

ГЕНРИХ КАНН

ПРАКТИЧЕСКОЕ РУКОВОДСТВО
ПО ЧАСОВОМУ ДЕЛУ

ВЫПУСК I



ОНТИ • 1937

ГЕНРИХ КАНН

ПРАКТИЧЕСКОЕ РУКОВОДСТВО ПО ЧАСОВОМУ ДЕЛУ

Под редакцией

доктора технических наук

Н. Х. Прейлича

Выпуск I

Издание 2-е, исправленное и дополненное



ОНТИ • НКТП • СССР

ГЛАВНАЯ РЕДАКЦИЯ ЛИТЕРАТУРЫ
ПО МАШИНОСТРОЕНИЮ И МЕТАЛЛООБРАБОТКЕ

ЛЕНИНГРАД

1937

МОСКВА

МС-80-3-3

ТКК № 63.

Автор книги — специалист часовщик с 40-летним практическим стажем.

Второе издание книги, значительно переработанное, издается в четырех выпусках. Первый выпуск посвящен основам теории часового дела; в нем помещены краткие сведения из механики, данные об устройстве маятника, баланса, спусков (ходов), колесного механизма и применяемых в нем зацеплений.

Книга рассчитана на специалистов часового дела и рабочих часовых заводов; она может быть использована также в качестве учебного пособия для учащихся техникумов и ФЗУ.

Сдано в набор 5/II 1937 г. Ответственный редактор Н. Х. Прейпич
Поступило к печати 21/IV 1937 г. Технический редактор А. М. Усова
Формат бумаги 82×110 Корректор М. А. Волочкович
Количество бум. листов 4,5 Заказ № 1667
Учет.-авторских листов 9,79 Тираж 5000 экз.
Количество печ. знаков в 1 бум. листе 150 720
Леноблгортлит № 2319 Изд. № 182

2-я тип. ОНТИ им. Евг. Соколовой Ленинград,
пр. Кр. Командиров, 29.

*Посвящаю настоящее руко-
водство молодому поколению
работников часового дела.*

Автор.

Предисловие ко 2-му изданию

Интерес, проявленный к 1-му изданию книги со стороны мастеров-часовщиков, техников и инженеров как промышленных центров, так и самых отдаленных уголков нашей великой социалистической родины, побуждает нас к переизданию книги.

Больше сорока лет автор неизменно работал у своего часового верстака; тот труд, который он отдал на создание Руководства, будет вполне вознагражден, если вторичное появление книги встретит такое же сочувствие, как и первое.

С развитием часовой промышленности в СССР возникает настоятельная потребность в различных пособиях, учебниках и руководствах для изучающих часовое дело.

Посвящая настоящее Руководство молодому поколению работников часового дела, автор желает им одного: любить часовое дело, как одно из прекраснейших искусств, и всячески способствовать его развитию на благо и процветание нашей великой социалистической родины.

Осуществление этого пожелания будет автору лучшей наградой.

Для удобства пользования книгой она переиздается в четырех отдельных выпусках.

Первый выпуск содержит краткие сведения из механики и дает общие теоретические основы устройства трех главных элементов часового механизма, а именно, регулятора (маятника и баланса), различных видов спусковых ходов), колесного механизма и применяемых в нем зацеплений.

Второй выпуск посвящен описанию станков, инструментов и практической работе с ними, а также работе по исправлению отдельных частей часов. Там же описаны специальные сплавы, применяемые в производстве современных прецизионных часов. В конце второго выпуска дана отдельная статья о стенных часах.

Третий выпуск содержит описание карманных часов и способов их исправления. В нем детально разобраны вопросы об устройстве заводной пружины, спирали, о способах размагничивания часов, их чистке и смазке. Выпуск заканчивается главой о проверке времени и оценке качества часов.

В четвертом выпуске помещена подробная статья о прецизионной регулировке карманных часов и хронометров в разных положениях температуры. Для облегчения усвоения главнейших выводов теории и практики часового дела включено более 100 вопросов и ответов.

Часовой мастер *Генрих Камн*

1 января 1937 г.

І. Часовое производство

Часовое производство в царской России и в СССР

Первое указание на механические часы еще в Московском удельном княжестве относится к 1404 г.

В летописи есть указание, что первые часы были поставлены в Москве при дворе князя Василия І; устроил их монах Лазарь, пришедший из Сербии. Описаны эти часы так: «Сий же часник наречется часомерье; на всякий же час ударяет молоток в колокол, размеряя и рассчитывая часы ночные и дневные; не бо человек ударяше, но человековидно, самозвонко и самодвижно, страннолюбно не како сотворено есть человеческою хитростью преизмечтано и преухитрено».

Затем в 1436 г. были поставлены часы в Новгороде, к которым в 1449 г. была устроена «часозвоня». В 1597 г. иностранный посол привез царю подарок — часы с перечаем.

В первой половине XVII века при дворе царя Михаила Федоровича были мастера органного дела Иван и Мейхарт Луневы, выехавшие из Голландии. Они привезли с собою инструменты для органного дела и частью доделали их в Москве. Они сделали соловья и кукушку с их голосами; когда заиграют органы, обе птицы сами запоют. Позже один из братьев, Мейхарт, был отправлен за границу с поручением вывезти двух часовых мастеров, которые бы обязались служить своим мастерством и научить учеников.

Интересно отметить, что, в то время как в Москву выписывали часовых мастеров из Германии или Голландии, на востоке были русские часовые мастера. По крайней мере русский купец Котов, ездивший в 1623 г. в Персию, пишет: «в Испагани ворота высокие, а над воротами высоко стоят часы, а у часов русский мастер».

В течение всего XVII века часы, особенно комнатные, в царской России представляли собою большую редкость и

являлись предметами роскоши. Так, при царе Алексее Михайловиче часы выставлялись в торжественных случаях наравне с другими редкими и ценными вещами в Грановитой палате. Туда сносились «четверо серебряных часов: шандал стенной серебряный, лохань, рассошники и т. д.».

В составленной в 1629—1633 гг. описи среди царского имущества значились 11 часов.

В конце XVI века башенных часов в Москве было только трое — на Спасских, или Фроловских воротах, на Троицких и на Троицких, на что указывают состоявшие на службе при этих воротах «часовники». В 1613—1614 гг. упоминается еще «часовник» у Никольских ворот, но скоро последние были, повидимому, разобраны.

В 1624 г. незадолго до того приехавший в Москву англичанин часовщик Христофор Галловей сделал на Ярославские ворота новые часы и предложил для их помещения надстроить на воротах высокую башню, что и было выполнено. Старые часы были проданы на вес за 48 рублей Спасскому Ярославскому монастырю; в них оказалось около тонны (60 пудов) железа.

В мае 1626 г. в Кремле произошел «лютый» пожар, во время которого сгорела и новая башня с часами. Галловей опять принялся за работу, которая была окончена в 1628 г.

В 1654 г. на Фроловской башне вспыхнул пожар: что было деревянного сгорело и часы испортились. Часовой колокол упал, проломил в башне своды и разбился. Один иностранец писал, что Фроловские часы были знамениты во всем свете по своей красоте, устройству и громкому звуку большого колокола, который было слышно за 10 верст; восстановление их должно было стоить не меньше 25 000 руб.

Несмотря на такой расход, часы были восстановлены.

До нас дошло их описание, сделанное Мейербером, находившимся в составе царского посольства в 1661 г.

У часов было два циферблата диаметром 5 м; один выходил на площадь, другой в Кремль. Они были расписаны лазоревой краской с изображениями золотых и серебряных звезд, солнца и луны. Цифры славянские от 1 до 17, по числу часов самого длинного в году дня (до Петровского времени часы делились на дневные и ночные). Так как вращался самый циферблат, то наверху часов было неподвижно укреплено золоченое солнце, длинный луч которого служил стрелкой. Цифры были медные, густо позолоченные, длиной 0,7 м. Весил каждый циферблат, укрепленный на дубовых стянутых железными обручами связях, около 400 кг.

В 1668 г. эти часы подверглись ремонту и их железные части вываривали в щелоке от ржавчины.

В 1701 г. во время пожара в Кремле эти часы, повидимому, сгорели, так как Петр I задумал устроить на Спасской башне часы «противу немецкого обыкновения, на 12 часов», и заказал их в Амстердаме с тремя колокольными играми. В 1704 г. были готовы две игры, и на них купцами Христофором Бронтом и Иваном Любсом был подан счет в 42 174 ефимка.¹

Часы прибыли через Архангельск в 1704 г. в немецкую слободу в Москве, откуда были перевезены на Ильинку на 30 подводах.

Ставил часы на место иноземец Яким Горнов в 1705—1709 гг. К 1732 г. эти часы пришли в ветхость, о чем доносил состоявший при них часовщик Гаврила Паникадильщиков. Не получив ответа, в 1734 г. Паникадильщиков опять доносил о ветхости часов и просил для их поправки разных материалов: «стали 11 пудов, железа 24 пуда, проволоки 20 фунтов, канату посконного 100 сажень, два круга деревянных указных, золоченых слов латинских 3, русских 2, полчасовых 3, звезд жестяных белых 12, гири бомбовы 3 по 10 пудов и т. д.».

В это время был приглашен к управлению колокольной музыкой на Троицкой башне колокольный игральный обер-мастер Иоганн Христофор Ферстер, который донес, что к имеющимся 26 колоколам надо добавить еще 8, но считал, что так как «оная Троицкая башня находится в тесном месте, в стенах и в глуши и музыка с оной башни будет неслышна, то надлежит де оной колокольной музыке быть на Спасской башне, понеже де оная стала на всей красоте и вельми та колокольная музыка и игранье во дворце и в Москве будет слышна». Сенат, в ведении которого находились эти дела, сначала согласился, но затем был найден именной указ 1731 г., чтобы на Троицкую башню поставить часы с Меньшиковской башни (поставленные Меньшиковым в начале XVIII века); поэтому сенат, не решаясь идти против указа, постановил оставить часы с колокольной музыкой попрежнему на Троицкой башне. Из этого дела можно заключить, что в то время на Спасской башне музыки уже не было.

¹ Ефимок — иностранная крупная серебряная монета разных чеканов (Joachimsthaler), обращавшаяся в Московском государстве в XVII веке; по весу равнялась примерно $\frac{3}{4}$ рубля XVII века.

В 1737 г. часы на Спасской и Троицкой башнях во время пожара обгорели, но скоро были восстановлены, хотя, повидимому, и не очень тщательно, о чем можно судить по нижеследующим данным.

В 1748 г. нижегородский крестьянин, часовой мастер Семен Иванов, подал прошение, что часы на Спасской башне ходят очень неисправно; он может их исправить, если его определят к этим часам часовым мастером. и обязывается всякие починки делать из одного годового жалованья, что прежним мастерам давалось от губернской канцелярии. Сенат приказал отдать часы Семену Иванову до будущего усмотрения.

В 1763 г. при разборке архивов в помещениях под Грановитой палатой были найдены «большие английские курантовые часы», быть может стоявшие когда-то на Спасской башне. Именным указом Екатерины II в 1767 г. было повелено поставить эти часы на Спасской башне и поручить это дело часовому мастеру Иогану Фази. Он запросил за работу 14 550 рублей; этот расход был разрешен, и через три года, в 1770 г., установка часов была закончена. Для проверки их исправности и прочности на будущее время были собраны часовые мастера, записные цеховые и вольные.

Новая столица Петербург, конечно, должна быть обеспечена башенными часами.

