном состоянии делится на два атома.

К разрядной трубке присоединен коллиматор 2, который направляет пучок атомов в общую камеру, имеющую высокий вакуум. Диафрагма 3, установленная в непосредственной близости от коллиматора, формирует пучок атомов определенного диаметра.

В пучке присутствуют два вида атомов: атомы, находящиеся на верхнем энергетическом уровне, и атомы, находящиеся на нижнем энергетическом уровне. Они отличаются различными направлениями магнитного момента относительно магнитного поля. Известно, что атом водорода имеет магнитные свойства. Поэтому для сортировки атомов водорода по энергетическим уровням применяют постоянный магнит специальной формы, создающий неоднородное магнитное поле. По аналогии с молекулярным генератором постоянный шестиполюсный магнит 4 установлен в вакуумной камере. Атомы, находящиеся на верхнем энергетическом уровне, под действием неоднородного магнитного поля собираются по оси симметрии и фокусируются на отверстие в кварцевой колбе 5, а атомы, находящиеся на нижнем уровне, рассеиваются.

Для возникновения генерации необходимо, чтобы энергия, отдаваемая атомным пучком, была равна энергии, рассеиваемой в резонаторе 6. Колба 5 является накопителем энергии, отдаваемой атомом. Материал колбы проницаем для электромагнитного поля, которое, взаимодействуя с поверхностью резонатора, поддерживает его автоколебательный режим.

Резонатор в виде цилиндра изготовляют также из плавленного кварца, внутреннюю поверхность его покрывают серебром. Резонатор, находясь в вакуумной камере, для сохранения постоянства температуры ($40 \pm 0,01^\circ \text{C}$) термостатирован надлежащим образом.

Ненагруженный резонатор настроен на частоту 1920, 405 МГц. Нестабильность частоты квантового генератора на атомарном водороде составляет $1 \cdot 10^{-12} - 1 \cdot 10^{-13}$ ед.

Генератор на атомарном водороде в атомно-лучевых часах выполняет роль автоматической коррекции частоты кварцевого осциллятора. Схема атомно-лучевых часов состоит из генератора (осциллятора) и блока автоматической подстройки частоты генератора.

Помимо атомарного водорода, в качестве генератора частоты колебаний используют цезий и рубидий.

Описанный выше квантовый генератор на атомарном водороде не является осциллятором (в принятом смысле) для атомно-лучевых часов по тем же причинам, что и для молекулярных часов. Поэтому атомно-лучевой генератор используют для сличения и подстройки частоты кварцевого генератора в атомно-лучевых часах.

4. СХЕМА ЧАСОВ С ЦЕЗИЕВЫМ ГЕНЕРАТОРОМ

На рис. 201 показана схема таких часов, состоящая из атомно-лучевой трубки, кварцевого генератора и блока автоматической подстройки частоты колебаний генератора.

С помощью атомно-лучевой трубки осуществляется автоматическая коррекция частоты кварцевого осциллятора. В трубке используется атомный пучок щелочных металлов, в данном случае цезия-133. В миниатюрную электрическую печь 1 закладывают источник атомов цезия, который нагревают до температуры испарения (цезий плавится при температуре около 30°C).

При получении узкого пучка атомов, не соударяющихся между собой, атомы выбрасываются из пространства печи 1 через коллиматор 2, состоящий из системы трубок (с малым сечением отверстия), на диафрагму 3. В трубке поддерживается высокий вакуум. После прохождения диафрагмы атомный пучок пропускается через постоянный магнит 8, создающий неоднородное магнитное поле с высоким градиентом напряженности в направлении, перпендикулярном к оси пучка. В этом магнитном поле происходит разделение атомов пучка по основным двум энергетическим уровням I и II в зависимости от направления магнитного момента. Пучок атомов с большой энергией (уровень II) отклоняется в сто-

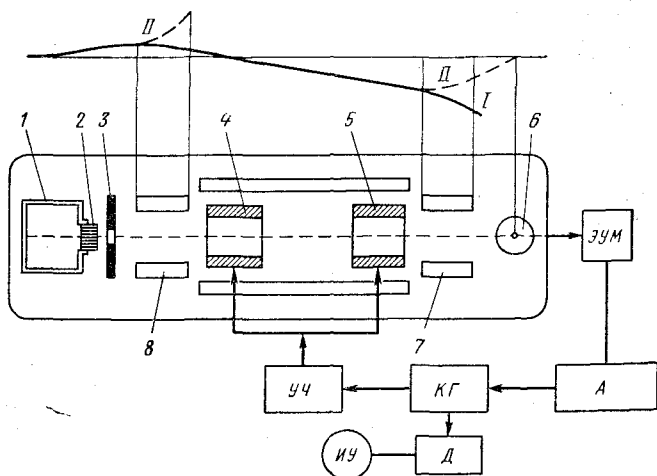


Рис. 201. Схема атомно-лучевых часов с цезиевым генератором: ЭУМ — электронный умножитель; УЧ — умножитель частоты; КГ — кварцевый генератор; А — автоподстройка; ИУ — индикаторное устройство; Д — делитель

рону, а пучок атомов с меньшей энергией (уровень I) пропускается в систему двух резонаторов 4 и 5.

На участке между резонаторами создано однородное постоянное магнитное поле. В атомно-лучевых часах используется разность энергетических уровней атомов цезия, соответствующая частоте перехода $f_0 = 9192,632$ МГц. На эту частоту и настраивают оба резонатора.

Если к резонаторам через волновод подвести электромагнитное поле с частотой колебания f , произойдет сильное поглощение энергии магнитного поля и, следовательно, перевод значительной части атомов цезия с нижнего энергетического уровня I на более высокий энергетический уровень II .

Если частота колебаний электромагнитного поля f не совпадает с частотой f_0 , то атомы цезия слабо или совсем не взаимодействуют с полем и значительная часть пучка атомов, поступающих в резонаторы, сохраняет невозбужденное состояние.

Непосредственно за системой двух резонаторов установлен постоянный магнит 7, неоднородное магнитное поле которого одинаково ориентировано, как и у магнита 8. Под действием поля магнита 7 атомы с энергетическими уровнями II и I вновь летят по разным траекториям: возбужденные атомы с уровнем II улавливаются ионным детектором 6, а невозбужденные атомы с уровнем I отклоняются в сторону. Ионный детектор превращает нейтральные атомы в поток заряженных частиц, создающих электрический ток.

Этот ток усиливается с помощью электронного умножителя, а затем поступает на блок автоматической подстройки частоты кварцевого генератора.

Колебания кварцевого генератора после умножения его частоты до значения, соответствующего частоте атомов цезия ($f_0 = 9192,632$ МГц), подаются на систему двух резонаторов трубки. Если частота кварцевого генератора, поступающая в резонаторы, равна частоте f_c , то выходной ток электронного умножителя максимален.

При отклонении частоты колебания кварцевого генератора от номинального значения уменьшается выходной ток электронного умножителя.

Нестабильность частоты атомно-лучевых часов составляет $1 \cdot 10^{-11}$, т. е. на порядок ниже, чем нестабильность частоты квантового атомно-лучевого генератора.

Рубидий-87 применяется в квантовых генераторах, имеющих малые габаритные размеры, несложную конструкцию и отличающихся высокой кратковременной стабильностью частоты, порядка $1 \cdot 10^{-12}$ ед. Выходная частота равна 6835 МГц.

ЭЛЕКТРОЧАСОВЫЕ СИСТЕМЫ

1. СТРУКТУРА ПОСТРОЕНИЯ И ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ЭЛЕКТРОЧАСОВЫХ СИСТЕМ

Для показания единого времени в различных территориальных точках стационарного или подвижного объектов и для выдачи интервалов времени в приемные устройства применяют электрические часы и электрические приборы, объединенные в единую систему, управляемую из одного центра. Систему принято называть *электрочасовой системой*. В таких системах интервалы времени с первичных часов передаются на вторичные часы в виде последовательных импульсов тока, периоды следования которых служат *интервалами времени*.

Электрочасовые системы находят применение почти во всех отраслях народного хозяйства и в зависимости от требований, предъявляемых к ним, различают как по структуре построения, так и по числу применяемых вторичных приборов. Так, для стационарных объектов объектами осцилляторами в первичных часах служат маятник и кварц; для подвижных объектов — система баланс—спираль, камертон и кварц, реже пластина, струна.

Электрочасовые системы в зависимости от числа вторичных часов подразделяют на малые, средние и большие. Малые системы с числом вторичных часов не более 60 предназначаются для показаний единого времени в учреждениях, школах, больницах, небольших промышленных предприятиях, расположенных, как правило, в одном здании.

Средние системы с числом вторичных часов до 300 предназначаются для крупных учреждений и средних промышленных предприятий; большие системы с числом вторичных часов до 900 и более предназначаются для крупных промышленных предприятий, имеющих большую территорию. Такие системы имеют несколько подстанций и на главном пульте их установлены приборы обратного контроля, сигнализирующие о неисправности отдельных (занумерованных) вторичных часов.

2. ЭЛЕКТРОЧАСОВАЯ СТАНЦИЯ

Широкое применение в системе часофикации имеет электрочасовая станция. Она состоит из *первичных* (независимых) часов (ЭПЧ), имеющих собственный маятниковый осциллятор; *вторичных* (зависимых) часов (ЭВЧ) в количестве нескольких десятков и сотен единиц в системе, получающих импульсы тока строгой периодичности от первичных часов по проводной связи и показывающих единое время на всем объекте; электрической двухпроводной линии связи для подачи электрического импульса от первичных ча-

сов на вторичные; источника питания — аккумуляторной батареи; переходного устройства (реле); щита, на котором монтируются первичные и контрольные вторичные часы.

В электрочасовых системах специального назначения, помимо группы вторичных часов, в линию связи подключают различные электрочасовые приборы, например программные часовые механизмы, печатающие и сигнальные часы и др.

Как правило, на щите монтируется двое первичных часов — рабочие и резервные. На рис. 202 показана напольная электрочасовая станция, обслуживающая 450 вторичных часов. Станция имеет девять линий (шлейфов) по 50 вторичных часов в каждой. Показания каждой линии контролируются вторичными часами на щите. Напряжение питания 24 В.

Первичные электрические маятниковые часы являются главными в системе. Они предназначены для автономного хранения времени, формирования и выдачи сигналов времени в виде импульсов тока заданной периодичности (минут—секунд). Источником тока служит аккумуляторная батарея напряжением 24 В. Линия связи — двухпроводная с разветвлениями.

Переходное реле имеет собственную аккумуляторную батарею, питающую новую линию связи. Переходное реле позволяет подключать в систему дополнительные вторичные часы или другие приборы времени.

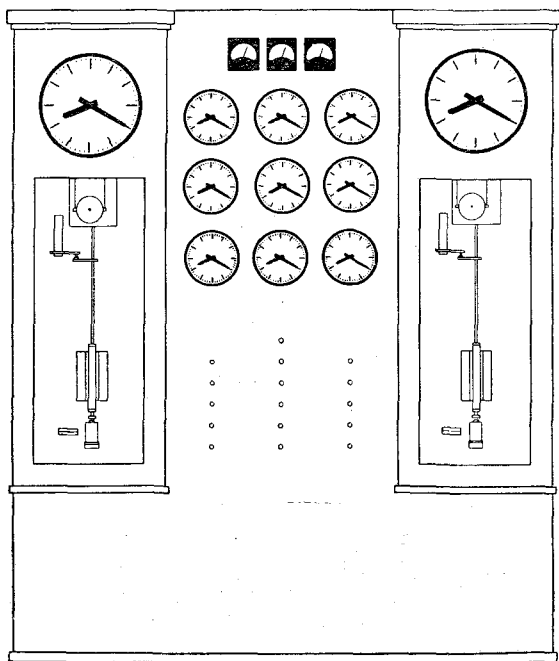


Рис. 202. Электрочасовая станция

Электрические вторичные часы должны преобразовывать импульсы тока от первичных часов в показания текущего времени. Для этого они имеют стрелочный механизм для показаний часов и минут, который приводится в действие от поляризованного электромагнита. Вторичные часы очень просты по устройству, безотказно работают в неблагоприятных условиях (запыленность, значительный перепад температур и т. п.); обслуживание таких часов проще и дешевле, чем механических.

До 1970 г. часовая промышленность выпускала по ГОСТ 7412—63 электрические первичные часы трех типов со следующей характеристикой (табл. 35).

По ГОСТ 7412—68 установлены для первичных часов четыре класса точности с параметрами, указанными в табл. 36.

Таблица 35

Наименование часов	Класс точности	Период колебания	Тип привода
Первичные маятниковые гиревые с электрическим подзаводом (с резервом хода не менее 12 ч)	1	2	Несвободный анкерный
Первичные маятниковые с электрическим приводом косвенного действия	1; 2	2	Электромагнитный косвенного действия
Первичные маятниковые с электрическим приводом прямого действия	2; 3	1,5	Электромагнитный прямого действия

Таблица 36

Класс точности	Показания хода часов на абсолютной величине в с, не более		
	Средний суточный ход	Средняя квадратичная вариация суточного хода	Максимальный ход за месяц
1	0,50	0,3	10
2	0,75	0,5	30
3	1,50	1,0	60
4	3,00	2,0	120

Первичные часы имеют два исполнения: с устройством «резерва действия», обеспечивающего поддержание рабочего состояния первичных часов в течение не менее 12 ч при перерывах в электроснабжении, и без устройства «резерва действия».

ГОСТ 7412—68 распространяется на электрические первичные маятниковые и вторичные поляризованные часы, работающие на постоянном токе и применяемые в стационарных системах единого времени.

Маятниковые осцилляторы сохранили свое применение в первичных часах благодаря тому, что при высокой добротности и надежности действия они имеют довольно простую конструкцию и выдают интервалы времени с точностью, достаточной для многих случаев применения. Главное их достоинство в том, что опорная частота колебаний порядка 0,5 Гц близка к основной единице времени — секунде.

В кварцевых часах частота колебаний кристаллов кварца составляет десятки и сотни тысяч герц, точность показаний стабильна и выше на один—два порядка точности маятниковых часов, но электронные схемы часов с делителями частоты, усилителями импульса, шифраторами и дешифраторами сложны по устройству, дороги по стоимости и требуют квалифицированного обслуживания.

Наибольшее применение в электрочасовых системах имеют часы электрические первичные маятниковые с приводом прямого действия и без устройства «резерва действия». Часы маятниковые с «резервом действия» выпускают небольшими сериями.

3. ПЕРВИЧНЫЕ МАЯТНИКОВЫЕ ЧАСЫ С ПРИВОДОМ ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ (ЭПЧМ)

Часы с указанным приводом состоят из следующих узлов: маятника; хода; передаточного механизма; контактного устройства; вторичных контрольных часов и аккумуляторной батареи.

Маятник

На рис. 203, *а* показана схема типовой конструкции маятника. Конструкция маятника была разработана М. Гилпом в 1842 г. и в принципиальной своей части сохранилась в часах до настоящего времени.

Стержень маятника 4 с помощью пружинного подвеса (пендельфедера) 2 закреплен в кронштейне 1. В обойме 3 закреплена гребенка 9. При каждом колебании маятника гребенка 9 взаимодействует с собачкой 8, шарнирно закрепленной в основании контактной пружины 7. Колебания маятника поддерживаются электромагнитом 6, периодически притягивающим якорь маятника 5. В цепь электромагнита включен резистор с сопротивлением $R = 300 \text{ Ом}$.