Первые часы были, повидимому, поставлены на колокольне Троицкой церкви, построенной в 1710 г. Эти часы были взяты из Москвы, с Сухарской башни. В 1720 г. были поставлены часы с курантами на колокольне собора в Петропавловской крепости.

30 августа 1756 г. в шпиг колокольни ударила молния и во время пожара, последовавшего за этим, часы погибли.

Императрица Елисавета Петровна в 1757 г. заказала новые часы в Голландии. Они обошлись в 41 552 руб., были привезены в 1761 г. и поставлены мастером Открасом.

В 1714 г. в Адмиралтействе, огороженном земляными валами, была построена каменная Адмиралтейств-Коллегия с башней, на которой поставлены часы.

Кроме указанных часов, в Петербурге XVIII века были еще башенные часы: 1) на воротах дома Бестужева-Рюмина, где помещался Сенат, поставленные в 1749 г., 2) на Морской церкви, 3) на церкви Преображения (позже собор), 4) на Казанской церкви, 5) на Сергиевской церкви, 6) на Спасской церкви на Сенной. Кроме того, в первой половине XVIII века были еще часы на Воскресенской церкви на Васильевском

острове, на Вознесенской церкви, на Исаакиевской колокольне и на колокольне Александро-Невского монастыря; последние были затем сняты за ветхостью колокольной.

Из часов Петровского времени сохранились до сих пор очень интересные часы, помещающиеся в Летнем дворце (в Летнем саду); они показывают время, давление атмосферы и силу ветра.

Но вообще с часовым мастерством в XVIII веке дело обстояло не лучше, чем в XVII веке, несмотря на указы о заведении ремесел, об образовании цехов и пр.

Сведения о часовых мастерах этого времени чрезвычайно скудны, одно лишь можно утверждать, что в подавляющем большинстве это были иностранцы. Из русских часовщиков-механиков того времени нельзя не упомянуть талантливого самоучку Ивана Петровича Кулибина (1735—1818 гг.), изготовившего около 1770 г. весьма сложные карманные часы. Часы им были поднесены императрице Екатерине II, вслед за тем Кулибин был причислен к Академии наук в звании механика, а механическая мастерская Академии передана в его ведение.

Карманные и комнатные часы того времени главным образом привозились из-за границы; так, в описании Петербурга Георги указано, что с 1780 по 1790 г. карманных часов было ввезено в среднем по 2 000 штук в год.

Суммы, на которые ввозились часы иностранного производства, — следующие: в 1758—1760 гг. около 10 000 руб., в 1778—1780 гг. около 24 000 руб., затем к концу XVIII века эта сумма падает до 17 000 руб., вероятно в связи с французской революцией и запрещением ввоза французских товаров. В начале XIX века сумма ввоза опять достигает 25 000 руб., и дальше непрерывно растет. В 1820—1821 гг. — 87 000 руб., в 1833—1835 гг. — 208 000 руб., в 1840—1844 гг. — 457 000 руб., наконец, в 1851—1853 гг. — 741 000 руб., т. е. ввоз иностранных часов все время растет, а следовательно, русское производство до середины XIX века развивается мало.

На это указывают также цифры ввоза часовых принадлежностей. Впервые эта статья встречается в 1820—1821 гг. и составляет сумму в 12 400 руб., к началу 1830 г. она достигает цифры в 25 000—26 000 руб. и на этом уровне остается до конца 1850-х годов.

О фабричном производстве часов в царской России в XIX веке имеется только одно указание в объявлениях в Петербургских ведомостях 1865 г., касающееся отъезда не-

которых иностранных мастеров часового дела, живших на Васильевском острове в Петербурге «на часовой фабрике». О более раннем периоде времени нет даже и таких сведений.

Правда, Екатерина II, старавшаяся подражать Вольтеру, имела намерение учредить часовую фабрику по образцу устроенной им в Фернее и переписывалась со знаменитым писателем о высылке мастеров, но, по видимому, это намерение не было осуществлено.

Приведенные исторические данные показывают, что часы с момента их проникновения в царскую Россию являлись предметом роскоши травящих классов.

Установка и регулировка проникающих в царскую Россию часов была главным образом делом иностранцев. Однако, наряду с иностранными мастерами, среди обслуживающих диковинные механизмы появляются, как мы видим, и местные люди. Московские ремесленники, кузнецы и слесаря ремонтируют часы, делают новые части и изучают механизмы.

В Петербурге в 1867 г., как уже упоминалось, существовала даже часовая фабрика, о которой точных сведений мы не имеем. Конечно, это была просто крупная мастерская для починки находившихся в обращении часов и в лучшем случае для их сборки. В окрестностях Москвы постепенно распространяется собственное часовое производство. Подмосковные кустари изготовляли простые степные часы с гирями, с деревянными корпусами, известные под названием — «ходики».

Большой известностью во второй половине XIX века пользовалась подобная мастерская Платова в селе Шаранове Звенигородского уезда, Московской губ.

Ввоз иностранных часов в XIX веке все увеличивался, и в 1853 г. достиг суммы свыше 700 тысяч руб.

Некоторые иностранные фирмы переселялись в царскую Россию; так, например, представитель торговой фирмы «Тиссо и сын» из Локля в Швейцарии еще в первой половине XIX века широко развил свою деятельность по сбыту швейцарских часов в России.

В 1826 г. в Локле была основана фабрика «Мозер и К^о», которая стала снабжать русский рынок своей продукцией. Часы «Мозер» через Нижегородскую ярмарку шли в Китай и в Индию. В Петербурге собирались и проверялись механизмы из привезенных из Швейцарии частей.

В 1900 г. министерством финансов в Петербурге было от-

крыто техническое учебное заведение с двумя отделениями — механико-оптическим и часовым. Это были первые слабые шаги на пути зарождения у нас часового дела, перед которым после Великой пролетарской революции открылась самая блестящая будущность.

Правительство, отвечая на все возрастающую потребность населения в часах, связанную со стремительным ростом нашего социалистического строительства, принимает самые серьезные меры к широкому развитию у нас часовой промышленности.

С 1930 г. в Москве работают две часовые фабрики, основанные на передовой технике производства. Продукция этих фабрик настолько высокого качества, что мы можем надеяться в ближайшем будущем конкурировать с иностранными рынками.

Рост часовой промышленности СССР особенно нагляден из данных, приведенных т. Орджоникидзе на VII съезде Советов СССР.

Группа приборов	В ы п у с к		Предварит. расчеты, средние за год второй пятилетки	Примечание
	1914 г.	Последний год первой пятилетки		
Карманные и наручные часы	Не произведены	70 000 шт.	300 000 шт.	Цифры взяты по плану выпуска 1935 г.
Будильники		400 000 „	2 000 000 „	
Ходики		2 500 000 „	3 000 000 „	
Электро-вторичные часы		10 000 „	50 000 „	
Электро-первичные „		800 „		
Стенные „		20 000 шт.	300 000 „	
Часовые механизмы		—	10 000 „	

В 1936 г. открылись часовые фабрики в г. Пензе и в г. Куйбышеве. По мощности и оборудованию они ни в чем не уступают лучшим иностранным фабрикам. Часы из предметов «роскоши» и показа приезжим иностранцам в царской России должны быть и будут в социалистической стране предметом необходимости каждого трудящегося. Изучить технику этого сложного производства — очередная задача нашей часовой промышленности, наших молодых сил, уверенных в своем победоносном социалистическом сегодня и создающих невиданную при капитализме социалистическую производительность труда.

II. Краткие сведения из механики. Основные понятия о силе и работе

1. Понятие о моментах силы

Во всякой машине происходят преобразования движений, так, например, в простом ножном токарном станке колебательное движение подножки преобразуется во вращательное движение коленчатого вала и насаженного на этот вал маховика.

В часах с гирей поступательное движение гири (падение гири) преобразуется во вращательное движение барабана, а это последнее, в свою очередь, через посредство системы зубчатых колес, преобразуется в колебательное движение маятника и в круговое движение стрелок. Одновременно с этими преобразованиями движений происходят также и преобразования силы.

В часовых механизмах мы имеем чаще всего дело с вращениями твердых тел вокруг некоторых осей. Проследим на простейших опытах, как реагирует тело, вращающееся вокруг оси, на воздействие внешних приложенных сил.

Станем перед полуоткрытой комнатной дверью или дверью шкафа и попробуем закрыть ее, надавливая на нее перпендикулярно рукой или пальцем. Повторим этот опыт несколько раз, причем будем давить на дверь каждый раз на ином расстоянии от ее оси вращения, т. е. от линии, соединяющей дверные петли. Если окажется, что точка приложения силы далека от этой оси, то закрывание двери потребует малого усилия. При приближении точки приложения к оси это усилие будет постепенно возрастать сначала едва заметно, а потом весьма ощутительно. Наконец, когда мы приблизимся к самой оси двери, наших сил может даже оказаться недостаточно, чтобы сдвинуть с места дверь.

Итак, мы видим, что две разные силы, малая и большая, приложенные к разным точкам вращающегося тела, вызывают один и тот же эффект. Отсюда мы заключаем, что действие силы на твердое вращающееся тело зависит не только от ее величины, но и от расстояния точки приложения силы от оси вращения.

Продолжим наш опыт. До сих пор мы давили на дверь перпендикулярно к ее плоскости. Будем теперь давить на нее в одном месте, но под разными углами к плоскости. При

этом мы только потребуем, чтобы направление силы лежало в плоскости вращения ее точки приложения.¹ Этого рода опыт может быть облегчен обычно имеющимися на дверях углублениями, которые не позволят скользнуть пальцу. При выполнении опыта мы заметим, что величина необходимого для закрывания двери усилия будет зависеть от направления нашего давления, т. е. от направления силы. В частном случае, когда сила давления будет направлена на ось вращения, нам вовсе не удастся эту дверь закрыть. Такая же картина будет иметь место при повторении опыта с иными точками упора, т. е. при иных точках приложения силы. Необходимое усилие будет всегда зависеть и от направления силы, так как при наклонно направленной силе только часть ее пойдет на закрывание двери, т. е. на ее вращение, между тем как другая часть обратится в давление на ось и уничтожится ее сопротивлением. Итак, действие силы на твердое вращающееся тело определяется помимо ее величины еще также и расстоянием точки приложения силы от оси вращения и направлением самой силы.

Описанные только-что опыты могут быть проделаны с любым вращающимся телом, например с маховиком токарного станка. Нам удастся легче всего привести его во вращение путем надавливания на обод маховика и притом именно тогда, когда давление направлено по касательной к ободу т. е. перпендикулярно к линии, соединяющей точку давления с осью вращения.

Если бы мы могли сопроводить этот опыт соответствующими измерениями, то убедились бы, что мерилом действия силы на вращающееся тело является не сама величина силы, а произведение из величины силы на расстояние направления силы от оси вращения.

Такое произведение называется моментом вращения² по отношению к данной оси. Под расстоянием направления силы от оси вращения мы подразумеваем длину перпендикуляра, опущенного на данное направление при условии, что сила лежит в плоскости перпендикулярной к оси вращения. Это расстояние направления силы от оси вращения очень часто называют «плечом силы».

Понятие о моментах вращения до крайности упрощает

¹ Вообще во всем последующем изложении мы повсюду предполагаем, что речь идет о силах, действующих в одной плоскости, перпендикулярной к оси вращения тела.

² Во многих случаях вместо «момент вращения» говорят «статический момент силы», или просто «момент силы».

все расчеты, связанные с определением условий равновесия вращающегося вокруг оси тела, с вычислением величины той силы, которая может быть получена на том или ином расстоянии от оси вращения.