Последовательные фазы работы контактной группы маятника, гребенки и собачки показаны на рис. 203, *б*.

В положении *I* маятник движется справа налево, гребенка находится правее собачки. В положении *III* гребенка касается собачки, отклоняет ее влево и переходит в положение *II*; маятник в этом положении достигает крайнего левого положения. В положениях *IV*, *V* маятник движется слева направо, преодолевая контакт гребенки с собачкой. Таких полных колебаний маятник совершает от 8 до 12. С каждым колебанием амплитуда уменьшается. В положении *VI* маятник движется справа налево ана-

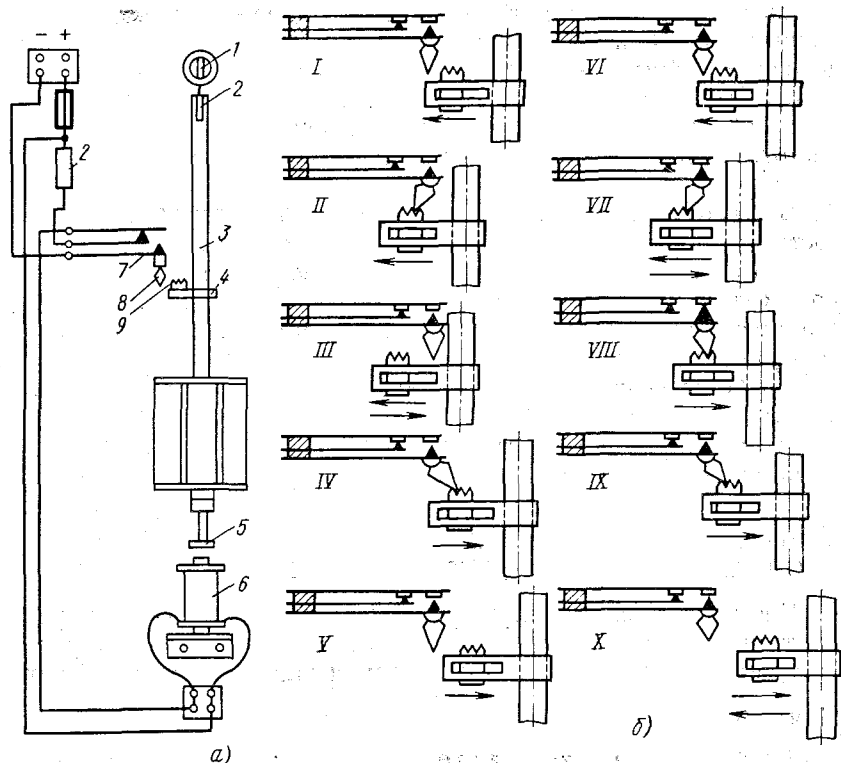


Рис. 203. Маятник Гиппа с приводом прямого действия:
 а — общий вид; б — фазы работы гребенки и маятника

логично положению *I*. В положении *VII* показано крайнее отклонение маятника влево. В этом положении амплитуда колебаний уменьшается, и собачка задерживается в пазу гребенки. При движении маятника слева направо — положение *VIII* — собачка будет нажимать на нижнюю контактную пружинку, последняя своим контактом коснется верхней пружины, а затем поднимет ее настолько, что разорвет контакт ее со средней пружиной.

В положении *IX* собачка, наклоненная вправо, разрывает контакт верхней и нижней пружины и вновь замыкает контакт верхней и средней пружины.

В положениях *I—VII*, *IX*, *X* контакты верхней и нижней пружины разомкнуты и в цепи электрический ток отсутствует. При замыкании цепи — положение *VIII* — в начальный момент ток течет в обмотку электромагнита маятника и в резистор, подключенный параллельно к обмотке электромагнита. Такое замыкание — кратковременное. Затем при подъеме верхней пружины происходит разрыв контакта со средней пружиной, и замкнутыми

остаются верхняя и нижняя пружины, по которым течет ток на обмотку электромагнита. Ток, проходящий по обмотке электромагнита, создает магнитное поле, которое действует на якорь маятника, притягивая его к электромагниту. Маятник, получив импульс силы от электромагнита, движется вправо, отклоняясь на максимальную амплитуду.

Подключение и отключение резистора необходимо для уменьшения искрения и подгорания контактов пружины — это удлиняет срок их службы.

Действие магнитного поля на якорь происходит вблизи положения равновесия.

Положение гребенки и собачки должно быть хорошо отрегулировано. Если гребенка будет расположена высоко на стержне маятника, то значительная часть энергии будет затрачена маятником на изгиб контактной пружины. При слишком низком расположении гребенки собачка не будет замыкать контактов нижней и верхней пружин, и маятник остановится. С помощью гребенки регулируют амплитуду. Для уменьшения амплитуды гребенку в обойме переставляют, удаляя от стержня маятника и приближая тем самым импульс к положению равновесия. Для увеличения амплитуды гребенку приближают к стержню маятника.

Высокая точность хода часов обеспечивается стабильным напряжением источника тока. В данной конструкции часов напряжение источника тока 24 В, маятник делает 40 полных колебаний в минуту при периоде колебаний $T = 1,5$ с. Полный оборот секундный диск и храповое колесо сделают за 2 мин. Повышение напряжения выше 24 В приводит к увеличению силы тока и магнитного потока: электромагнит будет сильнее притягивать якорь маятника, соответственно увеличится амплитуда колебаний.

С увеличением Φ увеличится и T . Как отмечалось в гл. 2, колебания маятника неизохронны и зависят от амплитуды. При уменьшении напряжения уменьшается сила тока и магнитный поток. Якорь притягивается с меньшей силой, амплитуда колебаний уменьшается, разумеется, если напряжение не упадет очень низко и магнитный поток будет недостаточен для поддержания колебаний маятника.

Регулирование амплитуды колебаний маятника выполняют несколькими способами. Наиболее простые из них два. Первый способ — это регулирование зазора между электромагнитом и якорем маятника. При опускании электромагнита вниз (или подъеме якоря) воздушный зазор увеличивается и магнитный поток, действующий на якорь, уменьшается.

Следовательно, уменьшается амплитуда, и часы будут идти с опережением. При подъеме электромагнита (или опускании якоря вниз) воздушный зазор уменьшается, магнитный поток возрастает, амплитуда увеличивается и часы будут отставать.

Второй способ — это подъем или опускание двух стальных грузов маятника. Опускание грузов увеличивает приведенную длину

маятника, а следовательно, увеличивает период колебания — часы будут отставать; подъем грузов уменьшает период — часы будут спешить.

Маятник скомпенсирован на температуру; стержень его изготовляют из инвара, имеющего весьма малый коэффициент линейного расширения (0,0000008). Применение маятника основано на принципе *переменной амплитуды колебаний*.

Ход

Связь маятника с механизмом часов (рис. 204) осуществляется с помощью импульсного штифта 4, закрепленного на стержне маятника, анкера 5, посаженного на ось 3, собачки 6, шарнирно закрепленной в нижней части анкера, и храпового колеса 7. На рисунке импульсный штифт находится в пазу анкера.

При движении маятника от положения равновесия влево импульсный штифт будет давить на левую сторону паза анкера и поворачивать верхнюю его часть вокруг оси 3 против часовой стрелки, и соответственно собачка 6 будет поворачивать храповое колесо 7 по часовой стрелке.

Пружина-собачка 2 скользит по зубу и фиксирует поворот колеса на один зуб. При дальнейшем движении маятника влево

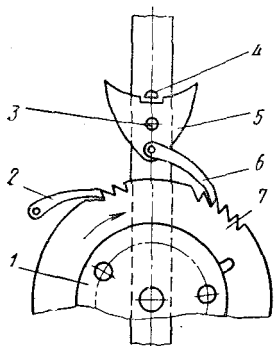


Рис. 204. Ход

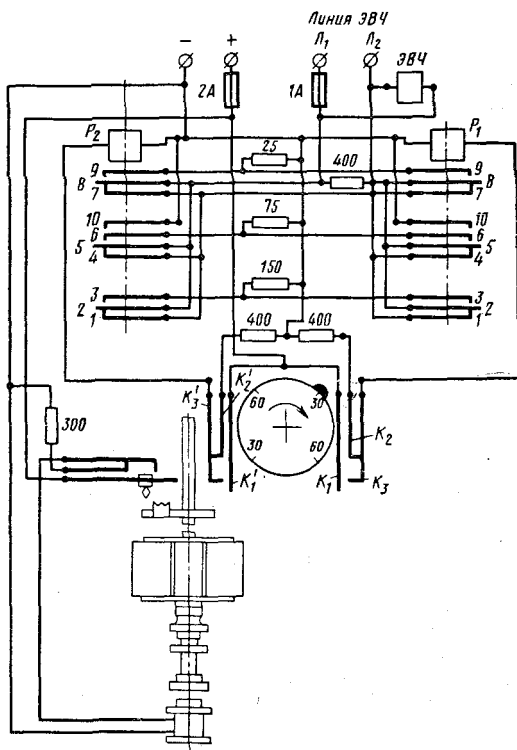


Рис. 205. Контактное устройство

импульсный штифт выходит из паза анкера, и далее маятник движется без нагрузки.

При движении маятника слева направо импульсный штифт перед положением равновесия вновь входит в паз анкера и начинает давить на правую сторону паза анкера и поворачивать верхнюю его часть по часовой стрелке.

Соответственно нижняя часть анкера будет поворачиваться влево вместе с собачкой b , последняя будет заходить за следующий зуб колеса, которое остается неподвижным. Таким образом, за одно полное колебание маятника храповое колесо повернется на один зуб. Полный оборот колесо с $z = 80$ сделает за 2 мин. На диске I крепят секундный циферблат.

Контактное устройство

Секундный циферблат часов разделен на $60 + 60$ делений (рис. 205). Выше диска циферблата выступает кулачок, изготовленный из изоляционного материала и закрепленный, как и циферблат, на диске I (см. рис. 204). При полном обороте циферблата кулачок попеременно коснется левой K'_1, K'_2, K'_3 и правой K_1, K_2, K_3 групп контактных пружин и замкнет на малый отрезок времени минутные контакты транслятора. Импульсы тока от контактов левой и правой пружин поступают не на механизм вторичных часов непосредственно, а на обмотки реле P_1 и P_2 . Последние поочередно притягивают свои якоря, при этом замыкаются соответствующие контакты пружин реле и в сеть вторичных часов поступают импульсы тока переменного направления. Происходит это следующим образом. Когда кулачок секундного циферблата начнет нажимать на контактную группу K'_1, K'_2, K'_3 , то контакт K'_1 замкнется с контактом K'_3 , а контакт K'_2 еще не успеет разомкнуть свой контакт с контактом K'_3 . В этот момент через обмотку реле P_2 и через резистор $R = 400$ Ом потечет ток. Одновременно небольшой ток потечет через обмотку реле P_1 , поскольку в цепи реле в этот момент оказываются последовательно включенными два сопротивления по 400 Ом.

Поэтому срабатывает только реле P_2 . При дальнейшем повороте диска контакт K'_1 поднимет контакт K'_3 : произойдет разрыв контактов K'_2 и K'_3 и отключение резистора $R = 400$ Ом и реле P_1 . При срабатывании реле P_2 размыкаются контакты 1, 2, 4, 5, 7, 8, после этого замыкаются контакты 2, 3, и ток поступает в сеть через резистор $R = 150$ Ом. Спустя мгновение, замыкаются контакты 5, 6 и подключается параллельно резистор $R = 75$ Ом. Затем замыкаются контакты 8 и 9, подключается параллельно к первым двум резисторам третий резистор $R = 25$ Ом. После этого замыкаются контакты 6 и 10, происходит отключение всех трех резисторов, и в сеть вторичных часов поступает максимальный ток. Выключение тока происходит в обратном порядке. Правая сторона контактной группы работает аналогично левой, с той

лишь разницей, что в сеть приходит ток обратного направления; последнее продиктовано конструкцией механизма вторичных часов. Кодовые реле имеют мощные контакты. Резисторы включены в цепь для искрогашения.

Таблица 37

Наименование параметров	Величины параметров часов	
	с электромагнитным приводом прямого действия	с гиревым приводом
Средний суточный ход, с	$\pm 1,5$	$\pm 0,5$
Напряжение источника тока, В	24	24
Число полных колебаний маятника в минуту	40	30
Период колебания, с	1,5	2
Ток в цепи электромагнита контрольного механизма часов, А	0,01	—
Ток в цепи электромагнита подзавода, А	—	0,20
Допустимый ток при индуктивной нагрузке через контакты включения вторичных часов с минутным отсчетом, А	0,25	0,45
Масса, кг	18	34

К недостаткам данной конструкции часов следует отнести отсутствие подгоночного ключа. Для установки правильных показаний всей группы вторичных часов при их отставании вручную включают и выключают якоря кодовых реле.

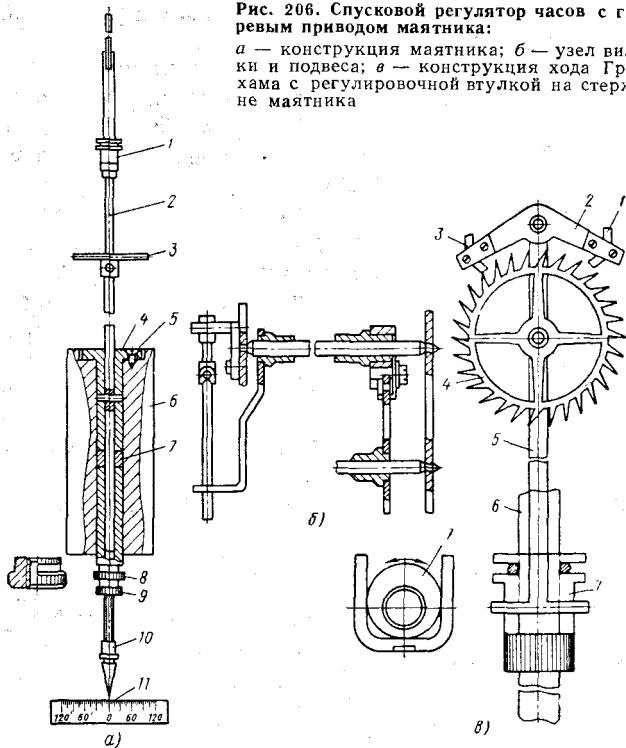
Первичные маятниковые часы гиревые с электропод заводом (ЭПЧГ)

В часах применены спусковой регулятор, состоящий из маятника с периодом колебания 2 с и несвободного анкерного хода Грахама, гиревой привод, кинематическая передача и электрическая схема формирования минутных и секундных импульсов в линию вторичных часов.

Маятник (рис. 206, а) состоит из инварной штанги 2; верхний конец ее соединен с пружинным подвесом (рис. 206, б). На штанге расположена эксцентриковая втулка 1 (рис. 206, а), входящая в паз вилки. Ниже втулки закреплена полочка 3 для регулировочных грузов (см. рис. 5) Маятник снабжен термокомпенсационным устройством. Гиря 6 маятника (рис. 206, а) имеет сквозное отверстие; в верхней части отверстия помещена втулка 4, прикрепленная к гире винтами 5. В нижней части отверстия расположена компенсационная трубка 7, опирающаяся на регулировочную гайку 8 и контргайку 9.

Рис. 206. Спускной регулятор часов с гиревым приводом маятника:

а — конструкция маятника; *б* — узел вилки и подвеса; *в* — конструкция хода Грахама с регулировочной втулкой на стержне маятника



На нижний конец штанги навинчен указатель 10, имеющий по окружности 60 делений.

Поворот указателя на одно деление соответствует изменению суточного хода на 1 с, а полный оборот — на 1 мин. К корпусу часов прикреплена шкала 11, по которой определяют величину амплитуды колебаний маятника.

На рис. 206, *в* показан ход Грахама (см. также рис. 46). Вилка 5 наглухо соединена с валиком, на котором укреплена и анкерная скоба 2. Втулка 7 (на рис. 206, *а* втулка 1) служит для регулирования взаимного положения палет 1 и 3 с зубьями ходового колеса 4. Поворачивая втулку в ту или другую сторону за счет ее эксцентриситета вилке 5 придают определенное положение относительно штанги маятника 6 и одновременно устанавливают глубину хода.

Гиревой привод маятника имеет более сложное устройство по сравнению с электромагнитным приводом часов ЭПЧМ, но в то же время имеет и ряд преимуществ перед ним.

Гиревой привод выполняет в часах две функции: обеспечивает постоянный момент, который передает через ход на маятник для его функционирования, и производит включение и выключение

контактной системы для посылки минутных и секундных импульсов в линию вторичных часов.

При выключении источника питания маятник продолжает функционирование, так как имеет резерв хода от опускания гири на 12 ч, и в сеть вторичных часов за этот период бесперебойно поступают импульсы. В часах ЭПЧМ при отключении питания маятник и все вторичные часы останавливаются.

В качестве вторичных часов используют часы с минутным отсчетом времени и с секундным. Те и другие подключают с помощью самостоятельных линий связи. Помимо подачи импульсов в часы с минутным отсчетом времени, в них автоматически происходит подача импульсов, пропущенных по тем или другим причинам.

В этом случае все вторичные часы данной линии автоматически устанавливаются на показание единого времени с первичными часами.

Кинематическая схема механизма часов показана на рис. 207, а.

Гири 10 с блоком подвешена на струне, намотанной на барабан 5 планетарного механизма. На барабан навивается восемь—де-

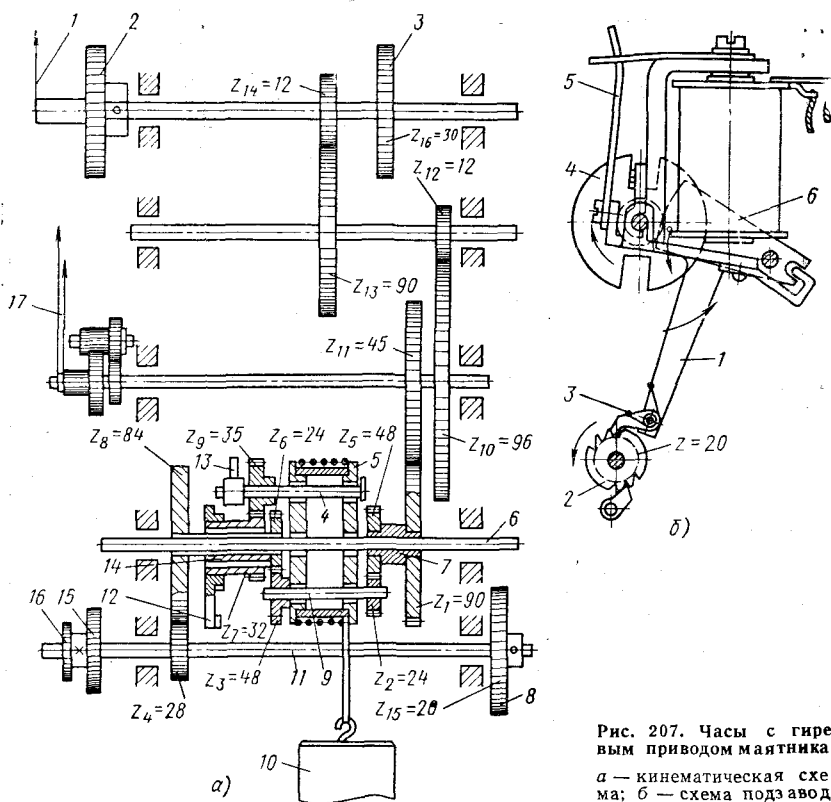


Рис. 207. Часы с гиревым приводом маятника:
а — кинематическая схема; б — схема подзавода гири

вать витков струны, обеспечивающих при раскручивании резерв хода 12 ч.

Барабан 5 свободно посажен на ось 6. В барабане свободно вращаются оси 4 и 9. На осях закреплены колеса-сателлиты z_2 , z_3 и z_9 , обкатывающиеся по центральным колесам z_5 , z_8 и z_7 . На оси 4 посажен рычаг 13. Колеса z_5 и z_1 жестко закреплены на втулке 7, а колеса z_6 и z_8 на втулке 14. Втулки 7 и 14 свободно вращаются на оси 6. На втулке колеса z_7 , свободно сидящего на втулке 14, закреплен рычаг 12, который входит в вырез в платине механизма и удерживает колесо от вращения при опускании гири и вращении барабана против часовой стрелки. Колесо z_1 сцепляется с колесом z_{11} , посаженным на ось минутной стрелки 17.

Передаточное отношение в кинематической цепи ось минутной стрелки—ось ходового колеса 3 с секундной стрелкой 1

$$i = \frac{z_{10}z_{12}}{z_{12}z_{14}} = \frac{96 \cdot 90}{12 \cdot 12} = 60.$$

На одной оси с секундной стрелкой 1 посажен кулачок 2.

На оси 11 посажены пятикулачковая муфта 16, десятикулачковая муфта 15, колесо z_4 и храповое колесо 8 подзавода.

Функционируют часы следующим образом.

При опускании гири и вращении барабана против часовой стрелки колесо-сателлит z_9 будет обегать по неподвижному центральному колесу z_7 .

Колеса z_4 , z_8 и z_6 удерживаются от вращения храповым колесом 8 с собачкой. Поэтому колесо-сателлит z_3 будет обегать колесо z_6 , а колесо-сателлит z_2 будет обкатываться по колесу z_5 и одновременно вращать его против часовой стрелки. Это происходит следующим образом. При повороте барабана, например на 90° , ось 9 с колесами-сателлитами повернется вокруг оси 6 тоже на 90° , колесо z_3 повернется вокруг оси на шесть зубьев, или на угол 45° . На такой же угол повернется и колесо z_2 , жестко связанное с колесом z_3 . Колесо z_5 , находящееся в зацеплении с колесом z_2 , повернется на угол $22^\circ 30'$. Но ось 9 обоих колес-сателлитов повернулась на центральный угол 90° . Следовательно, колесо z_2 повернуло колесо z_5 , а вместе с ним и колесо z_1 , на угол $90^\circ - 22^\circ 30'$ против часовой стрелки. Колесо z_{11} , находящееся в зацеплении с колесом z_1 , будет вращаться вместе с осью по часовой стрелке. Далее через кинематическую цепь вращение передается на ходовое колесо 3.

При полном периоде колебаний маятника ($T=2c$) ходовое колесо, а вместе с ним и секундная стрелка сделают полный оборот за 60 с.

Периодически, через 1 мин гиря подзаводится с помощью электромагнита (рис. 207, б). К якорю электромагнита прикреплен рычаг 1, имеющий на свободном конце собачку 3. При замыкании цепи электромагнита привода якорь притягивается к сердечнику

катушки, а собачка свободно переходит на следующий зуб храпового колеса 2.

После разрыва электрической цепи якорь под действием пружины 5 отходит назад, и собачка поворачивает храповое колесо на один зуб по часовой стрелке (рис. 207, а). Колесо z_4 будет вращать колесо z_8 и колесо z_6 , закрепленное с ним на одной втулке, против часовой стрелки; соответственно колеса-саттеллиты z_3 и z_2 будут вращаться вокруг своей оси по часовой стрелке, а колесо z_5 , сцепляющееся с колесом z_2 , и закрепленное с ним на одной втулке, колесо z_1 будут вращаться против часовой стрелки. Барабан под действием оси 9 будет вращаться по часовой стрелке и поднимать гирию. Таким образом, во время подъема гири нет перерыва в подаче импульса на маятник. В данном случае импульс был подан от якоря электромагнита и пружины.

В механизме подзавода (рис. 207, б) инерционный груз 4 и зубчатый сектор 6 выполняют роль демпфера, смягчающего удары при срабатывании электромагнита.

Электрическая схема часов показана на рис. 208. Электромагнит подзавода P_3 включен в цепь батареи через два последовательных контакта K_3 и K_1 , причем K_1 имеет параллельный контакт с K_2 . Контакт K_3 замыкается рычагом 2 при каждом колебании маятника вправо, но электромагнит срабатывает только в том случае, когда одновременно будут замкнуты K_3 и K_1 . Контакт K_1 является подготовительным и разомкнут штифтом 7, закрепленным на рычаге 6; последний вращается на оси 10.

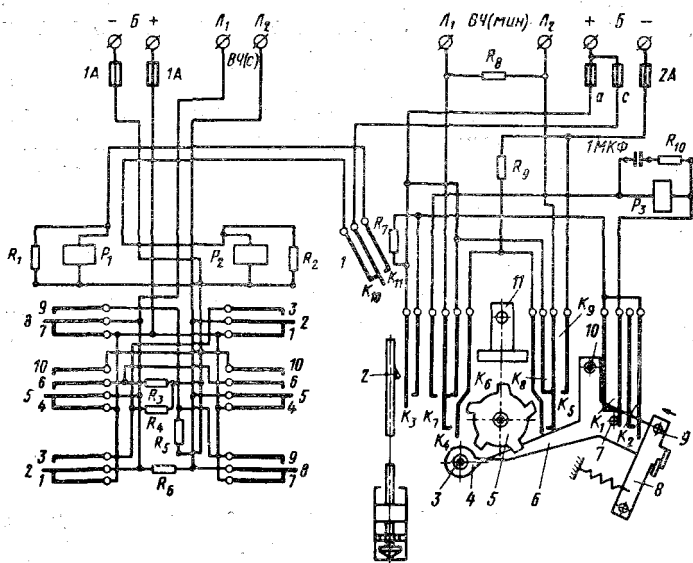


Рис. 208. Электрическая схема часов с гиревым приводом маятника

Замыкание контакта K_1 происходит в момент спадания рычага 6 с кулачка 4, сидящего на секундной оси механизма, и отхода штифта 7 влево.

Включение электромагнита подзавода происходит через 1 мин, в момент отклонения маятника вправо. При образовании цепи: плюс батареи — K_3 — K_1 — минус батареи, якорь электромагнита P_3 (рис. 207,б) притянется к сердечнику катушки, а собачка 3 западает за зуб храпового колеса. При разрыве контакта K_3 маятником храповое колесо от обратного хода якоря и нажима рычага повернется на один зуб. В этом положении контакт K_1 (рис. 208) остается замкнутым, а пятикулачковая муфта 5, управляющая посылкой импульса тока в линию вторичных часов, замыкает одну из групп контактного устройства, при этом сначала замыкается резистор $R_9 = 100$ Ом, затем этот резистор включается последовательно в линию вторичных часов и, наконец, замыкается накоротко, и в линию вторичных часов посылается полный рабочий ток. Посылка импульса продолжается в течение полного периода колебания маятника, т. е. при втором отклонении маятника вправо происходит срабатывание электромагнита, поворот муфты 5 и включение контактной группы.

После второго срабатывания электромагнита десятикулачковая муфта 15 (см. рис. 207, а) поворачивает рычаг 6 (рис. 208) вправо и нажимом пружины размыкает контакт K_1 , тем самым разрывая цепь электромагнита подзавода.

Для уменьшения искрения в контактах токопосылочного устройства в схему включен резистор $R_8 = 500$ Ом. Для уменьшения искрения в контактах K_1 , K_2 , K_3 последовательно включены резистор $R_{10} = 100$ Ом и конденсатор $C = 1$ мкФ. Кроме того, к контакту K_3 параллельно подключен резистор $R_7 = 20\,000$ Ом.

При отсутствии тока, питающего вторичные часы, электромагнит не срабатывает, а опускание гири и вращение барабана продолжается.

Колесо-сателлит z_9 и рычаг 13 продолжают обкатывать центральное колесо z_7 (рис. 207, а). Вместе с рычагом 13 поворачивается против часовой стрелки и рычаг 8 (рис. 208), который своим штифтом 9 замыкает контакт K_2 , включенный в сеть параллельно контакту K_1 . При замыкании маятником контакта K_3 образуется цепь, посылающая импульсы от батарейки на электромагнит и во вторичные часы. С помощью муфты 5 будут посланы пропущенные импульсы. Контакт K_2 разомкнется в момент, когда гиря займет исходное положение, а рычаг 13 отведет рычаг 8, и штифт 9 освободит контактную пружину.

Контакты K_{10} , K_{11} и пружина 1 служат для посылки секундных импульсов на вторичные часы. Для этой цели имеется самостоятельное контактное устройство (рис. 209).

Контактный рычаг 4 из изоляционного материала соединен со втулкой 5, посаженной неподвижно на валик анкерной скобы. Рычаг 4 охватывает контактную пружину 1, к которой подведен

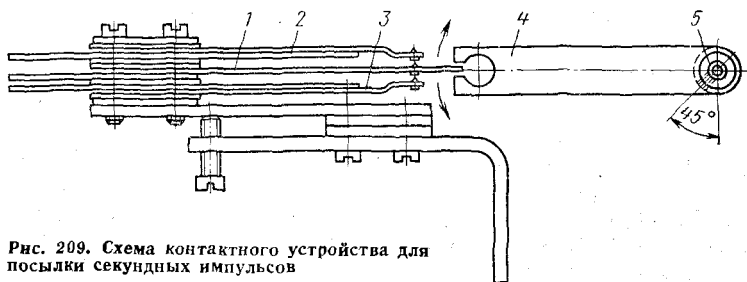


Рис. 209. Схема контактного устройства для
посылки секундных импульсов

положительный полюс батареи. При колебании маятника и рычага 4 пружина 1 входит в контакт последовательно с пружиной 3 и с пружиной 2. При этом возникают импульсы тока, которые поступают в обмотки реле P_1 и P_2 (см. рис. 208). Реле при срабатывании замыкает свои контакты в такой последовательности: в начальный момент батарея включается в линию вторичных часов через резистор $R_4 = 150$ Ом, затем параллельно резистору R_4 подключается резистор $R_3 = 75$ Ом, параллельно этим двум подключается резистор $R_5 = 25$ Ом, и в конце хода анкерной скобы включается полный ток батареи, минуя резисторы.

При опускании скобы переключение контакта происходит в обратном порядке. Таким образом, ток в линии вторичных часов нарастает и исчезает в четыре приема, благодаря чему разрывная искра сильно уменьшается. Резисторы $R_1 = R_2 = 500$ Ом также уменьшают искрообразование при размыкании контактных пружин K_1, K_2, K_3 и пружин реле. Часы имеют подгоночный ключ.

Часы данного типа носят также название часов с накопителем импульсов. Технические данные часов приведены в табл. 36.

4. МАЯТНИКОВЫЕ ЧАСЫ «АТО»

Электромеханические часы

Часы имеют электромагнитный привод маятника с соленоидом (рис. 210). В нижней части маятника, под линзой, укреплен стержень 1, изогнутый по радиусу, равному длине маятника, чтобы он мог свободно входить в соленоид при колебаниях маятника. В верхней части маятника на кронштейне укреплена собачка 8, которая может вращаться на оси 10. Положение собачки регулируется винтом 9. Привод работает следующим образом. Вблизи крайнего левого положения маятника собачка поворачивает храповое колесо 6 на один зуб против часовой стрелки. Собачка 7 фиксирует новое положение храпового колеса и предотвращает его от случайного поворота в обратном направлении.