Вполне очевидно, что для равновесия тела, вращающегося вокруг оси, необходимо, чтобы приложенные к этому телу силы имели одинаковые по величине, но противоположно направленные моменты вращения. Действительно, если бы какой-либо из этих моментов превышал на некоторую величину другой, то наше тело пришло бы во вращение в направлении, соответствующем направлению большего момента. В более обширной форме мы можем наше правило высказать следующим образом:

Для равновесия тела, вращающегося вокруг некоторой оси, необходимо, чтобы сумма моментов сил, вращающих в одну сторону, равнялась сумме моментов сил, вращающих в противоположном направлении.

Приведем простейший численный пример. Пусть на некоторое снабженное осью тело действуют две противоположно вращающие силы: в 5 кг с плечом в 1 см и в 0,1 кг с плечом 100 см. Такой предмет начнет вращаться в сторону действия меньшей силы, ибо ее момент, равный $0,1 \text{ кг} \cdot 100 \text{ см} = 10 \text{ кгсм}$ больше момента $5 \cdot \text{кг} \cdot 1 \text{ см} = 5 \text{ кгсм}$ второй силы. Если этот предмет при своем вращении встретит препятствие на расстоянии 20 см от оси, то он будет давить на него с силой $5 \text{ кгсм} : 20 \text{ см} = 0,25 \text{ кг}$, так как тело обладает моментом в 5 кгсм, равным разности моментов двух наших сил.

2. Рычаги первого и второго рода

Приложим наши выводы к изучению условий равновесия рычага и условий передачи силы и движения с помощью этой простейшей машины.

Рычагом мы называем стержень любого вида (прямой, кривой или ломаный), который может вращаться вокруг оси или какой-либо точки опоры, и к которому приложены две силы, действующие в плоскости вращения рычага. Различают рычаги двух родов: 1-го рода, когда силы действуют в одном направлении, но по разные стороны от точки опоры, и 2-го рода, когда силы действуют в противоположных направлениях, но по одну сторону от точки опоры.

В качестве примеров рычагов 1-го рода можно привести: коромысло весов, клещи, якорь в анкерном спуске карманных

часов, зубчатые колеса. Последние представляют собою совокупность большого числа рычагов 1-го рода. Примерами рычагов 2-го рода могут служить: храповая собачка, некоторые рычаги боевого механизма, якорь и ведущая вилка маятниковых часов.

Пусть мы имеем изображенный на рис. 1 прямой рычаг abc с опорой в точке b и с плечами ¹ $ab = 1$ и $bc = 5$. Пусть в точке a к рычагу подвешен груз в 10 кг. Какой груз требуется подвесить к другому концу рычага в точке c , чтобы рычаг остался в равновесии?

Мы имеем здесь дело с рычагом 1-го рода, ибо точки приложения сил лежат по разные стороны от точки опоры. При наших рассуждениях мы будем пренебрегать как трением в точке опоры, так и весом самого рычага, т. е., иными словами, будем считать его невесомым.

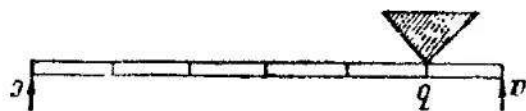


Рис. 1. Рычаг 1-го рода (неравноплечий).

Как мы знаем, для равновесия вращающегося вокруг оси тела требуется, чтобы моменты вращения, развиваемые данными силами, были равны, но действовали бы в противоположные стороны. Момент вращения груза, подвешенного в точке a , есть $10 \text{ кг} \cdot 1$, т. е. 10 килограмм-единиц, так как при равновесии плечо силы в 10 кг равно длине ab , т. е. равно единице.

Для равновесия необходимо, чтобы второй груз, подвешенный в точке c , имел тот же момент. Плечо этой второй силы равно 5 единицам, ибо при равновесии это плечо совпадает с длиной bc . Поэтому, чтобы получить величину искомого груза, достаточно разделить наш момент на длину второго плеча. Итак, груз, подвешенный в точке c , равен 2 кг (10 деленное на 5).

Из только-что сказанного непосредственно следует, что равновесие рычага наступает, когда сила, действующая на короткое плечо, во столько раз больше силы, действующей на длинное плечо, во сколько раз длинное плечо больше короткого, так как мы имеем пропорцию:

$$10 \text{ кг} : 2 \text{ кг} = 5 : 1,$$

иными словами:

¹ Под плечами рычага мы подразумеваем соответствующие плечи сил, приложенных к его концам. В данном случае эти плечи совпадают с отрезками ab и bc .

Рычаг находится в равновесии, если величины сил обратно пропорциональны длинам соответствующих плеч.

Итак, рычаг позволяет увеличивать или уменьшать силу, приложенную к одному из его концов. Если данная сила действует на короткое плечо, то длинное плечо будет давить на препятствие с уменьшенной силой, и наоборот.

Пусть рычаг, к концам которого приложены две взаимно уравновешивающиеся силы, пришел в равномерное перемещение под действием некоторого толчка и пусть при этом длины плеч сил не меняются. Вполне очевидно, что конец длинного плеча опишет тогда дугу большую, чем та, которую описывает конец короткого плеча рычага, и именно, во столько раз большую, во сколько раз длинное плечо больше короткого.

Значит:

В силе выигрывается во столько же раз, во сколько раз теряется в пройденном пути.

Приняв еще во внимание, что оба эти перемещения выполняются в одинаковые промежутки времени, заключаем:

В силе выигрывается во столько же раз, во сколько раз теряется в скорости.

Это есть так называемое «золотое правило механики». Впервые оно было высказано Галилеем.

Обратимся к первому из этих двух выводов, а именно: к утверждению о зависимости потери в пути от выигрыша в силе. В сущности, это правило высказывает общий закон механики о равенстве работ: 1) силы действующей (приложенной к одному из концов рычага) и 2) силы преодолеваемой (приложенной ко второму концу рычага). Действительно, теоретическая механика определяет работу силы, при условии, что точка ее приложения движется по направлению силы, — как произведение силы на путь, пройденный ее точкой приложения.¹ В нашем примере точки приложения сил движутся по дугам, обратно пропорциональным приложенным к ним силам, а направления сил по условию совпадают с касательными к этим дугам в любой их точке, т. е. на всем протяжении пути совпадают с направлениями движений точек приложения сил. В силу обратной пропорциональности дуг имеем: произведе-

¹ Помимо того предполагается, что действующая сила не вызывает окончательного изменения начальной скорости тела.

ние одной силы на пройденный ею путь равно произведению второй силы на пройденный ею путь, — иначе — работы этих двух сил равны.

Этот вывод о равенстве работ сил действующей и преодолеваемой есть следствие общего мирового закона сохранения энергии. Этот закон говорит:

Общее количество мировой энергии постоянно; энергия не создается и не исчезает, она только переходит из одного вида в другой.

Поэтому всякая машина только преобразовывает энергию из одного вида в другой (в некоторых случаях с очень крупными потерями), но ни в коем случае не создает энергию из ничего. Этим объясняется неудача всех попыток построить так называемый вечный двигатель — «perpetuum mobile», —



Рис. 2. Рычаг 2-го рода.



Рис. 3. Рычаг 1-го рода (равноплечий).

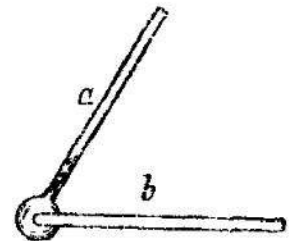


Рис. 4. Ломанный рычаг.

который мог бы вечно двигаться и выполнять при этом некоторую работу. Такой двигатель невозможен. Он мог бы вечно двигаться только тогда, когда были бы уничтожены все внешние сопротивления, действующие на него, и если бы ему был дан некоторый первоначальный толчок. Такой двигатель только подтвердил бы закон инерции, по которому все тела сохраняют свое движение, при условии отсутствия внешних сопротивлений, вызывающих затрату силы на их преодоление.

Рычаг только преобразует одну силу в другую так, что количество затраченной работы в лучшем случае равно количеству полученной работы. В лучшем случае потому, что в реальных условиях некоторая часть силы расходуется на преодоление всех вредных сопротивлений, например трения. Все эти соображения были нами высказаны по поводу рычагов 1-го рода, у которых точки приложения сил расположены по разные стороны от точки опоры (рис. 1 и 3), но они же справедливы и для рычагов 2-го рода, один из которых изображен на рис. 2. Здесь точно также сила, приложенная

к концу ac в точке c , должна быть во столько раз меньше силы, приложенной к части рычага ab (в точке b), во сколько плечо одной силы (совпадающее с отрезком ac больше плеча ab другой силы.

Проследим соотношение между силами еще на нескольких примерах.

На рис. 3 изображен рычаг 1-го рода с равными длинами частей a и b , составляющими одна продолжение другой. Очевидно, такой рычаг передает силу, не увеличивая и не уменьшая ее.

На рис. 4 изображен ломаный рычаг, который может работать как рычаг 1-го и как рычаг 2-го рода. Такой рычаг будет передавать силу, не изменяя ее только в том случае, если эти силы будут действовать перпендикулярно к длинам его частей a и b . Если же эти силы будут друг другу параллельны, например, если к концам частей a и b будут привешены некоторые грузы, из которых один будет тянуть рычаг кверху с помощью нити, перекинутой через блок, то равновесие будет достигнуто только тогда, когда груз, привешенный в точке a , будет во столько раз больше груза, подвешенного в точке b , во сколько плечо первой силы будет меньше плеча второй силы. Рычаги имеют весьма большое применение на практике, мы уже приводили некоторые примеры.

Работа большинства отдельных частей сложных машин может быть объяснена на основании законов действия рычага.

3. Наклонная плоскость

Обратимся теперь ко второй простейшей машине — наклонной плоскости. Каждому из нас приходилось видеть ее применение при подъеме тяжелых грузов, когда груз вкатывают или вкатывают по наклонно поставленной доске, и каждому известно, что такой подъем может быть выполнен с меньшим усилием, чем непосредственный подъем груза без наклонной плоскости. Действие наклонной плоскости не трудно объяснить на основании первой формулировки «золотого правила» механики:

В силе выигрывается во столько раз, во сколько раз проигрывается в пути.

Пусть мы имеем наклонную плоскость длиной 14 м, по которой требуется поднять груз 28 кг на высоту 2 м, причем так, чтобы действующая сила была параллельна этой наклонной части.

При непосредственном поднятии груза на высоту вершины наклонной плоскости мы должны приложить к нему силу в 28 кг и действовать ею на пути в 2 м. Всего мы, следовательно, затратим работу:

$$28 \text{ кг} \cdot 2 \text{ м} = 56 \text{ кгм.}^1$$

При вталкивании груза мы надавливаем на него силой, параллельной наклонной части плоскости. Точка приложения силы смещается, следовательно, по направлению силы на величину, равную этой наклонной части, а именно на 14 м. Величина затраченной работы должна быть во втором случае такая же, как и в первом случае, и поэтому, чтобы найти величину требующейся силы, нам достаточно разделить 56 кгм на 14 м. Получим 4 кг.

Итак, мы видим, что здесь справедлива пропорция:

$$4 \text{ кг} : 28 \text{ кг} = 2 \text{ м} : 14 \text{ м},$$

т. е. приложенная сила относится к величине преодолеваемой силы так, как высота подъема груза относится к длине наклонной части. Это, понятно, верно в том случае, когда прилагаемая сила параллельна наклонной части плоскости.