На одной оси с храповым колесом жестко посажено зубчатое колесо 5. Под колесом 5 расположены контактные пружины 3 и 4;

Рис. 210. Схема электромагнитного привода маятника с соленоидом (часы «АТО»)

на верхней пружине закреплена призма 11 из изоляционного материала. Когда оба колеса неподвижны, призма 11 находится на впадине зуба колеса 5, и контактные пружины разомкнуты. При повороте колеса 5 его зуб будет отжимать призму 11, контактные пружины замкнутся и в цепь соленоида 2 потечет ток; стержень 1 будет притянут магнитным полем соленоида, и маятник получит силовой импульс. Импульс кратковременный, он прекращается, как только призма 11 войдет в следующий зуб колеса. За одно полное колебание маятник получает один импульс.

Посылка минутных импульсов на вторичные часы осуществляется следующим образом. Храповое колесо 6 имеет 60 зубьев и делает один оборот за 2 мин (при $T = 2$ с). На оси храпового колеса закреплен диск с кулачком из изоляционного материала, который поочередно замыкает две контактные пружины, посылающие в цепь вторичных часов знакопеременные импульсы по примеру часов с приводом маятника прямого действия.

Более совершенная конструкция часов с приводом соленоида разработана в ЛИТМО.

Принципиальное отличие конструкции ЛИТМО от описанной выше заключается в том, что импульс силы подается соленоидом на маятник при прохождении им положения равновесия. По теореме Эри импульс, переданный в положении равновесия, не влияет на период колебания. При амплитуде колебания в $1^{\circ}30'$ замыкание цепи соленоида продолжается на угле в $5'$. Период колебания 2 с. Стержень-якорь — постоянный магнит. Напряжение батареи 12 В.

Электронно-механические часы

В настоящее время часы типа «АТО» выпускают с магнито-электрическим приводом маятника в настенном и настольном исполнении. Часы настенные применяют как первичные в системе единого времени; часы настольные и настенные — для индивидуального пользования. Питание часы получают от источника тока на-

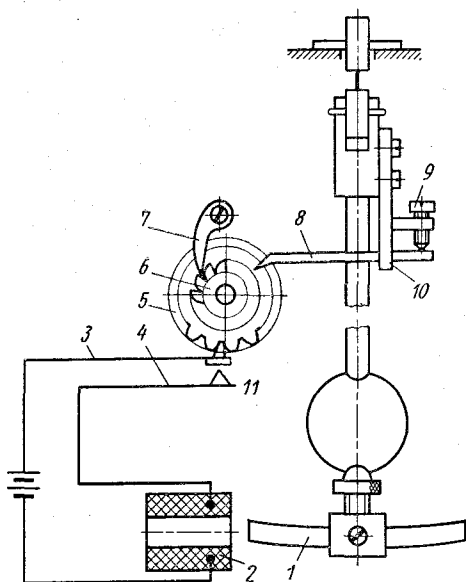
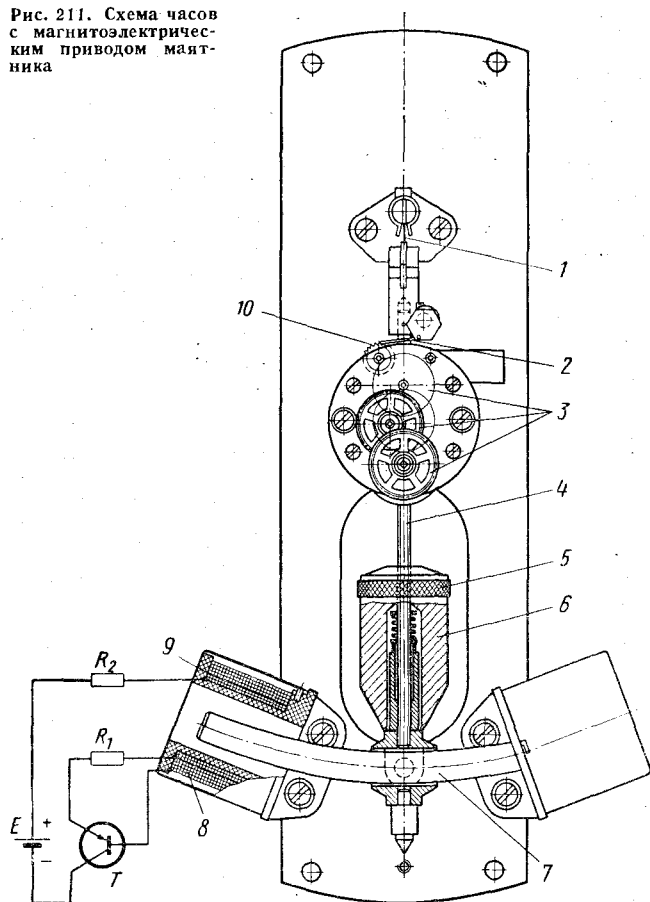


Рис. 211. Схема часов с магнитоэлектрическим приводом маятника



пряжением 1,5 В и емкостью 10 А·ч, достаточной для работы часов в течение нескольких лет. По точностным параметрам часы находятся на одном уровне с часами ЭПЧМ.

На рис. 211 показана конструкция настольных электронно-механических часов типа «АТО», разработанная в НИИчаспроме. Стержень 4 маятника выполнен из инвара; на нижнем конце стержня, в специальной оправе закреплен постоянный магнит 7. Груз 6 и регулировочная гайка 5 определяют центр тяжести и приведенную длину маятника. Верхний конец стержня закреплен на пружинном подвесе 1; к стенке корпуса часов прикреплен слева каркас, на котором коаксиально намотаны две катушки 8 и 9. Справа каркас нерабочий, прикреплен для симметрии. Электронная схема привода состоит из транзистора T , включенного в цепь по схеме с общим эмиттером, и резисторов R_1 и R_2 . Для передачи движения маятника на стрелочный механизм 3 применен храповой

механизм, состоящий из собачки 2, укрепленной на стержне маятника, и храпового колеса 10. С храпового колеса 10 вращение передается на стрелки через зубчатую передачу.

При колебании маятника постоянный магнит 7 совершает движение внутри катушек 8 и 9, наводя в них э. д. с. Величина э. д. с. пропорциональна скорости движения магнита; максимума она достигает при прохождении маятником положения равновесия. В катушке освобождения 8 возникает сигнал тока освобождения происходит отпирание триода, и в катушке привода возникает ток, магнитное поле которого создает момент привода, поддерживающий колебания маятника.

5. АСТРОНОМИЧЕСКИЕ МАЯТНИКОВЫЕ ЧАСЫ АЧФ-3

Астрономические маятниковые часы АЧФ-3 с магнитоэлектрическим приводом были изобретены Ф. М. Федченко (рис. 212). Стержень маятника диаметром 10 мм изготовлен из инвара. На стержне закреплен медный цилиндрический груз 8 массой 9 кг, определяющий, как во всех маятниках, центр тяжести линзы и приведенную длину маятника. Верхний конец маятника закреплен в изохронизирующем подвесе (см. рис. 12).

Магнитоэлектрический привод состоит из подвижной и неподвижной частей. Подвижная часть состоит из магнитопровода 1, двух постоянных магнитов 2 и 3 призматической формы и втулки 5, с помощью которой подвижная часть крепится на стержне маятника. Неподвижная часть состоит из каркаса 4 с намотанными на нем катушками освобождения ω_0 и импульса (привода) ω_n , электронной схемы и инварной штанги 7, к которой с помощью втулки 6 прикреплена неподвижная часть. Часы смонтированы в стальной барокамере с давлением $(10,6 \div 13,3) \cdot 10^3$ Па: маятник скомпенсирован на изменение температуры. Часы устанавливаются на жестком основании без вибраций.

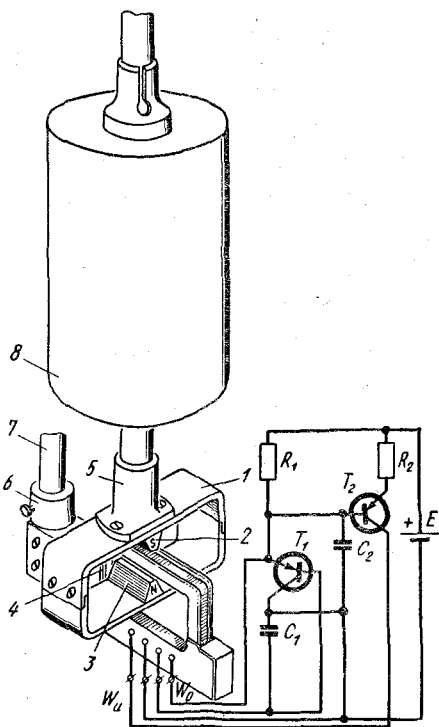


Рис. 212. Схема привода маятника астрономических часов АЧФ-3

Точность хода таких часов составляет порядка $1 \cdot 10^{-8}$ ед.

Рассмотрим функционирование часов. При колебаниях маятника вблизи равновесного положения катушка оказывается в зазоре между магнитами 2 и 3. В катушке освобождения ω_0 возникает сигнал тока освобождения, а через катушку привода ω_n проходит импульсный ток от источника E . Магнитный поток импульсной катушки создает момент, поддерживающий колебания маятника. Импульс тока формируется схемой на транзисторе, представляющей собой двухкаскадный усилитель, собранный на плоскостных германиевых транзисторах T_1 и T_2 . Применение двухкаскадного усилителя вызвано тем, что сигнала освобождения, наведенного в катушке ω_0 , недостаточно для открытия транзистора T_1 , а увеличение числа витков катушки ω_0 и, следовательно, увеличение магнитного потока приводит к увеличению момента освобождения, который всегда направлен против момента импульса.

Поэтому сигнал освобождения усиливается предварительным каскадом, собранным на транзисторе T_1 , а затем усиленный сигнал, снятый с нагрузочного резистора R_1 первого каскада, подается на вход выходного усилителя каскада (между базой и эмиттером транзистора T_2). Этот сигнал полностью отпирает транзистор T_2 . Последний в коммутирующем режиме формирует импульс тока привода. Катушка привода ω_n включена в коллекторную цепь транзистора T_2 . Сопrotивления резисторов R_1 и R_2 определяют выбранный режим работы, а конденсаторы C_1 и C_2 служат для предотвращения паразитной генерации.

Техническая характеристика

Период колебания, с	2
Потребляемый ток в импульсе, мА	0,2—0,3
Число витков катушки ω_0	2000
Диаметр провода, мкм	30
Число витков катушки ω_n	1900
Диаметр провода, мкм	50
Емкость конденсаторов C_1 и C_2 , мкФ	0,1

6. ПЕРВИЧНЫЕ ЭЛЕКТРОННО-МЕХАНИЧЕСКИЕ МАЯТНИКОВЫЕ ЧАСЫ П-3

Часы П-3 созданы на базе электромеханических часов ЭПЧМ. В качестве осциллятора использован маятник с периодом колебания $T = 1,5$ с.

Электромагнитная система привода маятника аналогична системе привода в часах ЭПЧМ и состоит из электромагнита 1 (рис. 213), якоря 2, укрепленного на маятнике, штанги 3 с укрепленным на ней алюминиевым диском (флажком) 4.

Электронная схема часов собрана на трех транзисторах. На транзисторе T_3 собран датчик освобождения, представляющий собой автогенератор электрических колебаний, выполненный по схеме с трансформаторной обратной связью.

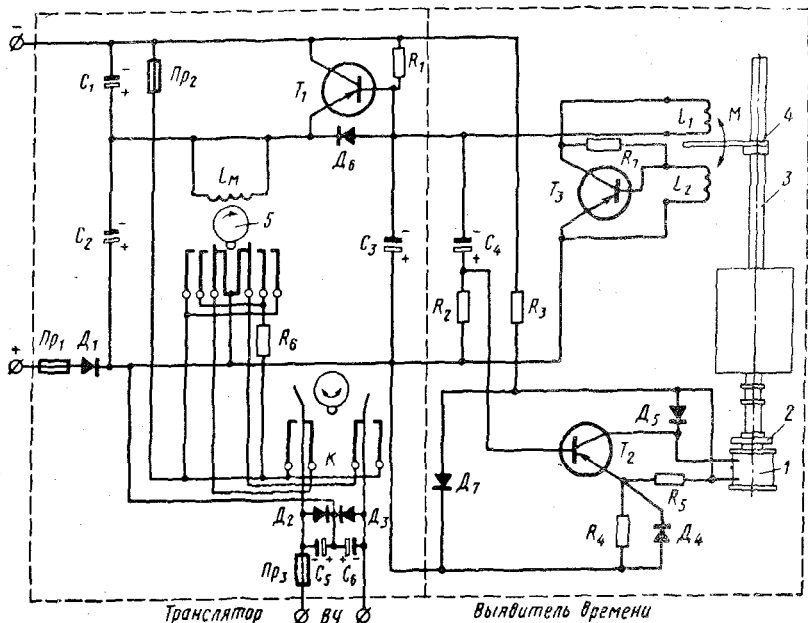


Рис. 213. Электронная схема первичных электронно-механических маятниковых часов П-3

При левом колебании маятника флажок 4 входит в зазор между катушками индуктивности L_1 и L_2 , что приводит к срыву генерации в схеме автогенератора.

В результате повышается напряжение на конденсаторе C_4 , заряд которого идет по цепи от плюса источника через D_1 — R_2 — C_4 — R_1 до минуса источника питания. Падение запирающего потенциала на резисторе R_2 вызывает отпирание транзистора T_2 на время зарядки конденсатора C_4 . Сформированный таким образом импульс тока привода передается электромагнитом 1 якорю 2 в виде импульса механического момента для поддержания колебаний маятника.

Для стабилизации величины импульса в схему включен кремниевый стабилитрон D_7 .

Транслятор этих часов имеет аналогию с транслятором часов ЭПЧМ. Временной импульс передается в линию вторичных часов при помощи вращающегося диска — циферблата 5 с кулачком, замыкающим попеременно правый и левый контакты.

Отличие транслятора часов П-3 от транслятора часов ЭПЧМ в том, что для поворота валика с циферблатом 5 в часах П-3 применен шаговый двигатель, который получает электрический импульс от электронной схемы хода. В часах ЭПЧМ секундный циферблат вращается за счет энергии маятника от системы хода.

В часах П-3 маятник разгружен, колебания его свободны, следовательно, повышается точность хода часов.

Схема управления шаговым двигателем, собранная на транзисторе T_1 , работает следующим образом. Когда флажок 4 находится в зазоре катушек L_1 и L_2 и транзистор T_3 закрыт, транзистор T_1 открыт, так как на его базу подан отрицательный потенциал. Через управляющую обмотку шагового двигателя L_M потечет ток заряда конденсатора C_2 и разряда конденсатора C_1 . Токи заряда и разряда конденсаторов складываются и, проходя по обмотке шагового двигателя, заставляют ротор повернуться на полшага. При выходе флажка из зазора катушек L_1 и L_2 через обмотку L_M потечет ток обратного направления, и ротор двигателя повернется еще на полшага.

Вращение шагового двигателя через зубчатую передачу передается на стрелочный механизм и на циферблат 5.

В часах имеется подгоночный ключ, диоды D_2 и D_3 и конденсаторы C_5 и C_6 служат для устранения искрообразования на контактах и помех радиоприема при работе часов.

7. ПЕРВИЧНЫЕ ЭЛЕКТРОННО-МЕХАНИЧЕСКИЕ ЧАСЫ П-1

Часы выпускают по первому классу точности ГОСТ 7412—68. Компенсационный маятник, как и в часах П-3, имеет алюминиевый диск (флажок Φ_r , рис. 214), который при колебаниях маятника входит в зазор между катушками.

Схема часов состоит из четырех каскадов:

- 1) бесконтактного электромагнитного привода маятника с устройством для стабилизации его амплитуды — выявителя времени;
- 2) транслятора для формирования и выдачи минутных знакопеременных импульсов тока в линию вторичных часов;
- 3) транслятора формирования и выдачи секундных импульсов в линию вторичных часов;
- 4) блока питания, состоящего из выпрямителя, аккумуляторной батареи и стабилизатора напряжения.

Рассмотрим работу схемы формирования импульса привода маятника со стабилизацией амплитуды его колебаний. Катушки индуктивности L_1 и L_2 включены в автогенератор системы освобождения, собранный на транзисторе T_1 и формирующий сигнал освобождения, который управляет коммутирующим каскадом, собранным на транзисторе T_3 , формирующем импульс тока привода.

Схема стабилизации амплитуды колебаний состоит из аналогичного автогенератора, собранного на транзисторе T_2 с двумя трансформаторно связанными катушками L_3 и L_4 , и усилительного каскада на транзисторе T_4 .

Если амплитуда колебаний маятника Φ меньше некоторого номинального значения Φ_0 , то генерация в автогенераторе схемы стабилизации амплитуды отсутствует, так как флажок Φ_r не вы-

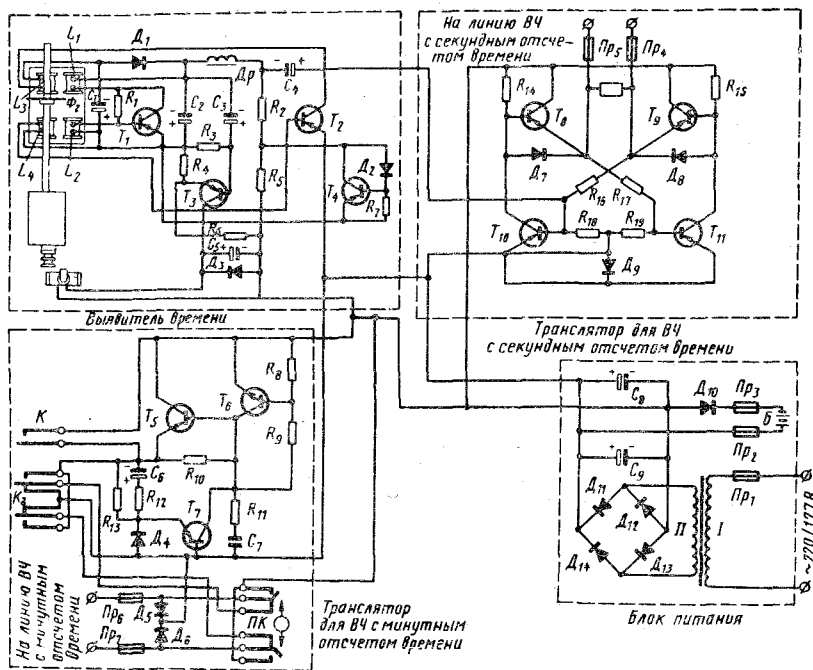


Рис. 214. Электронная схема первичных электронно-механических маятниковых часов П-1

ходит из зазора катушек L_3 и L_4 и схема стабилизации не влияет на работу основной схемы хода.

Если амплитуда Φ превышает значение Φ_0 и флажок выходит из зазора катушек L_3 и L_4 , то в автогенераторе схемы стабилизации амплитуды возникает прерывистая генерация. После выпрямления и усиления высокочастотного импульса с помощью каскада, собранного на транзисторе T_4 , образуется импульс тока, который запирает основную схему системы хода, предотвращая образование очередных импульсов привода. Маятник не получает энергии для поддержания своих колебаний, и они начинают затухать.

Подача маятнику импульсов привода возобновится только тогда, когда амплитуда колебания Φ упадет ниже значения Φ_0 , флажок перестанет выходить из зазора катушек L_3 , L_4 и генерация в автогенераторе системы стабилизации амплитуды прекратится.

Величину импульса привода выбирают такой, чтобы установившееся значение амплитуды колебания маятника Φ при отключенной схеме стабилизации превышало значение амплитуды Φ_0 . В этом случае существует аналогия с работой маятника Гиппа (см. рис. 203).

Транслятор для посылки секундных импульсов в линию вторичных часов выполнен по схеме триггера, собранного на мощных

транзисторах T_8 и T_9 . В цепи обратной связи триггера включены эмиттерные повторители на транзисторах T_{10} и T_{11} .

Диод D_9 обеспечивает дополнительное положительное смещение на базы транзисторов T_{10} и T_{11} , диоды D_7 и D_8 участвуют в коммутации токов временного сигнала.

При подаче на транслятор секундных импульсов от выявителя времени транзисторы T_8 , T_9 и T_{10} , T_{11} поочередно отпираются и формируют временной сигнал в виде импульсов чередующейся полярности для линии вторичных часов с секундным отсчетом времени.

Питание часы получают от сети переменного тока напряжением 127 и 220 В. Выпрямитель состоит из силового трансформатора, диодов D_{11} ; D_{12} ; D_{13} ; D_{14} и конденсатора фильтра C_9 . Для подключения источника питания постоянного тока служат клеммы ± 24 В. Благодаря диоду D_{10} цепи питания переменным и постоянным током взаимно резервируются. Резервным источником постоянного тока служит аккумуляторная батарея напряжением 24 В. Блок питания в таком варианте применяется для всех часов данной серии.

Для стабилизации напряжения в схеме привода маятника применены стабилитроны — диоды и транзисторы (на рисунке не показаны).

8. ВТОРИЧНЫЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ЧАСЫ

Вторичные электромеханические часы представляют собой счетчик импульсов тока, в котором движущим органом является электромагнит. В отличие от первичных часов, которые работают в хорошо приспособленных закрытых помещениях, вторичные часы устанавливают в помещениях любого назначения и на открытом воздухе. Поэтому при разработке конструкции вторичных часов на них накладывают дополнительные требования, основные из которых следующие:

1) нельзя применять деталей и узлов, меняющих свои свойства при резких колебаниях температуры и влажности; детали должны быть стойкими против коррозии;

2) электромагниты в часах не должны быть чувствительными к случайным импульсам, возникающим при грозовом разряде, от индукции провода сильного тока, расположенных вблизи контактов цепи вторичных часов;

3) механизм часов, устанавливаемых в закрытых помещениях, должен работать бесшумно;

4) механизм часов не должен быть чувствительным к некоторому изменению вертикального положения.

С эксплуатационной точки зрения механизм вторичных часов должен быть конструктивно прост в изготовлении, надежен в работе и при сравнительно слабых токах и небольших габаритных размерах давать большой вращающий момент на стрелки.

Вторичные часы подключают в электросеть либо параллельно, либо последовательно. При параллельном включении электро-

Рис. 215. Принципиальная схема конструкции электромагнита вторичных часов

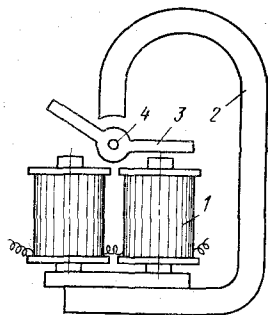
магниты должны иметь большое сопротивление обмоток; при последовательном включении, наоборот, — сопротивление должно быть возможно меньшим.

Обрыв провода линии часовой сети при параллельном включении вызывает остановку вторичных часов, находящихся за местом обрыва. Обрыв провода линии при последовательном включении вызывает остановку всех вторичных часов линии.

Как правило, механизм вторичных часов приводится в действие поляризованным электромагнитом, который позволяет получать большой ход якоря, потреблять меньше электроэнергии по сравнению с неполяризованным. Он имеет также и большую надежность действия.

Механизмы вторичных часов по конструкции подразделяют на два вида: с качающимся и с вращающимся якорями. Механизм с качающимся якорем применяют преимущественно во вторичных часах, установленных в открытых помещениях, с циферблатом большого диаметра (до 2м); механизмы с вращающимся якорем с циферблатом до 40 см применяют в закрытых помещениях.

Рассмотрим принципиальную конструкцию поляризованного электромагнита вторичных часов, являющуюся общей для механизма часов с качающимся и с вращающимся якорем (рис. 215). Он состоит из двух катушек 1, соединенных последовательно, но направление витков — противоположное. Внутри катушек укреплены сердечники (из мягкого железа), полюсы которых во избежание прилипания якоря покрыты тонкими немагнитными накладками. Сердечники снизу соединены ярмом (из мягкого железа). Сверху перед полюсами сердечников симметрично расположен якорь 3, который может качаться вокруг своей оси 4, притягиваться то к правому, то к левому сердечнику. При отсутствии постоянного магнита ток, проходящий через катушки, создает в сердечниках магнитные поля одинаковой силы и якорь находится в неустойчивом положении, случайно притягиваясь к одному из сердечников. Для того чтобы якорь колебался вполне определенно и система в целом была поляризована, т. е. имела полярность, к катушкам прикрепляют постоянный магнит 2, который плотно прижат своим южным полюсом к ярму электромагнита. Поэтому ярмо и оба сердечника будут иметь полярность S. Верхний изогнутый конец магнита имеет полярность N. Между якорем и магнитом полярности N имеется небольшой равномерный воздушный зазор. При таком расположении оба конца поляризованы полюсом N магнита. При пропускании через катушки постоянного тока такого направления, что, например, правый сердечник поляризуется по-



люсом *S* магнита, а левый сердечник — полюсом *N*, произойдет усиление магнитного правого сердечника и ослабление магнитного поля левого сердечника. В этом случае плечо якоря притянется к правому сердечнику, т. е. сделает вращение по часовой стрелке. При перемене направления тока в катушках магнитное поле левого сердечника будет усилено, а правого — ослаблено. В результате якорь отойдет от правого сердечника и притянется к левому сердечнику.

Таким образом, каждому направлению тока в катушках соответствует определенное положение якоря. Поскольку якорь и сердечники катушек уже намагничены от постоянного магнита, требуется меньший ток для притягивания якоря к тому или иному сердечнику. Качание якоря используется в механизме вторичных часов для вращения стрелок.

Механизм уличных вторичных часов с качающимся якорем

На рис. 216 показана конструкция механизма таких часов. На оси 12 жестко посажены якорь 15, коромысло 13, несущее две собачки 26 и 28, свободно вращающиеся на своих осях 27 и 29.

Собачки под действием силы тяжести прижаты к храповому колесу 18, посаженному на латунную втулку 17, которая наглухо посажена на минутную ось 16. На другом конце втулки 17 наглухо посажено зубчатое колесо (минутное) 10, сцепляющееся с вексельным колесом 22. Триб узла вексельного колеса 23 сцепляется с часовым колесом 24, запрессованным в латунную втулку 25, свободно вращающуюся на минутной оси 16. На оси 16 и втулке 25 закреплены с помощью втулок 1, 2 и 3 минутная 4 и часовая 5 стрелки.

В платине 11 механизма привинчены три колонки 21, на которых установлен фланец 8. Циферблат 7 из толстого стекла прикреплен к фланцу винтами 9 через промежуточную шайбу 6 и мягкие прокладочные материалы.

Постоянный магнит 19 прикреплен к ярму 20 и поляризует своими разноименными полюсами якорь и полюсные наконечники 31 и 34 катушек электромагнита.

Как правило, якорь поляризован полюсом *N* постоянного магнита, а оба сердечника, через ярмо, поляризованы полюсом *S*. Если в катушках 32 и 33 ток не протекает, основной магнитный поток от полюса *N* пойдет через якорь, сердечники и ярмо к полюсу *S* постоянного магнита, и якорь будет притянут, как показано на рисунке, к сердечнику 31. Если на катушки подать импульсы тока через выводы 30 и 35, то ток создаст на полюсном наконечнике (сердечнике) 31 полярность *N*, а на полюсном наконечнике 34 полярность *S* и якорь притянется к наконечнику 34. Собачка 26 повернет храповое колесо 18 на половину шага. Собачка 28 опустится вниз и зайдет за следующий зуб храпового колеса. При посылке знакопеременных импульсов тока в катушки 32 и 33 якорь будет совершать качание между импульсными наконечниками, а собачки

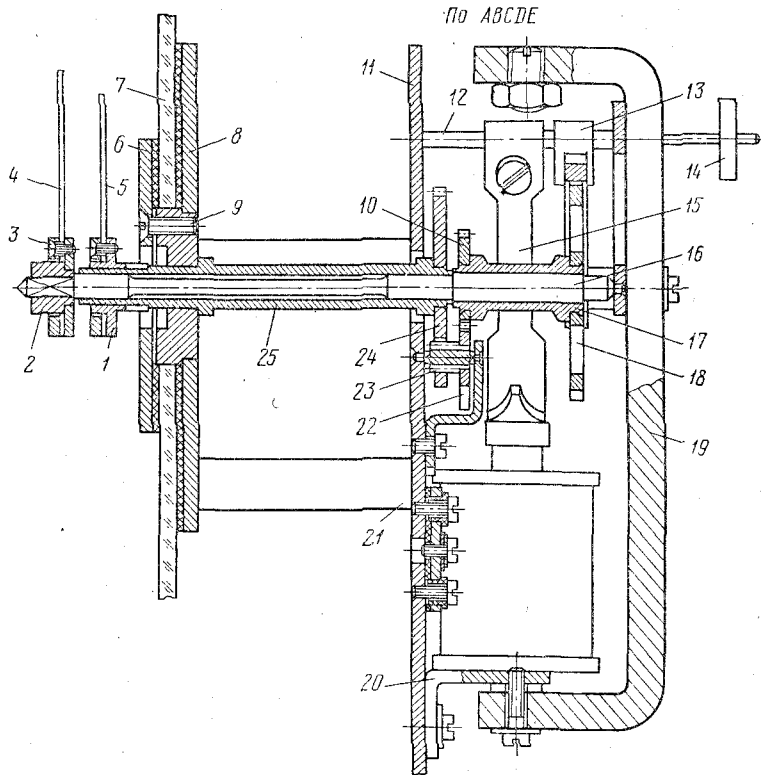
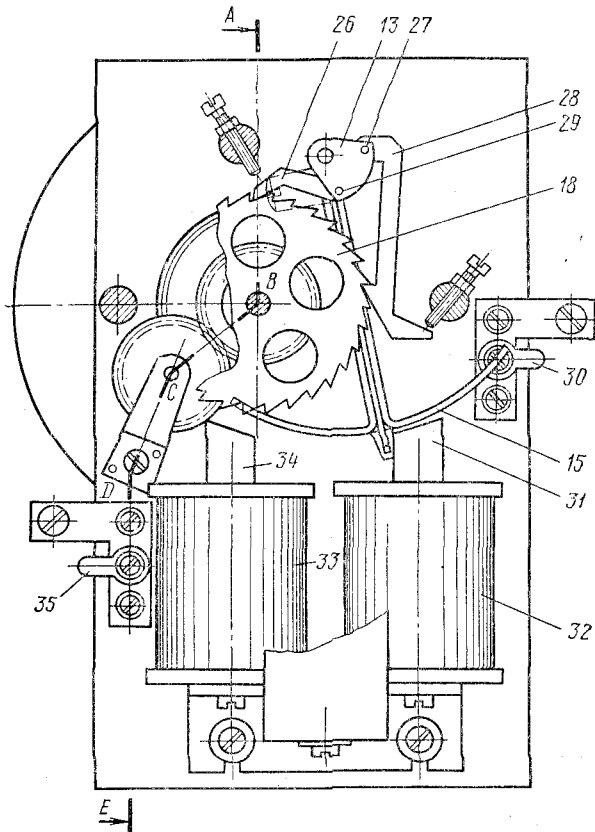