Если бы мы прилагали силу по направлению, параллельному основанию наклонной плоскости, то дело обстояло бы иначе. Тогда смещение точки приложения нашей силы по направлению этой силы определится уже не длиной наклонной части плоскости, а длиной ее основания, и поэтому теперь будет иметь место следующее соотношение между силами:

Приложенная сила относится к величине преодолеваемой силы так, как высота подъема груза относится к ее основанию.

На рис. 5 изображена наклонная плоскость с основанием 5 м, по которой поднимается груз на высоту 1 м. Если бы мы стали вталкивать на нее груз в 28 кг, прилагая некоторую силу по направлению, параллельному основанию пло-

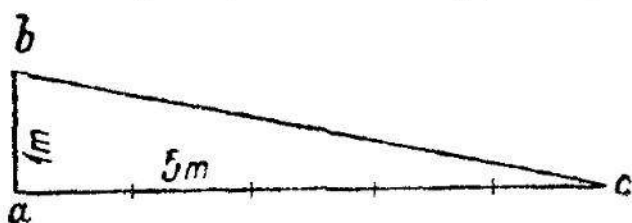


Рис. 5. Наклонная плоскость.

¹ Кгм есть единица измерения работы; она соответствует работе, затрачиваемой при поднятии груза в 1 кг на высоту 1 м без окончательного изменения его начальной скорости.

скости, то эта неизвестная сила определится бы из пропорции:

$$x \text{ кг} : 28 \text{ кг} = 1 \text{ м} : 5 \text{ м},$$

откуда:

$$x = \frac{28 \cdot 1}{5} = 5,6 \text{ кг}.$$

Наклонная плоскость играет в часовых механизмах весьма важную роль. Именно с ее помощью совершается передача силы от спускового колеса к регулятору (маятнику или балансу) и обратно.

4. Клин и винт

Помимо того нередко применяемые простейшие машины — клин и винт — представляют собою, в сущности, видоизмененную наклонную плоскость.

При помощи клина мы выигрываем в силе во столько раз, во сколько раз ширина клина меньше его длины.

Справедливость этого утверждения очевидна из того обстоятельства, что, при перемещении клина на полную длину, разъединяемые с помощью клина части раздвинутся на его ширину.

Винт можно рассматривать как наклонную плоскость, накрученную на цилиндр.

При каждом повороте винт опускается на одну нитку — на ход, — что в данном случае соответствует высоте наклонной плоскости винта. При вращении винта к нему прилагается сила, направленная перпендикулярно к оси винта. Поэтому при каждом повороте в силе выигрывается во столько раз, во сколько длина окружности винта (в данном случае основание наклонной плоскости) больше его шага. Но обычно винт снабжается еще рычагом (головка обычного винта, ручки винтового пресса), который увеличивает этот выигрыш в силе, и мы получаем на этот случай правило:

При помощи винта в силе выигрывается во столько раз, во сколько раз ход винта меньше длины окружности, описанной точкой приложения силы.

5. Трение

В наших предыдущих рассуждениях о передаче силы с помощью рычага и наклонной плоскости мы пренебрегли трением, а в рычаге также и его собственным весом. Собственный вес рычага может изменить условия передачи силы. Как он действует в каждом частном случае—не трудно сообразить. Действие тяжести можно себе представить в качестве силы, приложенной к центру тяжести рычага. Если эта сила имеет некоторый не равный нулю момент вращения, то она будет отзывать на равновесии рычага, а значит, и на передаче силы. Очевидно, что момент силы тяжести будет равен нулю тогда, когда центр тяжести рычага будет совпадать с точкой опоры. Это условие не трудно выполнить в случае прямолинейного равноплечего и неравноплечего рычагов 1-го рода путем уравнивания обоих плеч. В случае прямолинейных рычагов 2-го рода, а также при криволинейных рычагах, такое уравнивание может быть достигнуто только с помощью специальных добавочных противовесов. Таким образом, влияние силы тяжести может быть вовсе устранено.

С трением дело обстоит значительно хуже. Этот враг и вместе с тем друг человека и техники может быть в лучшем случае только ослаблен, но не уничтожен. Всюду, где только имеются соприкасающиеся и скользящие друг по другу поверхности, имеется и трение. Поэтому некоторая часть передаваемой силы и работы всегда расходуется непроизводительно на преодоление силы трения.

Французский физик Кулон установил следующие приближенные законы, по которым совершается трение при скольжении.

1. Сила трения пропорциональна силе давления между трущимися поверхностями.

2. Сила трения не зависит от величины трущихся поверхностей.

3. Сила трения не зависит от относительной скорости движения поверхностей (справедливо для скоростей, не превышающих 5 м/сек).

Помимо того, сила трения зависит от вещества трущихся поверхностей, от тщательности обработки этих поверхностей, от наличия или отсутствия смазки.

Все эти законы справедливы при не очень больших скоростях движения и при обычной смазке. В часовом деле, кроме того, играет большую роль взаимное прилипание сма-

занных частей, так как возникающие при этом силы уже сравнимы с теми малыми силами, которые передаются при помощи колес часового механизма.

Обратим еще внимание, что потери на трение на осях зависят также от диаметра осей. С увеличением диаметра также растут и потери на трение, так как одновременно с диаметром растет и момент силы трения.

Для возможного уменьшения потерь на трение часовой мастер должен, по возможности, подбирать соответствующие материалы, уменьшать давление частей (т. е. их вес), наконец, отделывать возможно тщательнее трущиеся поверхности. Наименьшие потери на трение имеют место при скольжении стали по камню, стали по латуни.

В часовой практике нередко говорят о входящем трении и о выходящем трении. Что под этим разумеется — легче всего уяснить на примере.

Если мы будем толкать наклоненную палочку вперед, то имеет место входящее — большее трение, так как отдельные неровности, всегда существующие на соприкасающихся плоскостях, при таком движении приходят в более тесное соприкосновение. Если мы палочку волочим за собою, то имеется выходящее — меньшее трение, так как неровности трущихся тел скользят теперь легче одна по другой. По существу эти термины не вполне правильны, так как оба эти случая отличаются один от другого только по причине различных сил давления. Часовщик обычно старается располагать части часов так, чтобы, по возможности, имело место только выходящее трение. Пока мы говорили только о трении, имеющем место при скольжении тел. Но есть еще второй род трения — трение при катании. Такое трение значительно меньше трения при скольжении, поэтому во многих случаях скольжение стараются заменить катанием. В часовом деле такой прием почти не применяется в виду малого размера частей часовых механизмов и в виду тех осложнений, которые вносит прилипающее трущихся поверхностей.

На этом мы заканчиваем краткий обзор необходимейших законов механики. Некоторые дополнительные указания будут, кроме того, даваться по мере необходимости в других отделах этой книги и, в частности, в «вопросах и ответах», помещаемых в конце 4-го выпуска. Более детальные сведения читатель может найти в отделе механики любого курса физики.

III. Устройство часов и их регуляторов. О часовых механизмах

Прибор, служащий для указания времени и являющийся вместе с тем независимым часовым механизмом, должен, во-первых, осуществлять ряд периодических равной длительности явлений и, во-вторых, считать число таких периодических явлений, выражая сумму их длительностей в общепринятых единицах времени.

Предметом нашей книги является изучение только колесных механических часов, работа которых основана на применении системы зубчатых колес.

В качестве периодического равной длительности явления в этих колесных часах применяется колебательное движение, которое совершает какое-либо тело, будучи выведено из положения равновесия.

Длительность одного такого колебания и есть тот отрезок времени, с помощью которого часы измеряют его течение. Эти колебания должны непрерывно следовать одно за другим, подобно тому как мы, при линейных измерениях, последовательно откладываем нашу меру так, чтобы ее начало в новом положении всегда совпадало с ее концом в предыдущем положении.

Колесный механизм часов считает такие колебания и в каждый момент показывает результат счета при помощи стрелок, перемещающихся по циферблату. Таким образом отмечаются секунды, минуты и часы. Итак, колесный механизм часов тем самым, что он передвигает стрелки, служит, как счетчик. Но этот механизм имеет еще одну, по меньшей мере, столь же важную задачу: он должен все время поддерживать колебания качающегося тела, так как именно эти колебания и являются основой счета времени.

Такое качающееся тело называется регулятором хода. В комнатных переносных часах и самостоятельных башенных часах в качестве регуляторов хода служат маятники, а в карманных часах и хронометрах — балансы. Если мы толкнем неподвижно висящий маятник и выведем его, таким образом, из положения равновесия, то увидим, что маятник будет продолжать колебаться в течение некоторого значительного промежутка времени, даже не будучи связан ни с каким часовым механизмом. Нетрудно заметить, что эти колебания поддерживаются силой тяжести, т. е. притяжением земли. В то время как маятник находится в положении равновесия, сила тяжести не оказывает на него ни-

какого влияния, ибо она уничтожается сопротивлением подвеса. Но стоит нам отклонить маятник из положения равновесия, как тогда только часть силы тяжести будет уничтожаться сопротивлением подвеса, а, под действием оставшейся части, центр тяжести маятника будет спускаться возможно ниже, и маятник качнется с некоторой возрастающей скоростью. Когда маятник дойдет до положения равновесия, он не остановится, а будет продолжать свой путь и отклонится в другую сторону от положения равновесия, несмотря на противодействие силы тяжести. Это противодействующее влияние будет постепенно замедлять движение маятника и, наконец, остановит его в неустойчивом положении по другую сторону положения равновесия. Поэтому маятник опять начнет падать, дойдет с некоторой скоростью до положения равновесия, отклонится в первоначальную сторону, опять начнет падать и т. д. Таким образом, маятник то падает вниз под влиянием силы тяжести, то подымается вверх под влиянием приобретенной скорости, сообщаящей маятнику некоторую так называемую живую силу.

При отсутствии внешних препятствий колебания маятника должны были бы продолжаться неопределенно долго. На самом же деле часть энергии маятника неизбежно расходуется на трение о воздух, на образование вихревых движений в воздухе, на трение в подвесе, и поэтому, по истечении некоторого промежутка времени, маятник останавливается.

Баланс ведет себя точно так же, как маятник. Только здесь, вместо силы тяжести, действует упругая сила спиральной пружины баланса. В положении равновесия, т. е. когда спираль баланса не закручена, для колебаний нет никакой причины. Но стоит нам только отклонить баланс от положения равновесия, т. е. закрутить спираль, как баланс придет в движение под влиянием силы упругости спиральной пружины. При этом баланс так же, как и маятник, приобретает некоторую живую силу, и эта последняя раскручивает спираль до некоторого угла по другую сторону положения равновесия. Очевидно, что баланс будет продолжать колебаться до тех пор, пока вредные трения на осях и сопротивление воздуха не израсходуют первоначально сообщенного импульса.

Как мы уже упоминали, вторая задача колесного механизма часов состоит в передаче регулятору хода такого количества энергии, которое было бы в состоянии поддерживать непрерывные колебания регулятора. Первоисточником

той передаваемой энергии является либо тяжесть поднятой гири, либо упругость сильно закрученной пружины, а сам колесный механизм устроен таким образом, чтобы к регулятору хода подавалась как раз необходимая доля запасенной энергии.

Для этой цели служит та последняя часть колесного механизма, которая непосредственно примыкает к регулятору хода и которая сконструирована с расчетом передвижения последовательными малыми скачками в соответствии с колебаниями регулятора. При этом она должна сообщать каждый раз небольшую долю запаса энергии, заключенного в поднятой гире или закрученной пружине.

Часть колесного механизма, передающая импульс регулятору, называется ходом, тормозом или спуском, так как без этого тормоза или спуска колесный механизм израсходовал бы всю энергию завода одним движением в течение малого промежутка времени.

Все перечисленные части или элементы часового механизма могут быть систематизированы в следующем порядке:

1. Двигатель — непосредственный источник энергии, приводящий часы в действие.

2. Передаточный механизм — ряд зубчатых колес, примыкающих к двигателю и обеспечивающих должную подачу энергии на прочие части часов.

3. Спуск¹ (ход). Эта часть тормозит движение колес передаточного механизма часов, превращая его из непрерывного в прерывистое, скачкообразное, и вместе с тем передает импульсы следующей части часов — регулятору.

4. Регулятор — тело, совершающее колебательные движения и управляющее действием спуска.

5. Счетный механизм — приспособление, считающее колебания регулятора и выражающее их сумму в установленных единицах времени. Этот механизм, в колесных часах, непосредственно примыкает к передаточному механизму часов.

¹ Термин «спуск», введенный проф. В. В. Серафимовым, пользуется очень малой популярностью. Чаще всего для обозначения данной части часов применяется термин «ход». Но в этот термин, и как-раз в часовом деле, по необходимости вкладывается и иное содержание, что, понятно, не способствует ясности изложения. Для примера достаточно привести фразу: часы с анкерным «ходом» показывают более постоянный «ход», чем часы с цилиндрическим «ходом». Термин «спуск» систематически применен в этой книге для полного устранения подобных недоразумений. *Прим. Ред.*

Та или иная степень совершенства часов, главным образом, зависит от устройства и конструкции их регулятора и спуска. Поэтому мы и начинаем описание часов с этих частей.

А. МАЯТНИК

1. Маятники физический и математический. Основной закон колебаний маятника

Маятником мы называем всякое тело, которое свободно подвешено вне своего центра тяжести, и притом так, что оно может качаться около точки подвеса. Мы упомянули о центре тяжести. Центром тяжести тела мы называем такую его точку, при которой свободно подвешенное в ней тело будет находиться в безразличном равновесии. Иными словами, при таком способе закрепления каждый предмет сохранит любое положение, которое мы ему придадим. Если мы вообразим, что масса всего тела сосредоточится в его центре тяжести, то такая точка будет отвечать на воздействие внешних сил таким же образом, как и все тело.

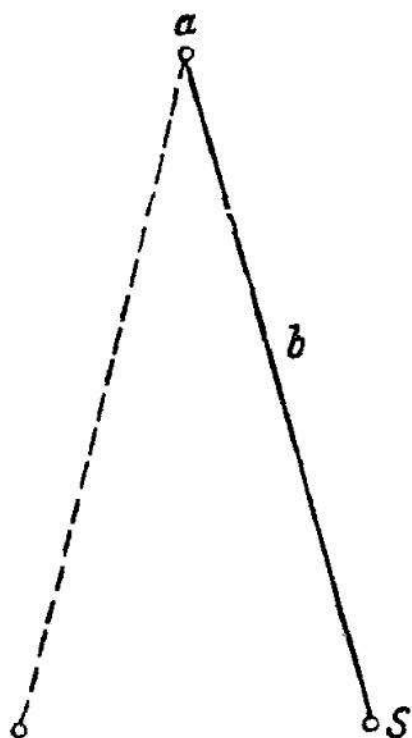


Рис. 6. Математический маятник.

Пусть в любом физическом маятнике происходит такое воображаемое сжатие. Тогда он обратится в простейший математический маятник, изображенный схематически на рис. 6. Он состоит из: 1) тяжелого, но непротяженного центра тяжести S , 2) лишнего веса, не изменяющего своей длины и не стесняющегося стержня маятника b и 3) неподвижной точки a , около которой происходят колебания. Такой воображаемый маятник называется математическим маятником, или простым маятником. Его можно воспроизвести с некоторым приближением при наличии небольшого свинцового шарика, подвешенного на тонкой шелковой нити.

В противоположность воображаемому математическому маятнику каждый сооруженный из материального вещества маятник называется физическим или сложным маятником.

Физический маятник, применяемый в часах, тем совершеннее, чем он ближе к математическому маятнику. Маятник часов должен поэтому иметь возможно более легкий, но жесткий стержень и возможно более тяжелый и маленький груз.

Применение маятника, как регулятора хода часов, основано на следующем — правда, не вполне точном — положении:

Длительность качаний одного и того же маятника есть величина постоянная.¹

Галилей, открывший в 1583 г. закон колебаний маятника, находясь однажды в соборе в Пизе, обратил внимание на свешивающуюся с потолка качающуюся лампаду. С доступной ему точностью наблюдений он заметил, что длительность этих колебаний оставалась постоянной, хотя размахи постоянно уменьшались. Подвергнув это явление научному исследованию, великий мыслитель пришел к установлению вышеприведенного положения. Как вывод, у него явилась мысль применить маятник для измерения времени и регулирования хода часов.

Сообщают, что Галилей, уже будучи слепым, дал своему сыну Винценту указания для постройки маятниковых часов, но смерть обоих — и отца и сына — прервала осуществление идеи Галилея, а все заготовленные части будущих часов безвестно пропали. Первые маятниковые часы были осуществлены в 1657 г. в Голландии Христианом Гюйгенсом.

Другое столь же важное положение, которое, как и первое, было уже известно Галилею, утверждает, что продолжительность колебаний маятника зависит от длины маятника; с увеличением длины маятника совершаемые им колебания замедляются.

В простейших конструкциях часов маятник подвешивается с помощью петелек или даже нити. В лучших часах для подвеса применяется плоская пружина, реже — призма.

2. Приведенная длина маятника. Центр качаний

Когда говорят о длине физического маятника, то подразумевают не всю видимую длину от точки подвеса до нижнего конца маятника, а так называемую приведенную длину, равную длине математического маятника с таким

¹ Как мы увидим дальше (стр. 45), это положение справедливо только для малых размахов маятника.

же числом колебаний в определенный промежуток времени. Каждому физическому маятнику соответствует, следовательно, определенный математический маятник, длина которого достигает почти центра линзы маятника, т. е. конец

математического маятника лежит несколько выше центра линзы. Эту точку называют центром качаний маятника.

Как доказывают вычисления, центр качаний не совпадает с центром тяжести физического маятника; центр качаний всегда лежит несколько ниже. На основании многочисленных измерений и вычислений было установлено следующее положение:

Центр качаний маятника часов находится посередине между центром тяжести всего маятника и центром линзы.

Это правило определяет довольно точно положение центра качаний. Действительно, отклонение не превышает нескольких миллиметров, чего для многих случаев практики бывает вполне достаточно.

На рис. 7, иллюстрирующем это положение, L обозначает центр груза, s — центр тяжести всего маятника, а S — центр качаний. Центр тяжести маятника легко найти, установив маятник на лезвии ножа так, чтобы он при горизонтальном положении сохранял полное равновесие. Точка опоры укажет направление к искомому центру тяжести.

Когда мы в дальнейшем будем говорить о длине маятника, то под этим всегда будем подразумевать расстояние центра качаний от точки, вокруг кото-

рой вращается маятник, иначе говоря, приведенную длину физического маятника.

Количество колебаний маятника за определенный промежуток времени (один час, одну минуту, одну секунду) называется числом его колебаний. Маятник, число колебаний которого в 1 час равно 3600, т. е. который делает в 1 час

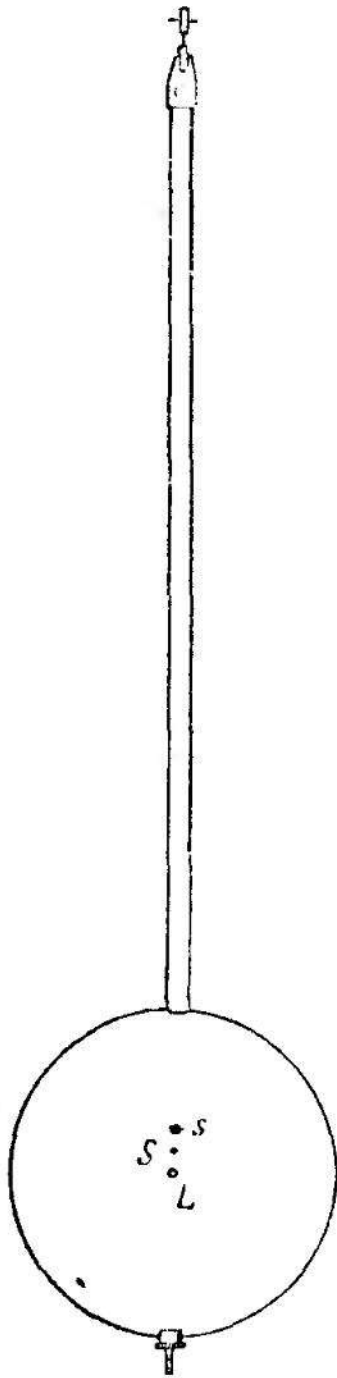


Рис. 7. Маятник для часов.

3600 колебаний, для одного колебания употребляет одну секунду, так как в 1 часе $60 \cdot 60 = 3600$ сек.; такой маятник называется секундным маятником. Приведенная длина секундного маятника приблизительно равна 994 мм; т. е. почти 1 м.

Равняется ли длина секундного маятника в других местах земного шара тоже 994 мм?

На это можно ответить следующее: земля имеет не вполне шарообразную форму, она несколько сплюснута у полюсов, вследствие чего сила притяжения земли слабее у экватора, чем у полюсов и в местностях, лежащих между экватором и полюсом. Далее, по мере приближения к экватору, растет влияние центробежной силы вращения земли, что также ослабляет силу притяжения. Сила притяжения земли приводит маятник в движение: там, где эта сила действует слабее, маятник будет качаться медленнее, и наоборот. Отсюда следует подтвержденный также опытами факт, что один и тот же маятник качается тем медленнее, чем ближе он к экватору, и тем быстрее, чем он ближе к одному из земных полюсов.

3. Зависимость периода колебания маятника от его длины. Расчет длины маятника

Мы уже упоминали, что продолжительность колебаний маятника зависит от длины маятника, а именно: колебания тем медленнее, чем маятник длиннее. Отсюда, а также из рассуждений предшествующего параграфа, следует, что маятник, длительность колебаний которого у нас равна 1 сек. на экваторе потребует несколько укоротить, а вблизи северного или южного полюсов — удлинить, если только он должен попрежнему служить секундным маятником.

Если длина секундного маятника около 1 м, то какова будет длина полусекундного маятника, т. е. маятника, продолжительность колебаний которого равна $\frac{1}{2}$ сек.? Ответ на этот вопрос вытекает из следующего важного положения:

Длины двух маятников обратно пропорциональны квадратам чисел их колебаний.

Нам известно, что длина секундного маятника около 1 м и что этот маятник в 1 сек. делает 1 колебание (число его колебаний равно 1). Полусекундный маятник, длину которого мы хотим вычислить, делает 2 колебания в 1 сек. (число его колебаний равно 2). Мы можем составить, основываясь на приведенном выше законе, следующую пропорцию.

Длина секундного маятника (т. е. 1 м) так относится к длине полусекундного маятника (нам неизвестной), как квадрат числа качаний полусекундного маятника (т. е. $2 \cdot 2 = 4$) к квадрату числа качаний секундного маятника (т. е. $1 \cdot 1 = 1$) или в числах. обозначив неизвестную длину через x :

$$1 \text{ м} : x \text{ м} = 4 : 1.$$

Неизвестный член x данной пропорции, как известно, вычисляется перемножением двух крайних членов пропорции (1 м и 1) и делением полученного произведения на средний член (4). Значит:

$$x = \frac{1 \cdot 1}{4} = \frac{1}{4} \text{ м.}$$

Следовательно, длина полусекундного маятника равна $\frac{1}{4}$ м.