Рис. 216. Схема механизма вторичных часов с качающимся якорем

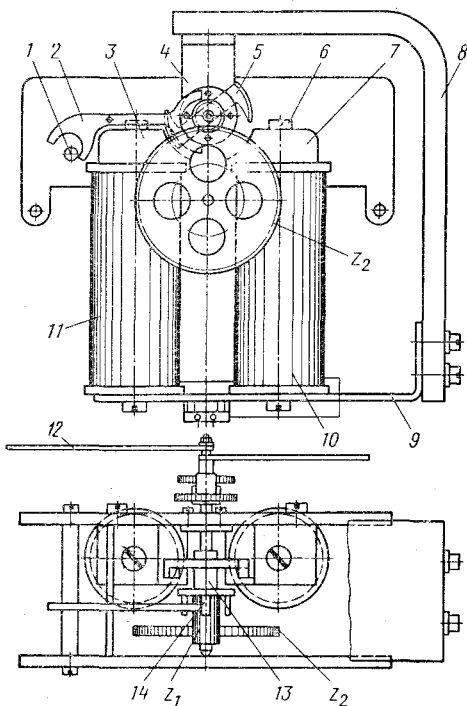
будут поворачивать храповое колесо на один зуб. При числе храповых зубьев колеса $z = 30$ и при периоде качания якоря $T = 2$ полный оборот колеса завершится за 1 мин. Рабочая поверхность якоря изогнута по дугам окружности, таким образом, что по мере приближения якоря к своим крайним положениям воздушный зазор между якорем и полюсным наконечником сокращается; следовательно, магнитный поток увеличивается, создавая максимальный момент для вращения якоря. На оси 12 якоря посажена подгоночная скоба 14, с помощью которой от руки можно установить стрелки на правильное показание времени.

Для данного механизма вращающий момент на минутной оси равен 11,76 Н·мм при напряжении 16 В. Он способен вращать стрелки по циферблату диаметром до 600 мм. Аналогичные, но более мощные механизмы с вращающим моментом до 19,6 Н·мм при напряжении 24 В способны передвигать стрелки по циферблату диаметром до 2 м.

Механизм вторичных часов с вращающимся якорем

Данный и подобные ему механизмы применяют во вторичных часах, установленных в закрытых помещениях.

На рис. 217 показан механизм вторичных часов с z -образным якорем. Как и в предыдущем механизме, постоянный магнит 8,



прикрепленный к якорю 9, поляризует своими разноименными полюсами якорь 5 и полюсные наконечники 3 и 7 катушек 11 и 10 электромагнита.

Полюсные наконечники имеют сферические выточки для прохода якоря с установленным зазором. Лучи, проведенные из центра вращения якоря к серединам выточек, составляют угол 90° .

Полюсные наконечники прикреплены к сердечникам катушек винтами 6. Якорь 5 закреплен на латунной втулке 13, которая посажена на ось триба z_1 с 8 зубьями. Рабочие поверхности якоря изогнуты

Рис. 217. Схема механизма вторичных часов с вращающимся якорем

под прямым углом и обработаны по наружной поверхности так, что центр обточки не совпадает с геометрическим центром якоря. По мере того как якорь поворачивается ближе к наконечникам, воздушный зазор между сферической поверхностью наконечника и рабочей поверхностью якоря уменьшается. В связи с этим увеличиваются магнитный поток и вращающий момент якоря. Наконечник 4 постоянного магнита прикреплен к передней пластине, поэтому в известных пределах можно передвигать его вверх или вниз и тем самым изменять воздушный зазор с постоянным магнитом, а следовательно, изменять величину магнитного потока, проходящего через якорь.

Предположим, что якорь 5 поляризован полярностью N , а полюсные наконечники через ярмо и сердечники — полярностью S . Тогда магнитный поток притянет якорь 5 к наконечнику 7. При пропускании знакопеременных импульсов тока через катушки произойдет следующее: импульсы положительной полярности на катушке 11 будут усилены, а отрицательной полярности на катушке 10 ослаблены.

В этом случае якорь притянется к наконечнику 3 и повернется на 90° .

При дальнейшей посылке знакопеременных импульсов тока в катушки якорь будет совершать скачкообразное вращательное движение, поворачиваясь на 90° . Триб z_1 находится в зацеплении с колесом z_2 , имеющим 120 зубьев. На колесе z_2 посажена минутная шестерня.

Таким образом, при подаче минутных импульсов тока якорь, а вместе с ним триб с $z = 8$ повернутся на один оборот за 4 мин, а колесо z_2 сделает один оборот за 1 ч. Для предохранения якоря от случайного поворота в обратном направлении имеются специальное храповое (вилочное) устройство 2 и устройства 1, 14.

Якорь сердечника, полюсные наконечники, ярмо изготовляют из мягкого железа типа армко, постоянный магнит — из специальной стали.

Вращающий момент на минутной оси при напряжении 16 В равен 1,96 Н·мм.

К недостаткам такой конструкции следует отнести стук при перебрасывании стрелок и качания минутной стрелки.

Более совершенной является конструкция часов с многополюсным механизмом (рис. 218, а). Якорь состоит из двух параллельно расположенных дисков 16 и 5 из железа армко, между которыми закреплен постоянный магнит 2. Диски и постоянный магнит закреплены с помощью колонок 21 и 22 и латунной втулки 23 (рис. 218, б). Во втулку запрессована ось 3 якоря. Диски имеют по шесть полюсов (зубцов), сдвинутых один относительно другого на половину шага. Полюсы имеют специальную форму — выемку и скосы по краям. На рис. 218, в показан узел полюсных наконечников электромагнита, изготовленных также из железа армко. Полюсные наконечники 6 и 9; 19 и 20 соединены между собой ла-

тунными колонками 7 и 8. Латунная пластина 18 также прикреплена этими колонками к полюсным наконечникам 19 и 9. Между полюсными наконечниками установлен сердечник 24 катушки 17 электромагнита. На пластине закреплены неподвижно оси минутного и часового колес. При подаче минутных импульсов тока якорь поворачивается на половину шага, т. е. на $1/12$ оборота. Полный оборот якорь делает за 12 мин. Шестерня 14, закрепленная на одной оси с якорем, сцепляется с минутным колесом 15, передаточное отношение которого 1:5. Следовательно, колесо 15 делает полный оборот за 1 ч. Стрелочный механизм состоит из триба 13, вексельного колеса 10, вексельного триба 11 и часового колеса 12.

Механизм работает следующим образом. При отсутствии тока в цепи постоянный магнит 2 поляризует диск 16 (предположительно полярностью N, а диск 5 — полярностью S). Полюсы дисков 16 и 5

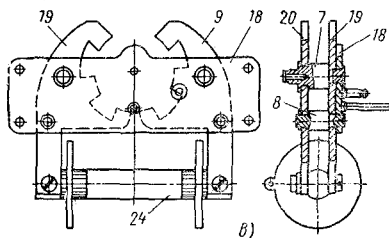
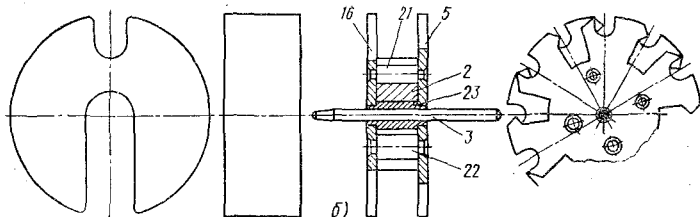
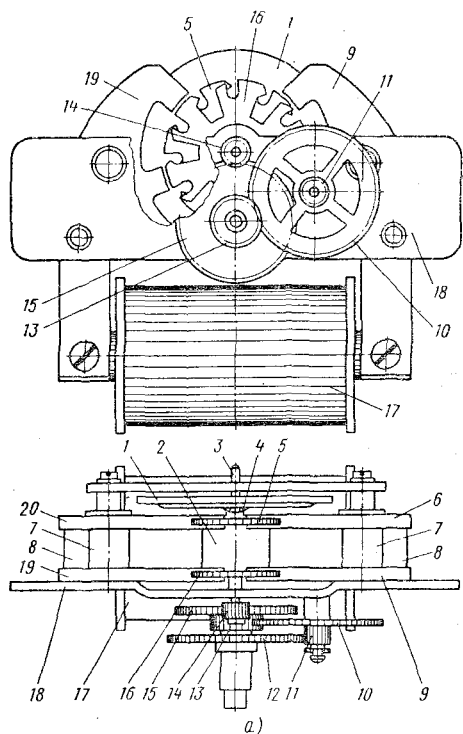


Рис. 218. Механизм вторичных часов с многополюсным вращающимся якорем:

а — схема; б — диски и постоянный магнит; в — узел полюсных наконечников

(рис. 218, а) расположены против полюсных наконечников 19 и 6 и воздушный зазор между ними незначителен.

Магнитный поток постоянного магнита 2 пройдет от полюса *N* через три полюса диска 16, полюсный наконечник 19, сердечник 24 катушки, полюсный наконечник 6, через три полюса диска 5 в полюс *S* постоянного магнита. Этим достигается фиксирование якоря в определенном положении.

При подаче импульса тока в катушку на полюсных наконечниках 19 и 20 будет создана (предположительно) полярность *N*, а на полюсных наконечниках 9 и 6 — полярность *S*. Тогда магнитный поток постоянного магнита, проходящий через полюсные наконечники 19 и 6 и противостоящие им полюса дисков 16 и 5, будет ослаблен, а магнитный поток, проходящий через полюсные наконечники 20 и 9 и противостоящие им полюсы дисков 5 и 16, будет усилен. Вследствие этого якорь повернется против часовой стрелки на половину шага, или на 1/12 оборота.

После прекращения импульса тока фиксация якоря в новом положении будет достигнута за счет того, что магнитный поток постоянного магнита пройдет от полюса *N* через другие три полюса диска 16, полюсный наконечник 9, сердечник 24 катушки, полюсный наконечник 20, через полюс диска 5 в полюс *S* магнита. Следующий поворот якоря на половину шага произойдет лишь при импульсе тока другого направления.

Быстрое гашение вибрации якоря после каждого поворота на половину шага осуществляется маховичком 1, свободно посаженным на оси 3; в маховичок упирается плоская пружина 4. Поэтому нет качания минутной стрелки и значительно снижен стук при повороте якоря на половину шага.

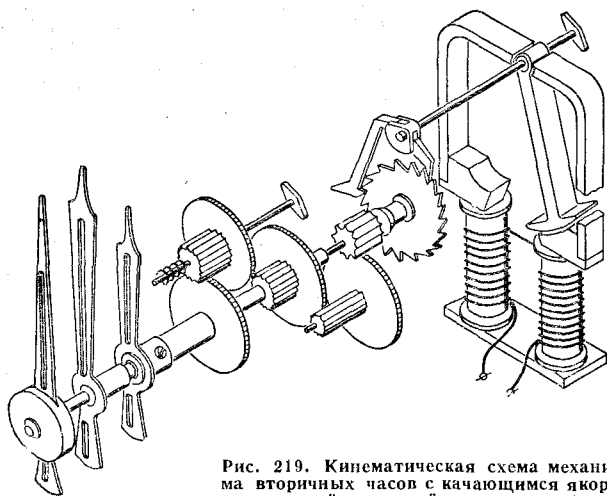


Рис. 219. Кинематическая схема механизма вторичных часов с качающимся якорем и секундной стрелкой

Вращающий момент на оси минутной стрелки при напряжении 18 В не менее 2,5 Н·мм, механизм применяется в часах с циферблатом до 40 см. Постоянный магнит изготовлен из сплава альни.

Вторичные часы с качающимся и вращающимся якорем выпускают также с механизмом, имеющим центральную секундную стрелку. На рис. 219 показана кинематическая схема такого механизма с качающимся якорем.

9. ДЕТАЛИ И УСТРОЙСТВА ЭЛЕКТРОЧАСОВЫХ СИСТЕМ

Циферблаты первичных и вторичных часов

По аналогии с механическими часами показания текущего времени на первичных и вторичных часах осуществляются стрелками на циферблате с 12 и 24 большими делениями, соответствующими 1—60 мин и 1—60 с. Такая индикация времени во многих случаях не отвечает требованиям, предъявляемым, к точности визуального восприятия показаний времени. При стрелочной индикации имеет место паралакс, т. е. разное восприятие показания времени с двух удаленных одна от другой точек, т. е. неточный визуальный отсчет делений шкалы; при совмещении стрелок вообще трудно определить время с точностью минуты.

Кроме того, для визуального определения времени используется всего лишь 1/12 или 1/24 часть полезной площади поля циферблата. Для хорошей видимости цифр и стрелок на больших расстояниях (уличные часы) циферблаты изготовляют больших габаритных размеров.

Более рациональной оказалась цифровая система индикации (показаний) времени. В этой системе нет визуальных ошибок. Показания в цифрах объективны; более полно используется полезная площадь поля циферблата, видимость показаний более четкая, незагроможденная другими цифрами и знаками.

Цифровая индикация с момента своего появления прошла значительный путь развития. Существует несколько разновидностей цифровой индикации. Первоначально цифровая индикация применялась главным образом в крупногабаритных часах. В окошках корпуса часов появлялись цифры часов и минут, нанесенные на диски барабана, вращающегося внутри корпуса (рис. 220, а).

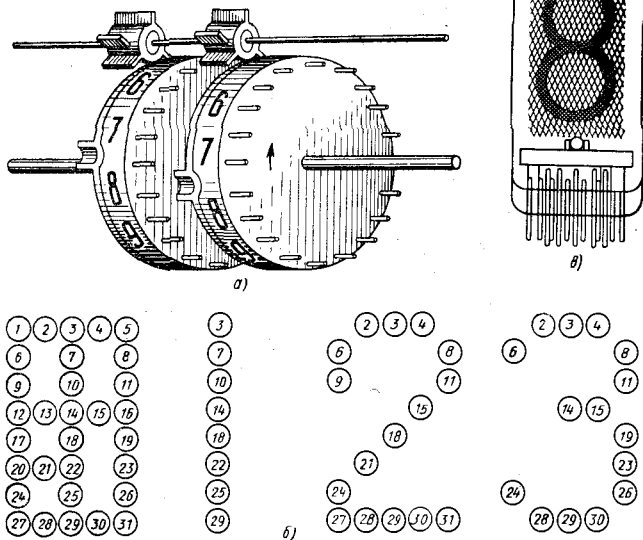
Однако принцип вращающегося барабана имеет недостатки: необходима смазка, происходит износ деталей и др.

На смену им пришли циферблаты с ламповыми матричными индикаторами. Показания часов и минут на табло появляются в результате загорания определенной группы ламп из общего их набора, расположенного в соответствующем порядке. Такие циферблаты имеются на стадионах, станциях метрополитена и в других местах (рис. 220, б).

Более четкое изображение дают оптические индикаторы. В некоторых случаях применяют индикацию цифр на газоразрядных лампах (рис. 220, в).