Так как в этих вычислениях нами принята для секундного маятника приблизительная длина в 1 м, то полученная длина в $\frac{1}{4}$ м (250 мм) для полусекундного маятника тоже не вполне точна. Для более точного определения мы должны в данную пропорцию подставить также более точную длину секундного маятника, а именно для нашей местности — 994 мм. Пропорция примет тогда такой вид:

$$994 \text{ мм} : x \text{ мм} = 4 : 1.$$

Теперь вычисляем, как и раньше: 994 мм умножаем на 1, получаем 994 мм, затем делим на известный средний член 4, откуда и получаем 248,5 мм. Это и будет более точная длина полусекундного маятника для нашей местности. Таким же способом можно вычислить длину любого маятника, если только задано число его колебаний.

Пример. Маятник часов делает 6000 колебаний в 1 час; как велика его приведенная длина?

Решение. Приведенная длина секундного маятника равняется 994 мм; число его колебаний в час равно 3600, так как час равен $60 \cdot 60 = 3600$ сек. Число колебаний вычисляемого маятника равно 6000 в 1 час. Пропорция будет такова:

$$994 \text{ мм} : x \text{ мм} = 6000 \cdot 6000 : 3600 \cdot 3600$$

или после того как мы произведем оба умножения:

$$994 \text{ мм} : x \text{ мм} = 36\,000\,000 : 12\,960\,000.$$

Прежде всего мы можем произвести сокращение, т. е. вычеркнуть по четыре нуля, потом разделить на общий множитель 144 оба члена правой части, тогда получим:

$$994 \text{ мм} : x \text{ мм} = 25 : 9.$$

Перемножим теперь оба крайних члена этой пропорции:

$$994 \cdot 9 = 8946$$

и разделим полученное произведение на известный средний член:

$$8946 : 25 = 357,84;$$

т. е. при округлении, 358 мм, что и есть искомая длина маятника, который делает 6000 колебаний в 1 час.

Различные расчеты маятника и его частей могут быть облегчены при помощи соответствующих формул теоретической механики.

Практические работники часового дела называют «длительностью колебания» промежуток времени, в течение которого колеблющееся тело переходит из одного крайнего положения в другое крайнее положение. В механике и физике все расчеты ведутся для промежутка времени, по истечении которого колеблющееся тело возвращается к своему исходному крайнему положению. Этот промежуток времени называется *периодом колебаний*. Он в два раза больше практически принятой длительности колебаний. Таким образом, секундный маятник с практически принятой длительностью колебаний в одну секунду имеет период колебаний, равный двум секундам.

Период колебаний математического маятника T , согласно данным теоретической механики, определяется формулой:

$$T \approx 2\pi \sqrt{\frac{l}{g}},$$

где π — отношение окружности к ее диаметру,¹ g — ускорение силы тяжести (ускорение свободного падения тела), l — длина математического маятника.

Эта формула верна только для очень малых размахов маятника, так как период колебаний маятника возрастает с увеличением его размахов, т. е. маятник не обладает свойством изохронизма колебаний.

Предшествующая формула может быть использована как для определения ускорения силы тяжести g — тогда должны быть известны длина маятника l и период его колебания T , — так и для определения длины l по заданному периоду колебания T и ускорению силы тяжести g . В этом последнем случае предшествующей формуле придают вид:

$$l \approx \frac{T^2 g}{4\pi^2}.$$

На основании большого ряда наблюдений над маятниками и их теоретической обработки ускорение силы тяжести и вместе с тем длина секундного маятника определены для всего земного шара с большою степенью точности. Для средних широт (около 50°) длина секундного маятника приближенно равна 994 мм, а ускорение силы тяжести — 981 см/сек².

¹ При технических расчетах, редко требующих точности большей, чем 0,1%, несоизмеримое число π (пи) принимается равным 3,14. Более точные значения числа могут быть получены путем округления из значения $\pi = 3,1415926536$ верного до 0,1 единицы последнего десятичного знака.

Длина l в миллиметрах для маятников с различными периодами удобно вычисляется по формуле:

$$l \approx \left(\frac{T}{2}\right)^2 \cdot 994 \text{ мм.}$$

Период T должен быть в ней выражен в секундах среднего солнечного времени.

Предшествующие формулы справедливы и для физического маятника, только величина l явится в этом случае приведенной длиной физического маятника. Эта длина определяется по формуле:

$$l = \frac{\Sigma mr^2}{Ma},$$

где M — масса всего маятника, a — расстояние его центра тяжести от оси подвеса (вращения), m — масса минимального по размерам элементарного объема, мысленно вырезанного в теле маятника, Σ — знак суммирования, показывающий, что выражение mr^2 должно быть составлено для всех без исключения элементарных объемов тела маятника. Выражение Σmr^2 есть особая величина, называемая моментом инерции вокруг оси вращения. При изучении вращательного движения тела момент инерции играет такую же роль, как масса тела при изучении прямолинейного движения.

Таким способом вычислены длины всех применяемых на практике маятников и составлена таблица, называемая нами «таблицей длин математических маятников» (см. приложение в конце выпуска). При помощи ее мы узнаем длину маятника для определенного числа колебаний, число колебаний маятника определенной длины и, кроме того, насколько различные маятники должны быть удлинены или укорочены с помощью регулирующего винта, если часы отстают или уходят вперед на 1 мин.

Всякий маятник устроен так, что груз, обыкновенно имеющий форму линзы, а также нередко форму цилиндра, может быть передвинут вверх или вниз с помощью гайки и винтовой нарезки на самом стержне.

Иными словами, мы имеем возможность изменять длину маятника, если она неправильна, т. е. если часы уходят вперед или отстают.

Маятник подвержен внешним влияниям, которые нарушают постоянство его качаний.

Рассмотрим эти влияния в порядке размеров вызываемых ими неправильностей хода часов.

4. Влияние температуры на маятник

Наиболее значительно температурное влияние, происходящее из-за колебаний температуры маятника. Тела, как известно, расширяются от тепла и сжимаются от холода;

шарик, при высокой температуре маятник делается длиннее, и вследствие этого его качания замедляются. Этим объясняется тот факт, что часы с маятником имеют склонность в тепле отставать, а в холоде — уходить вперед, если только своевременно не были приняты меры, чтобы помешать этому влиянию перемен температуры.

Самое простое средство бороться с этим влиянием, это — выбрать для стержней маятников такой материал, который обладает наименьшим температурным расширением. Различные вещества расширяются не в одинаковой степени. Так, например, дерево по направлению волокон расширяется в 2 раза меньше, чем сталь, в 3 раза меньше, чем латунь, и, наконец, в 4 раза меньше, чем алюминий.¹ Поэтому стержни маятников хороших комнатных часов, большей частью, деревянные. В наших более дешевых, а также в шварцвальдских часах встречаются маятники с металлическими стержнями; они хуже в изготовлении и дешевле.

Лучшие деревянные стержни маятников изготавливаются из ели или сосны, из такого куска дерева, в котором нет сучков. Эти сорта дерева обладают наименьшим температурным удлинением. Поперечному сечению стержня, как и самому грузу, придают чечевицеобразную форму, чтобы уменьшить сопротивление воздуха движению маятника. Для устранения возможности проникновения сырости в поры дерева (вследствие чего стержень станет тяжелее, математическая длина маятника меньше, и, значит, часы начнут уходить вперед), стержни, по крайней мере в лучших часах, должны быть насквозь пропитаны лаком, приготовленным на льняном масле (а не только покрыты лаком), и притом так, чтобы все поры заполнились этим лаком. Пропитывание должно происходить постепенно, погружением стержня, сантиметр за сантиметром, в достаточно глубокий сосуд так, чтобы в дереве совсем не оставалось воздушных пузырьков; весь стержень опускать сразу в лак нельзя, ибо такой прием не достигает цели. В шварцвальдских часах удалось добиться значительного улучшения хода часов заменой железных стержней маятников — деревянными.

¹ Метровые стержни из приводимых ниже материалов при нагревании на 10° С удлиняются на такие величины (в сотых долях миллиметра): эбонит — 70, ртуть — 60, дерево поперек волокон — 50, цинк — 30, алюминий — 24, латунь — 19, никель — 15, сталь — 12, платина и стекло — 9, дерево вдоль волокон — 6, пнвар (никелевая сталь, 36% никеля) — 1,5, плавленый (некристаллический) кварц — 0,5.

5. Компенсационные маятники

Для прецизионных часов даже самый лучший деревянный стержень недостаточен, так как наиболее тщательное пропитывание маслом не устраняет полностью влияния сырости. Такие точные часы должны быть снабжены маятниками, у которых имеются особые приспособления, уравнивающие влияние температурных колебаний (компенсация). Это так называемые компенсационные маятники. Из многих применяемых в настоящее время компенсационных маятников наиболее распространенными являются: 1) маятник со стержневой компенсацией, 2) ртутный маятник и 3) маятник из никелевой стали. Все три маятника основаны на следующем: при повышении температуры, вызывающем удлинение маятника, известная часть стержня расширяется кверху, притом так, чтобы центр качания сохранял неизменным свое положение относительно точки, вокруг которой происходит это качание, а это значит, что математическая длина маятника остается одинаковой при всяких температурах.

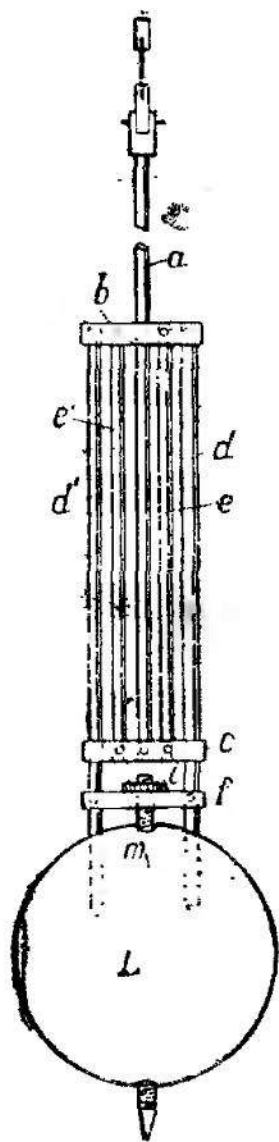


Рис. 8. Маятник со стержневой компенсацией. всегда на одной и той же высоте.

У маятника со стержневой компенсацией это достигается таким образом: стержень маятника делают составным из нескольких металлических прутьев, из которых одни могут расширяться кверху, другие — книзу. Длина стержней рассчитана так, чтобы влияния этих двух противоположных расширений были численно одинаковы. Ясно, что в таком случае линза маятника останется

На рис. 8 изображен такой маятник: *a*, *d*, *d'* и *m* — стальные стержни, они расширяются вниз; *e* и *e'* — цинковые стержни, они опираются на поперечный брусок *c* и поэтому расширяются кверху. На стальном стержне *m* укреплен линза *L* так, чтобы расширение ее не повлияло на ход часов. С помощью регулирующей гайки *f* линза может быть, смотря по надобности, поднята или опущена, и, значит, может быть изменена длина маятника. Оба цинковые стержня прикреплены к поперечным брускам *b* и

с: внешние стальные стержни d и d' прикреплены к поперечным брускам b и f , но свободно проходят сквозь поперечный брусок c . Эти оба стержня продолжены несколько ниже поперечного бруска f в самую линзу, чтобы она не могла повернуться вокруг стального стержня m . Средний стальной стержень a свободно проходит сквозь верхний поперечный брусок b , но зато прикреплен к поперечной пластине c . Все эти скрепления делаются при помощи штифтов или гаек.