Рис. 220. Цифровая индикация вторичных часов:

a — барабанный цифровой механизм; *б* — матрица и набор для трех цифр; *в* — цифровая неоновая лампа



Каждая разновидность цифровой индикации имеет свои преимущества и недостатки. По сравнению со стрелочной индикацией цифровая индикация дороже в изготовлении и требует постоянного обслуживания.

Контакты

Неотъемлемой частью в описанных выше системах являются контакты, которые производят замыкание и размыкание электрической цепи тока, т. е. обеспечивают переход тока от одного проводника к другому.

Конструкция и материал контактов оказывают различное сопротивление проходящему по ним току. Основное требование, предъявляемое к контактам — иметь минимальное переходное сопротивление. Второе требование, предъявляемое к контактам, — не иметь окисления металла самих контактов. Окисление происходит из-за образования искр в моменты замыкания и размыкания цепи тока, а также при сильном нагреве контактов во время прохождения большого тока или когда велико переходное сопротивление.

Поэтому каждый контакт может быть применен только для пропускания тока определенной величины.

Окислению контактов способствуют неблагоприятные условия окружающей воздушной среды: высокая влажность, пары вредных

газов, дымовые газы, морской воздух, загрязнение воздуха производственными отходами предприятий. Чем меньше период замыкания и размыкания контактов, тем меньше рабочая поверхность подвергается обгоранию и искрению.

Узел контакта состоит минимум из неподвижной (опорной) пружины, подвижной (составной) пружины, контактов и стойки для крепления.

Неподвижная пружина толще, чем подвижная, так как она воспринимает и гасит все удары контакта подвижной пружины. Ту и другую пружины изготавливают из нейзильбера, алюминиевой или марганцовистой бронзы, т. е. из материалов с высокими упругими, пружинящими свойствами и долго сохраняющих приданную им форму.

На рис. 221 показаны формы контактов. Контакты, приклепанные к пружинам, имеют широкое применение; контакты, припаянные к пружинам и двойные сферические контакты для двойного включения нашли применение в реле. Все конструкции контактных пружин изолируются между собой и от часового механизма.

Контакты изготавливают из чистого твердого серебра или из платино-серебряного сплава ПОС-12 с содержанием платины 12%. Платина придает тугоплавкость. Серебро имеет наилучшую электро- и теплопроводимость.

Образующаяся на поверхности серебряного контакта окисная пленка является полупроводником и не разрывает электроцепь.

В табл. 38 приведены значения максимального допустимого тока, который может быть пропущен через контакты.

Контакты до момента замыкания цепи тока представляют собой как бы полюсы источника тока. Один из них — плюс батареи — анод; второй — минус батареи — катод.

В процессе работы металлы контактов постепенно изнашиваются. Износ происходит под действием трех факторов. Механический износ получается вследствие ударов подвижного контакта о неподвижный; химический износ, или коррозия, получается вследствие окисления металла контакта; пленка окиси

Таблица 38

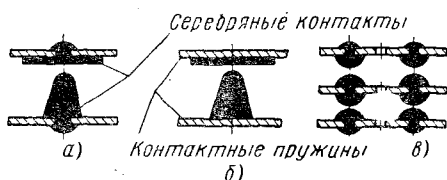


Рис. 221. Форма контактов и способы их крепления:

a — контакты прикреплены к пружинам; *б* — контакты припаяны к пружинам; *в* — двойные контакты

Металл контактов	Допустимый ток через контакты, А	
	при безындуктивной нагрузке	при индуктивной нагрузке и искрогашении
Серебро	2	0,4
Платина	2	1,0
Золото	1,5	0,3
Вольфрам	10	2

вижным контактам 4 и 10, которые присоединены к положительному полюсу батареи.

Два других неподвижных контакта 2 и 13 присоединены к отрицательному полюсу батареи. Линия вторичных часов присоединена к контактным пружинам 3 и 11. Реле находится в нерабочем состоянии. При подаче импульсов тока на катушки магнитный поток одного электромагнита совпадет по направлению с магнитным потоком постоянного магнита и усилит его. Один из якорей притянется к сердечнику, и произойдет замыкание цепи и посылка импульсов тока в линию вторичных часов.

Магнитный поток второго электромагнита имеет противоположное направление магнитному потоку постоянного магнита, и, следовательно, результирующий магнитный поток будет ослаблен или совсем исчезнет; якорь останется прижатым к положительному полюсу батареи. При подаче знакопеременного импульса магнитные потоки электромагнитов будут менять свое направление, и контакты якорей будут последовательно замыкать контакты 2 и 13 на отрицательный полюс батареи. В линию вторичных часов будут поступать импульсы тока переменного направления.

Основные данные реле приведены ниже.

Параметры	Величина параметров
Сопrotивление обмоток электромагнита, Ом	1400
Допустимый ток через контакты при индуктивной нагрузке, А	0,4
Максимальное число вторичных часов, включаемых в сеть через контакты реле, шт.	35
Рабочее напряжение, В	24
Магнитный поток постоянного магнита, Вб	0,000045
Масса, кг	1,6
Материал контактов	ПС-12-88

Промышленность страны для целей часофикации выпускает несколько типов реле различной мощности. Контактные пружины нескольких линий связи замыкаются последовательно, т. е. в пределах 1 мин происходит последовательная подача импульсов в несколько линий (шлейфов).

Источники тока

Электропитание первичных, вторичных часов, реле и других приборов времени, включенных в электрочасовую систему, осуществляется от источника постоянного тока напряжением 24 В. Источником тока служат кислотные и щелочные аккумуляторы, сухие или водоналивные элементы. Емкость источников тока определяется расчетным путем. В табл. 39 приведены данные для типовой электрочасовой системы.

В системах с минутным отсчетом времени продолжительность работы аккумуляторной батареи без подзарядки принимают от 15 до 30 сут.; для сухих элементов срок действия от 7 мес. до 1 года.

Наименование электрочасового устройства	Сопротивление цепи прибора постоянному току, Ом	Ток, А	Время прохождения тока в сутки, ч	Суточный расход емкости источника тока напряжением 24 В, А·ч
Вторичные часы односторонние внутренней установки	2400	0,01	0,8	0,008
То же, двусторонние	1200	0,02	0,8	0,016
Вторичные часы односторонние для установки на улице	1400	0,017	0,8	0,0136
То же, двусторонние	700	0,034	0,8	0,027
Реле переходное	140	0,017	0,8	0,0136
Электромагнит маятника	350	0,07	0,75	0,053
Искрогасительная катушка на линейных проводах	400	0,06	0,8	0,048
Реле часовой станции	1000	0,10	0,8	0,08
Электромагнит подзавода	100	0,24	0,8	0,196
Секундное реле	140	0,17	16,8	2,856
Искрогасительная катушка маятника	300	0,08	0,02	0,0016
Искрогасительная катушка импульсная	100	0,24	0,2	0,048

Для подзарядки аккумулятора используют кенотронные, купроксные, селеновые и газотронные выпрямители, работающие в буферном режиме. Иногда применяют резервные источники тока.

Электрочасовые линии

Первичные часы со вторичными часами, с реле и с другими приборами времени соединяются с помощью электрочасовых линий, имеющих различную протяженность в зависимости от расположения объекта.

Наиболее рациональный вид линии—воздушно-проводная, подвешиваемая на столбах, стойках и т. д.

Электрочасовые линии подразделяют на независимые и зависимые. Независимые линии — это линии, специально проложенные на объекте для электрочасов. В основном это двухпроводные, а в случае установки прибора для контроля работы вторичных часов — трехпроводные линии; независимые линии более надежны в эксплуатации, чем зависимые, но они требуют затрат на проводку и монтаж.

Зависимые линии — это свободные линии телефонной связи. При прокладке телефонной связи всегда предусматривается резервная проводка. Провода линии изготовляют из различных материалов (табл. 40). Лучшим материалом считается красная медь, имеющая наименьшее удельное сопротивление. Линии имеют предохранители от перегрузки и коротких замыканий. Кроме проводных линий связи, применяют и радиолинии связи.

Таблица 40

Металл провода	Удельное сопротивление ρ , Ом·мм ² /м	Удельная проводимость γ , м/Ом·мм ²
Медь	0,0175	57
Алюминий	0,028	35
Цинк	0,058	17,2
Латунь	0,077	13
Мягкая сталь	0,135	7,4
Сталь	0,210	4,7

Помимо описанных первичных, вторичных часов и реле, в электрочасовые системы по мере необходимости включают ряд специальных приборов времени, сигнальные часы для ежесуточной подачи звуковых сигналов, означающих начало, перерыв и окончание рабочей смены. Сигнальные часы могут подавать сигналы в несколько цепей.

Записывающие приборы (штемпеля времени) предназначены для отметки времени на бумажной ленте с помощью печатающих дисков. Записывающие устройства применяют в устройствах пожарной сигнализации, при научных исследованиях и т. д.

В заключение необходимо отметить, что электрочасовые системы с балансовым, камертонным и кварцевым осциллятором находят применение на подвижных объектах: железнодорожном, воздушном и морском транспорте.

10. ПРИМЕНЕНИЕ ЭЛЕКТРОЧАСОВЫХ СИСТЕМ В ПРОМЫШЛЕННОСТИ, НАУКЕ И ТЕХНИКЕ

Электрочасовые системы различны как по числу применяемых приборов времени, так и по номенклатуре и назначению самих приборов. Наибольшее распространение получили электрочасовые системы с маятниковыми первичными часами для обслуживания показаниями единого времени административных зданий, школ, больниц и т. п.

На промышленных предприятиях среднего масштаба электрочасовые системы, помимо приборов для показаний текущего времени через сеть вторичных часов, имеют ряд специальных приборов. Типовая схема электрочасофикации промышленного предприятия показана на рис. 223.

Система имеет два экземпляра первичных маятниковых часов; одни из них — действующие, другие — запасные. При неисправности действующих часов автоматически включаются запасные. Для подключения большой группы вторичных приборов времени в сеть используют переходные (транслирующие) реле. Первичные часы ПЧ непосредственно управляют группой вторичных часов ВЧ и переходными реле. Последние посылают мощные импульсы тока на вторичные приборы через интервалы времени, задаваемые первичными часами.

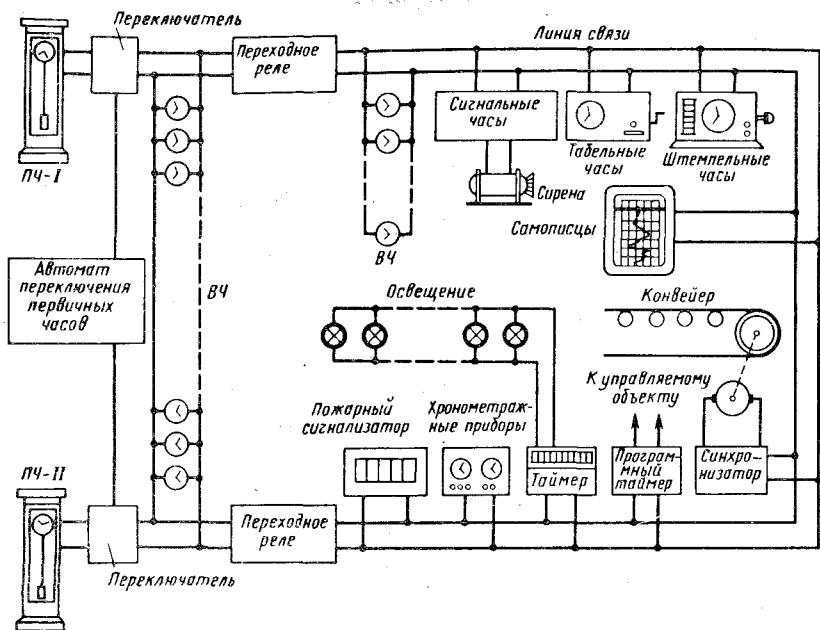


Рис. 223. Типовая схема электрочасофикации промышленного предприятия

Переходные реле вместе со вторичными приборами и часами образуют зависимую электрочасовую систему.

Рассмотрим назначение некоторых приборов времени.

Сигнальные часы включают в определенное, наперед заданное время, сирену, которая извещает о начале и окончании смены работы или какого-либо этапа производственного процесса.

Табельные часы делают отметку в карточке работающего о времени прихода и ухода на работу. На карточках отпечатывают число месяца, часы и минуты. Копировальная лента двухцветная — черная и красная.

Штемпельные часы делают отметку на документах о времени поступления их или отправления.

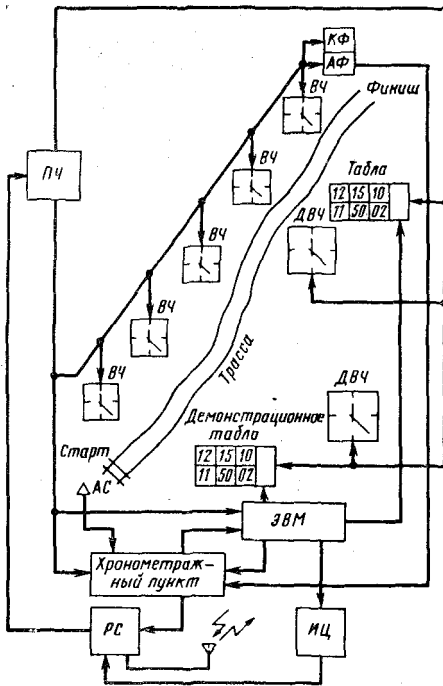
Самописцы регистрируют режимы работы различных агрегатов путем записи на бумажную ленту.

Синхронизаторы задают режим конвейерным линиям.

Программные таймеры управляют работой различных агрегатов.

Помимо производственных процессов, программные таймеры управляют работой вспомогательных и специальных служб предприятий: вентиляцией, освещением, водоснабжением. В электрочасовую систему включают также и пожарную сигнализацию, хронометражные приборы для учета простоя оборудования, фотографии рабочего дня и др.

Рис. 224. Схема электрочасовой системы при спортивных соревнованиях



В зависимости от степени автоматизации производственного комплекса предприятий и системы управления им электрочасовая система может выдавать интервалы времени ЭВМ с помощью кодирующего устройства.

Электрочасовые системы нашли широкое применение при спортивных соревнованиях. Первичные камертонные или кварцевые часы, периодически корректируемые по радиосигналам точного времени, управляют вторичными часами, установленными на трассе соревнований, вторичными демонстрационными часами больших

габаритных размеров, установленными на старте и финише, а также другими спортивными приборами времени, в том числе приборами хронометража, точно измеряющими интервалы времени, поступающие с устройств автостарта и автофиниша. Кроме того, в системе есть кинокамеры, синхронно снимающие старт и финиш, вторичные часы, показывающие время в цифровой форме, и демонстрационное табло (рис. 224).

Показания первичных часов, результаты хронометража и другая информация поступают в ЭВМ. Результаты вычислений (число очков, места участников и другие показатели) поступают с ЭВМ обратно на хронометражный пункт, на демонстрационное табло и в информационный центр, откуда распространяются радиостанцией центрального информационного агентства.

Электрочасовые системы автономного действия находят применение в воздушном и морском транспорте, где в качестве первичных часов применяются кварцевые часы и морской балансовый хронометр. Первичные часы корректируют по сигналам эталонных часов Службы времени СССР.

Вторичные часы размещены в служебном помещении и в салоне пассажиров корабля. Помимо вторичных часов, показывающих текущее время, на кораблях имеются специальные приборы времени, например часы для отсчета времени полета воздушного корабля, секундомеры, датчики импульсов в кодированной форме.

Электрочасовая система является неотъемлемой частью автоматической системы управления космическим кораблем при межпланетном полете.

Показание текущего времени и выдача интервалов времени осуществляются от атомных часов.

Интервалы времени от атомных часов идут по двум каналам: для управления программным устройством и в вычислитель текущих координат (рис. 225).

Программное устройство задает в основную программу управления главным двигателем программу вычислений для главного вычислительного устройства, программу ориентации для работы вычислителя параметров ориентации, программу визирования небесных тел астроориентиром и программу корректировки часов, определяющую периодичность внесения поправок времени.

Блок ориентаторов является датчиком астроинерционной навигационной системы. На основании информации, выдаваемой блоком, вычисляют текущие координаты космического корабля, параметры его ориентации и астрономическое время для внесения поправок в показание атомных часов.

На основании полученных от астроориентатора данных о действительном положении корабля и по командам программы ориентации вычислитель параметров ориентации выдает команды управления двигателями ориентации корабля.

Вычислитель текущих координат на основании данных, полученных от блока ориентаторов, и сигналов времени вычисляет текущие действительные координаты корабля в пространстве и передает их в главное вычислительное устройство. Действительные координаты корабля сравниваются с расчетными параметрами

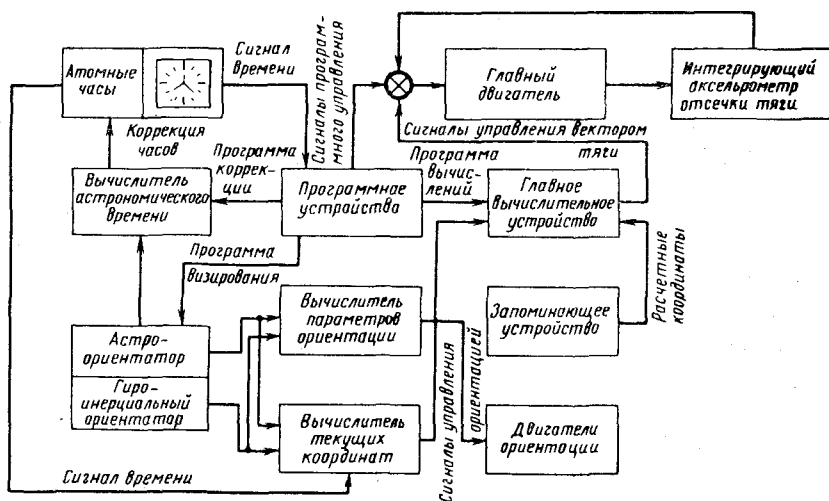


Рис. 225. Схема электрочасовой системы автоматического управления космическим кораблем

траектории его движения, хранящимися в запоминающем устройстве, и определяется ошибка положения, по которой вычисляются требуемые величины и направление корректирующего импульса тяги (вектора тяги) и соответствующие сигналы управления подаются на главный двигатель, который работает в импульсном режиме.

Этот режим работы обеспечивается интегрирующим аксельрометром. При наличии на корабле космической лаборатории в систему управления добавляют второе программное устройство, управляющее научной аппаратурой в соответствии с заданной программой научных исследований.

Помимо перечисленных областей применения, электрочасовые системы применяют на железнодорожном транспорте, где сами условия работы диктуют необходимость показаний единого времени как в стационарных службах, так и на подвижном составе.

Электрочасовые системы обслуживают также и коммунальное хозяйство города с весьма разнообразными функциями, например уличные вторичные часы всех видов, автоматы уличного освещения, автоматы переключения светофоров, автоматы освещения лестничных клеток жилых домов и т. д.

Схема построения такой системы состоит из первичных часов, передающих импульсы — интервалы точного времени на маточные вторичные часы, обслуживающие данный район или территорию крупного объекта. Маточные вторичные часы обслуживают всю электрочасовую систему данного района или объекта.

В электрочасовой системе района могут иметь место несколько зависимых электрочасовых систем со своими маточными вторичными часами. Электрочасовые системы находят применение в автоматике, телемеханике, навигации, системах ПВО, радиолокации дальнего и сверхдальнего действия, например при исследовании планеты Венеры. В космический радиолокатор электрочасовая система входит как основная часть, состоящая из кварцевых часов и хронизатора. Малый интервал времени кварцевых часов задает стабильность несущей частоте передатчика радиолокатора.

Каждая электрочасовая система приспособлена для специальной службы в промышленности, науке и технике.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аксельрод З. М. Теория и проектирование приборов времени. Л., Машиностроение, 1969. 480 с.
2. Богданов Ю. М. Приборы точной механики. М., Машгиз, 1960. 416 с.
3. Гевондян Т. А. Пружинные двигатели. М., Оборонгиз, 1966. 360 с.
4. Калинина В. Ф. и Романов А. Д. Конструирование и расчеты элементов часовых механизмов и приборов. Пенза, Изд. ЦБТИ Совнархоза, 1960. 168 с.
5. Курендаш Р. С. Конструкция и расчеты приборов времени. Изд. Львовского ордена Ленина политехнического института, 1970. 288 с.
6. Павлов М. П. Техника измерений скоростей и времени. М., Машгиз, 1950. 284 с.
7. Тищенко О. Ф. Зубчатые передачи часовых механизмов. М., Машгиз, 1963. 212 с.
8. Трояновский В. В. Электрические часы. М., Машгиз, 1956. 228 с.
9. Шполянский В. А., Чернягин Б. М. Электрические приборы времени. М., Машиностроение, 1964. 388 с.
10. Шполянский В. А. Электрочасовые системы М., Машиностроение, 1968. 408 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение	5
1. Назначение и применение приборов времени в народном хозяйстве и в быту	5
2. Организация отечественной часовой промышленности и ее роль в народном хозяйстве	6
3. Краткие сведения из истории развития часов	7
4. Основные сведения об измерении и хранении времени	11

Часть I

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПРИБОРЫ ВРЕМЕНИ

<i>Глава 1. Классификация механических приборов времени</i>	15
1. Классификация по функциональному и другим признакам	15
2. Часовой механизм	16
3. Спускной регулятор	17
4. Осцилляторы с сосредоточенными и с распределенными параметрами	18
<i>Глава 2. Маятник</i>	20
1. Маятники математический и физический	20
2. Теория колебаний маятника	21
3. Регулировка периода колебания физического маятника	27
4. Подвесы маятников	29
5. Влияние изменения температуры воздушной среды на период колебания маятника и способы компенсации этого влияния	32
6. Влияние давления воздушной среды на период колебания маятника	34
7. Типы маятников	36
<i>Глава 3. Система баланс—спираль</i>	41
1. Типы конструкций балансов и спиралей	41
2. Теория колебаний системы баланс—спираль	44
3. Влияние различных факторов на период колебания системы	50
4. Смещение центра тяжести баланса	50
5. Концевые кривые спиралей	53
6. Влияние температурных изменений окружающей среды на период колебания баланса	64

7. Компенсационные балансы	66
8. Вторичная ошибка компенсации — аномалия Дента	67
9. Термокомпенсационные спирали	69
10. Влияние атмосферного давления на период колебания баланса	71
11. Влияние магнитных полей на период колебания баланса	71
12. Трение	73
13. Добротность осцилляторов	77
14. Нелинейность восстанавливающего момента спирали	77
15. Влияние зазора в штифтах регулировочного устройства на период колебания баланса	78
16. Параметры системы баланс—спираль	81

Глава 4. Спусковые регуляторы 82

1. Классификация спусковых регуляторов	82
2. Несвободный анкерный ход	83
Несвободный анкерный ход с отходом назад (ход Клемента)	83
Ход Грахама	85
Параметры хода Грахама	88
Передача силовых импульсов в ходе Грахама	89
3. Свободный анкерный ход	91
4. Штифтовый ход	93
5. Анкерный ход с распределенным импульсом	95
6. Детали и элементы палетного хода и баланса	97
7. Ограничители вилки	98
8. Притяжка вилки	99
9. Освобождение вилки	101
10. Функционирование анкерного спускового регулятора	103
11. Предохранительные устройства в ходе и балансе	105
12. Передача силовых импульсов	107
13. Останов на плоскости импульса и на плоскости покоя палеты	110
14. Влияние силовых импульсов на точность функционирования спускового регулятора	113
15. Работа и коэффициент полезного действия свободного анкерного хода	116
16. Стабилизаторы	117
17. Построение полуравноплечего анкерного хода	119
18. Хронометровый спусковой регулятор	128
19. Хронометровый ход с пружиной покоя	129
20. Функционирование хронометрового спускового регулятора	130
21. Передача силовых импульсов	133

Глава 5. Источник энергии—двигатель 136

1. Гиревой двигатель	136
2. Пружинный двигатель	137
3. Расчет спиральной пружины	140
4. Работа спиральной пружины в барабане	142
5. Соотношения между основными размерами валика, барабана и пружины	145
6. Спиральные пружины S-образной формы	146
7. Пружины прямые желобчатого сечения	148
8. Пружинные двигатели, состоящие из двух барабанов и более	149
9. Пружинные двигатели фрикционные	150
10. Остановы и выравнители момента пружины	151
11. Испытание пружин на момент и усталостную прочность (долговечность) и их контроль	153

Глава 6. Зубчатые передачи 155

1. Кинематические цепи	155
2. Основная кинематическая цепь	155

3. Передаточные отношения	158
4. Элементы теории циклоидального зацепления	160
5. Основные параметры часового зацепления	163
6. Отличительные признаки часового зацепления	166
7. Расчет и построение зубчатой пары ангренажа	169
8. Передача силовых моментов в зубчатой паре ангренажа	172
9. Вечное зацепление	173
10. Целкомодульное эвольвентное модифицированное зацепление	176
11. Отклонения и допуски на параметры зубчатой пары	177
12. Методы и средства контроля параметров часового зацепления	178
13. Кинематическая цепь стрелочного механизма	179
14. Кинематическая цепь механизма завода пружины и перевода стрелок	181
15. Расчет торцовых зубчатых передач	184
16. Примеры расчета зацепления	186

Глава 7. Дополнительные устройства 187

1. Противоударное устройство	187
2. Устройство для подачи звукового сигнала	189
3. Механизм автоматического подзавода пружины	191
4. Календарное устройство	197
Конструкция и работа календарного устройства нормального действия	198
Конструкция и работа календарного устройства ускоренного действия	199
Конструкция и работа календарного устройства мгновенного действия	200
Основные требования, предъявляемые к календарным устройствам	202
5. Специальные дополнительные устройства в наручных и карманных часах	203

Глава 8. Конструкции приборов времени бытового назначения 204

1. Классификационная схема приборов	204
2. Калибр часов	207
3. Платина	208
4. Опоры	211
5. Часовые масла	213
6. Жидкие смазки	214
7. Антифрикционные металлические покрытия	215
8. Сухие (твердые) смазки	215
9. Самосмазывающиеся материалы	217
10. Виды соединений	218
11. Виды защитных и декоративных покрытий деталей часовых механизмов	219
12. Детали внешнего оформления часов	219
13. Система наименования и индексации часов	220
14. Методика проектирования и расчета приборов времени бытового назначения	220
15. Регулировка часов на заданную точность хода	222
16. Оценочное число	226
17. Поверочный расчет механизма наручных часов калибра К-2609Н	227
Определение момента инерции баланса	227
Определение параметров спирали	229
Определение параметров полуравноплечего хода	230
Построение и расчет хода	231
Расчет пружинного двигателя	238
Расчет передаточных отношений зубчатых зацеплений механизма часов	241
Расчет механизма автоподзавода	242

Глава 9. Механические приборы времени служебного назначения	244
1. Хранители точного времени	244
Морской хронометр 6МХ	244
Авиационный астрономический хронометр 13ЧП-20ЧП	252
2. Измерители интервалов времени	254
Секундомер однострелочный СОПпр	255
Секундомер двухстрелочный СДПНпр	258
Секундомер однострелочный СОСпр	262
Шкалы секундомеров	265
Расчет и построение профиля сердечка секундомера	266
3. Измерители физических величин	271
4. Датчики интервалов времени и временных программ	272
Программные часовые механизмы	272
Программное реле времени с перфолентой 16РВ	274
5. Датчики равномерной скорости	276
Приставные спусковые регуляторы	276
Часовой механизм глубинных приборов	277

Часть II

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ПРИБОРЫ ВРЕМЕНИ И ЭЛЕКТРОЧАСОВЫЕ СИСТЕМЫ

Глава 10. Электрические приборы времени	279
1. Характеристика электрических приборов времени по функциональному и конструктивному признакам	279
2. Электромеханические приборы времени с балансовым осциллятором	280
Автомобильные часы	281
Наручные электромеханические часы	283
3. Электронно-механические приборы времени с балансовым осциллятором	285
Наручные электронно-механические часы	286
Расчет магнитной системы привода часов	288
Настольные электронно-механические часы	290
4. Электронно-механические приборы времени с камертонным осциллятором	293
Наручные часы с камертонным осциллятором	295
Расчет камертонного осциллятора	300
Камертонный регулятор с магнитным ходом	302
5. Источники тока	304
Гальванические элементы	304
Аккумулятор типа Д-0,05	306
6. Электронно-механические приборы времени с кварцевым осциллятором	307
Настольный хронометр	310
Печатающий хронограф	311
Астрономические кварцевые часы	313
7. Шаговые электродвигатели	315
8. Синхронные часы	320
Глава 11. Молекулярные и атомные приборы времени	323
1. Область применения молекулярных и атомных приборов времени	323
2. Молекулярный генератор на аммиаке	324
3. Генератор на атомарном водороде	326
4. Схема часов с цезиевым генератором	328

Глава 12. Электрочасовые системы	330
1. Структура построения и области применения электрочасовых систем	330
2. Электрочасовая станция	330
3. Первичные маятниковые часы с приводом прямого действия (ЭПЧМ)	333
Маятник	333
Ход	336
Контактное устройство	337
Первичные маятниковые часы гиревые с электроподзаводом (ЭПЧГ)	338
4. Маятниковые часы «АТО»	344
Электромеханические часы	344
Электронно-механические часы	345
5. Астрономические маятниковые часы АЧФ-3	347
6. Первичные электронно-механические маятниковые часы П-3	348
7. Первичные электронно-механические часы П-1	350
8. Вторичные электромеханические часы	352
Механизм уличных вторичных часов с качающимся якорем	354
Механизм вторичных часов с вращающимся якорем	356
9. Детали и устройства электрочасовых систем	360
Циферблаты первичных и вторичных часов	360
Контакты	361
Реле	363
Источники тока	364
Электрочасовые линии	365
10. Применение электрочасовых систем в промышленности, науке и технике	366
Список литературы	371

Сергей Васильевич Тарасов

ПРИБОРЫ ВРЕМЕНИ

Редактор издательства инж. **З. С. Баранова**
Технический редактор **А. И. Захарова** Корректор **А. М. Усачева**
Переплет художника **А. Я. Михайлова**

Сдано в набор 4/VIII 1975 г. Подписано к печати 13/I 1976 г. Т-00515. Формат 60×90^{1/16}.
Бумага типографская № 1. Усл. печ. л. 23,5 Уч.-изд. л. 24,65. Тираж 8700 экз.
Заказ 462. Цена 1 р. 04 к.

Издательство «Машиностроение», 107885, Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3

Ленинградская типография № 6 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
193144, Ленинград, С-144, ул. Моисеенко, 10