Маятник со стержневой компенсацией был изобретен в 1726 г. Джоном Гаррисоном и применялся с тех пор со значительным успехом в различных видоизменениях, о которых здесь мы говорить не будем. Кстати отметим, что нередко маятники обыкновенных стенных часов, у которых стержни составлены из железных и латунных проволок, также называют компенсационными маятниками. Но это неверно; они не являются компенсационными маятниками, большее число стержней применено только для украшения и ничего общего с компенсацией не имеет.

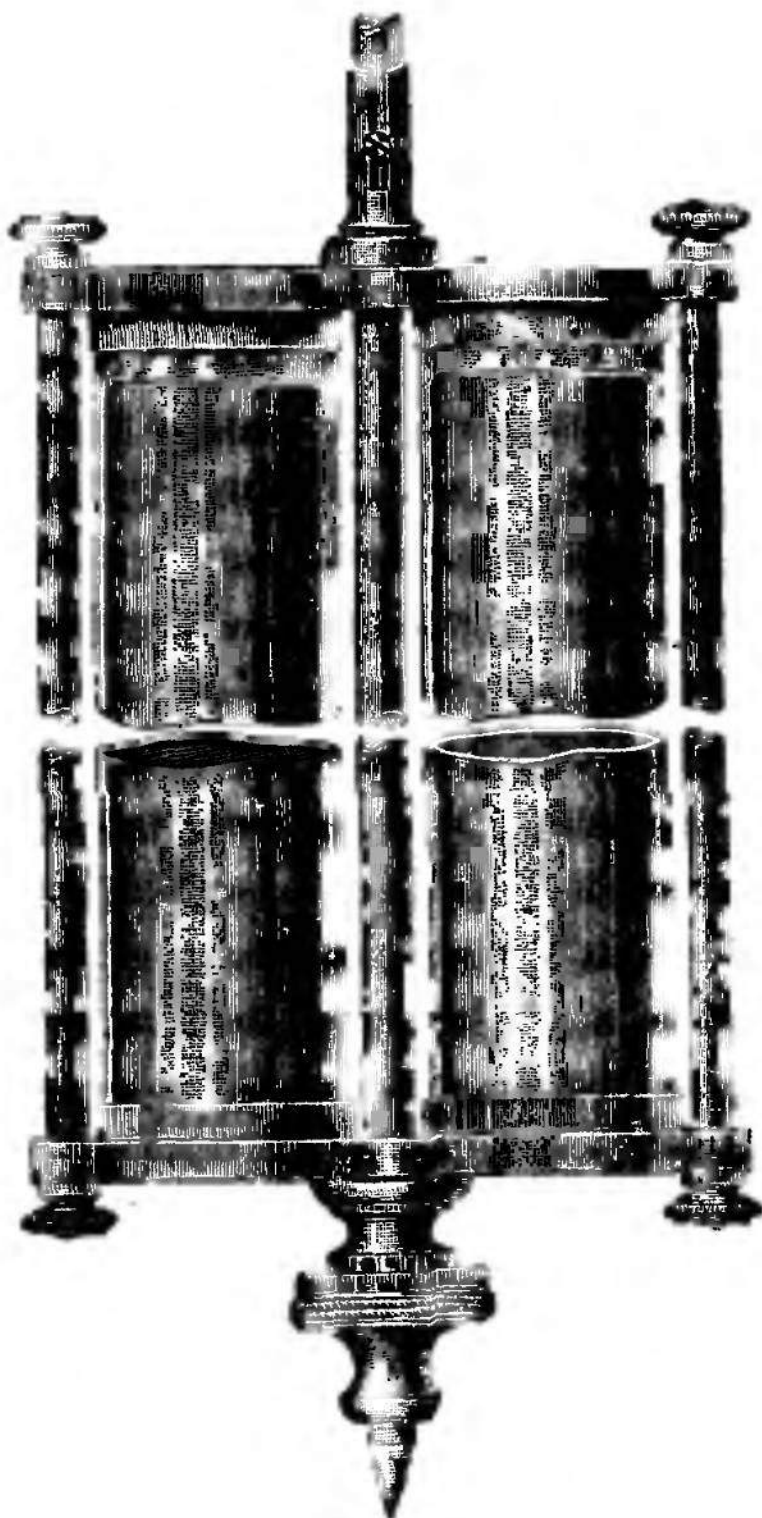


Рис. 9. Ртутный маятник Грахама.

Другой компенсационный маятник представлен на рис. 9, это — ртутный маятник Грахама. Он был изобретен в 1715 г. Джорджем Грахамом, которому мы обязаны многими крупными достижениями в области часового дела. Линзой

служит сосуд, наполненный до известной высоты ртутью. Стержни маятника и оба боковых стержня, которые служат рамой для сосуда со ртутью, — из стали. Когда температура повышается, стержень маятника и оба боковые стержня удлиняются книзу; от этого маятник становится длиннее. Одновременно с этим находящаяся в сосуде ртуть (ее способность расширяться по крайней мере в десять раз больше, чем у стали)¹ расширяется кверху и поднимает при этом центр тяжести ртутного столба. Высота уровня ртути в стакане и размеры прочих частей маятника подбираются так, чтобы центр качаний всегда сохранял свое положение, несмотря на изменение температуры, и чтобы, следовательно, математическая длина маятника оставалась постоянной.

Этот компенсационный маятник изготовляется тоже различных форм, хотя, по идее, все эти конструкции одинаковы. У такого маятника бывает один или несколько сосудов, иногда до четырех.

6. Ртутный и инварный маятники Рифлера. Кварцевый маятник Сатори

Из прочих ртутных маятников выделяется ртутный маятник Рифлера (рис. 10).

Стержень этого маятника представляет собою стальную трубку, наполненную ртутью до двух третей ее высоты. На конце трубки сидит тяжелая латунная чечевица, поддерживаемая у ее центра при помощи двух регулировочных гаек. Под главной гирей на маятнике находятся еще два или три небольших диска, меняя вес которых, можно регулировать действие компенсации маятника. Подъем или опускание этих добавочных грузиков действует так же, как и перемещение главного груза, а именно — соответственно ускоряет или замедляет колебания маятника. Ртутные маятники Рифлера были первыми маятниками, изготовленными по точному расчету. В настоящее время они заменены другими, более совершенными — инварными маятниками, описание которых дано ниже. Улучшение конструкции новейших ком-

¹ При изменении температуры ртутного столба высотой в 1 м на 10° С уровень ртути повышается на 1,57 мм в том случае, если она налита в стальной сосуд, и на 1,63 мм — если она в стеклянном сосуде, т. е. значительно больше удлинения, приведенного в примечании на стр. 35. Это кажущееся противоречие объясняется тем, что в данном случае играет роль увеличение объема ртути, между тем как последняя может свободно расширяться только вверх, чему стенки сосуда не мешают.

пенсационных маятников достигнуто путем применения для их изготовления специальных материалов. Из новых маятников в точных часах пользуются наибольшим распространением инварные маятники, показывающие прекрасные результаты. Французский ученый, член академии Ш. Э. Гильом нашел, что сплав 35,7% никеля и 64,3% железа, который он назвал инваром — неизменяемым, — обладает



Рис. 10. Ртутный маятник Рифлера.

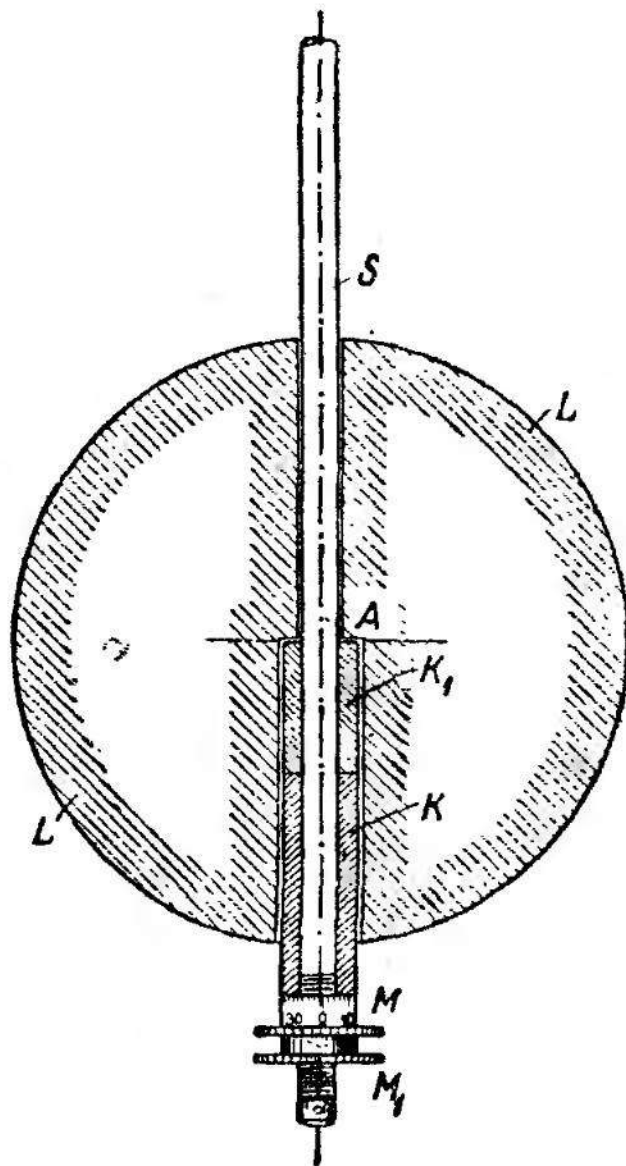


Рис. 11. Инварный маятник Рифлера.

очень малым температурным удлинением, а именно, приблизительно в 10 раз меньшим, чем у никеля и стали. Д-р Э. Рифлер произвел длительные опыты по применению этого

шлава для компенсации маятников и в 1897 г. сконструировал компенсационный инварный маятник.

Так как имя д-ра З. Рифлера связано с целой эпохой в часовом искусстве, приведем следующие краткие биографические данные. Д-р Зигмунд Рифлер родился 9 августа 1847 г. в городке Марин-Райн в Баварском округе Альгау. Он получил практическое образование как механик в мастерской своего отца. Свою теоретическую подготовку он начал в реальной школе, продолжал в высшем техническом училище в г. Мюнхене и закончил в Мюнхенском университете. В 1890 г. он построил первые точные астрономические часы, а в 1892 г. снабдил их оригинальным свободным ходом, в котором импульс передается маятнику при помощи подвесной пружины. После различных усовершенствований этот ход завоевал всеобщее признание в виду его выдающихся качеств. В 1897 г. д-р Рифлер построил свой инварный маятник, получивший широкое распространение. 21 октября 1912 г. смерть прервала обширные работы этого гениального человека.

Инварный маятник Рифлера изображен на рис. 11. S — инварный стержень маятника, M и M_1 — регулирующие гайка и контргайка. На гайку M опирается свободнодвигающаяся по стержню маятника компенсационная трубка K , изготавливаемая обыкновенно из латуни. Вторая компенсационная трубка K_1 — из стали — опирается на трубку K . Линза L маятника, отлитая из латуни или чугуна, просверлена снизу до самой середины, так что она лежит на компенсационной трубке K_1 своею частью A . Длины компенсационных трубок K и K_1 подбираются так, чтобы центр качания маятника не смещался под влиянием изменений температуры. Инварный маятник, сконструированный в 1903 г. проф. Л. Штрассером, директором школы часового искусства в Глассхютте, сходен по идее с только что описанным маятником Рифлера, но несколько иной формы. О качествах этих маятников в литературе имеется мало указаний.

Еще более пригодным материалом для маятников является плавленый аморфный (не кристаллический) кварц в виду его особенного малого температурного удлинения (в три раза меньше, чем у инвара). С другой стороны, кварцевые стержни крайне затруднительны в обработке, так как кварц вследствие своей твердости поддается только шлифовке. Поэтому инженер Сатори в своем кварцевом маятнике, сконструированном им в 1910 г., закрепляет крючок для подвески маятника в часах, а также короткую компенсационную трубку, несущую на себе чечевицу маятника, при помощи колец-хомутиков с зажимными винтами. По свидетельству Венской обсерватории такие маятники дали блестящие результаты.

Для сравнения достоинства различных материалов, применяемых при изготовлении маятников, приводим табличку изменений суточного хода часов с различными маятниками, при изменении температуры маятника на 10°C .

Маятник	Изменения суточного хода в сек
Из стали	5,3
Из дерева ¹	2,6
Из инвара	0,7
Из плавленного кварца	0,2
Компенсационный Рифлера	от 0,2 до 0,01

7. Температурное расслоение и его влияние на маятник.

Все описанные компенсационные маятники могут хорошо работать только тогда, когда температура всех частей маятника одинакова. Часы должны быть тщательно защищены от резких колебаний температуры, иначе отдельные части маятника не успевают должным образом прогреваться. Вследствие этого прецизионные часы устанавливают в специальных подвалах, температура которых меняется плавно и незначительно, только на малые доли градуса.

По этой же причине переменная разность температуры по высоте маятника, как это можно наблюдать в отапливаемых помещениях, также крайне вредна для правильной работы компенсационных маятников. Различные компенсационные маятники отзываются на это по-разному. Часы со ртутными маятниками Грахама и Рифлера, несмотря на то, что последний по предварительным высказанным соображениям должен бы быть свободен от этого недостатка, изменяют свой суточный ход примерно на 0,3 сек при изменении разности температур на одном метре высоты на 1°C .

Маятник со стержневой компенсацией подвержен этому недостатку в значительно меньшей степени, так как компенсационные части расположены почти по всей длине стержня. Обыкновенные инварные маятники Рифлера зависят от разности температур тоже заметно меньше, а именно 0,05 сек на 1°C и один метр высоты.

¹ При отсутствии влажности и абсолютно сухом дереве.

С 1911 г. Э. Рифлер стал выпускать инварные маятники, компенсированные и на влияние переменного расслоения температур по высоте маятника. В этих маятниках прежняя компенсационная часть перемещена в верхнюю половину стержня маятника, который поэтому разрезан на две части. По отзыву Мюнхенской обсерватории, такие маятники не показывают заметной зависимости от расслоения температур.

8. Регулировка маятника. Теоретический маятник Шулера

Обратимся к описанию назначения еще одного приспособления, имеющегося в современных компенсационных маятниках. Как мы раньше видели, регулировка длительности колебаний маятника достигается поднятием или опусканием чечевицы маятника. Но таким путем может быть произведена сравнительно грубая регулировка, до 1—2 *сек* суточного хода, и к тому же приходится останавливать маятник, что, понятно, нарушает ход часов. Для более тонкой регулировки примерно в середине стержня маятника имеется небольшая полочка, которую можно нагружать небольшими полосками металла. Нагрузка около 1 г ускоряет суточный ход часов с секундным маятником Рифлера на 1 *сек*. Такой способ регулировки позволяет без затруднения регулировать ход часов до десятых долей секунды. Необходимо только следить, чтобы на полочке была достаточная запасная нагрузка на случай необходимости замедлить ход часов, так как для этого придется снять или заменить часть гирек.

Весьма интересна еще одна теоретическая конструкция маятника, разработанная проф. М. Шулером.¹

Все применяемые в настоящее время маятники крайне чувствительны к смещению оси привеса маятника. М. Шулер проектирует маятник в виде стержня с цилиндрическими гирями в 2.5 кг на верхнем конце и в 3.0 кг на нижнем. Маятник опирается на подставку помощью двух призм, помещенных под верхней гирей. Расчет показывает, что суточный ход такого маятника при смещении оси качания на 0,1 мм изменяется всего на 0.0002 *сек*, между тем как для обычного маятника изменение хода составило бы 4,3 *сек*. Часы с маятником такой конструкции и с электрическим спуском построены проф. М. Шулером в 1930 г., но особенно выдающихся качеств не обнаружили, так как этот маятник оказался более чувствительным к влиянию тряски, чем обычный.

¹ Zeitschrift für Physik, Berlin, 1927, B. 42, p. 547.

9. Влияние плотности воздуха на колебания маятника

Второй причиной, нарушающей постоянство колебаний маятника, является перемена в состоянии окружающего воздуха. Действие воздуха многообразно. Во-первых, он изменяет вес маятника на величину веса объема воздуха, вытесняемого маятником, подобно тому, как теряют в весе тела, погруженные в воду. Далее, к поверхности маятника прилипает некоторое количество воздуха, которое качается вместе с маятником и изменяет период его колебания. Затем, сказывается трение о воздух, но, правда, это влияние, вопреки распространенному мнению, играет наименьшую роль. Наконец, влияние воздуха сказывается еще косвенным путем, уменьшая размах маятника, что, как мы увидим дальше, является весьма важной причиной, нарушающей постоянство колебаний маятника. Разумеется, для постоянства хода часов важен не размер влияния воздуха, а только его неизменность. Между тем, теория и практика показывают, что размер этого влияния зависит от плотности воздуха, а последняя, в свою очередь, и от барометрического давления и от температуры. А ведь каждый из нас, кто только имел дело с барометром, знает, что перепады отклонения от нормального давления на 10—20 мм, а в исключительных случаях — даже на 40 мм. Больше всего, следовательно, сказываются перемены давления, совершающиеся быстро, а не колебания температуры воздуха, меняющиеся, вообще говоря, значительно плавнее. Поэтому на практике чаще всего учитывают только влияние на ход перемены давления. Новейшие исследования дают для часов с секундными маятниками барометрический коэффициент 0,015 сек на 1 мм в сутки. Как мы видим, крайние отклонения хода часов от нормального достигают $\pm 40 \cdot 0,015 = \pm 0,6$ сек, т. е. должны приниматься во внимание в часах высокой точности.

10. Барометрическая компенсация часов. Герметические цилиндры

Исследователи как старого, так и новейшего времени приложили немало сил, чтобы устранить и этот недостаток — построить барометрическую компенсацию маятника. В более старой конструкции параллельно стержню маятника прикрепляется барометрическая или манометрическая трубка со ртутью. При повышении давления и происходящем при этом

замедлении хода часов, ртуть в манометре подымается и вызывает соответствующее компенсирующее ускорение хода.

Барометрическая компенсация д-ра З. Рифлера построена на принципе анероида — металлического барометра. В верхней части маятника приблизительно на расстоянии $\frac{1}{4}$ общей длины стержня укреплены пустотелые анероидные коробки. Они нагружены сверху низкой цилиндрической гирей. Влияние этой компенсации может быть, по желанию, изменено увеличением или уменьшением нагрузки. По многочисленным имеющимся в литературе данным остаточный барометрический коэффициент — порядка 0,001 сек на 1 мм в сутки.

Отметим еще одно крайне интересное влияние окружающего воздуха на колебания маятника. Как сказано выше, на практике при численном учете влияния плотности воздуха весьма часто пренебрегают зависимостью плотности воздуха от его температуры.

Между тем увеличение температуры воздуха на 1° уменьшает его плотность на $\frac{1}{273}$ долю его первоначальной величины или численно, если оценивать плотность пропорциональным ей фиктивным давлением, на $2\frac{3}{4}$ мм. А уменьшение показания барометра на $2\frac{3}{4}$ мм, как мы видели раньше, даст уменьшение суточного хода часов на $0,015 \text{ сек} \cdot 2\frac{3}{4} \text{ мм} = 0,043 \text{ сек}$. Таким образом маятник, идеально компенсированный в предположении постоянной плотности воздуха, окажется перекомпенсированным при установке его в обычных, доступных воздуху часах. Это обстоятельство необходимо иметь в виду при расчете и выполнении компенсационных маятников.

Самое выгодное средство для устранения влияния переменной плотности воздуха есть полная изоляция механизма и маятника часов от окружающей атмосферы. В последнее столетие наилучшие астрономические часы ставят в воздухо-непроницаемые колпаки и разрежают воздух под этим колпаком (примерно до 600 мм, если часы требуют смазки, и до 20—30 мм, если смазка необязательна). Совершенно очевидно, что коль скоро ни одна частичка наружного воздуха не может попасть под колпак, то количество, а следовательно, и плотность воздуха останутся постоянными, и часы сохраняют свой ход. Правда, барометр под колпаком покажет в зависимости от температуры различные давления, но эти перемены не играют никакой роли, ибо, как мы говорили, ни одна частичка наружного воздуха не попадает под колпак. Такой колпак представляет собой, в сущности, га-

зовый термометр, по которому мы можем следить за малыми изменениями температуры воздуха.

Установка часов под герметическим колпаком имеет еще одно преимущество: ход таких часов можно регулировать до сотых долей секунды путем впуска или откачивания малых количеств воздуха. Под колпак весьма полезно ставить баночку с зернистым хлористым кальцием для осушки воздуха. Присутствие паров воды под колпаком нежелательно, ибо такие пары также вызывают появление фиктивного температурного коэффициента в ходе часов.

11. Влияние амплитуды¹ маятника на ход часов. Выбор подвесной пружины

Последняя важная причина непостоянства хода часов, имеющая значение только для весьма точных астрономических часов, кроется в самих законах колебаний маятника. Длительность колебания одного и того же маятника зависит от величины размаха маятника, и следовательно, каждое изменение размаха сказывается и на ходе часов. Весьма существенно, что чем больше самый размах, тем сильнее и влияние его изменения на длительность колебания. По этой же причине при устройстве и расчете спуска в первоклассных часах задают такой подъем, чтобы амплитуда не превышала $1\frac{1}{2}^\circ$. Очень маленькие размахи также невыгодны по причине большой чувствительности к сотрясениям медленно качающегося маятника часов. В менее точных часах, а в особенности, в шварцвальдских часах простейшей конструкции маятнику задают большую дополнительную дугу, чтобы обезопасить такие часы от остановки вследствие неравномерности движущей силы, неизбежной при этих простых конструкциях и грубом выполнении.

Влияние амплитуды маятника на длительность его колебаний выражается довольно сложным образом². Приво-

¹ Амплитуда — угол отклонения маятника от положения равновесия до его крайнего положения.

² Строгая формула, представляющая период колебания математического маятника, есть:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{l}{g}} \left\{ 1 + \frac{1}{16} \varphi^2 + \frac{11}{3072} \varphi^4 + \dots \right\},$$

где φ — амплитуда маятника, измеренная в радианах.

дим табличку, которая позволяет судить о размерах такой зависимости. В этой табличке сопоставлены длительности колебания одного и того же маятника при различных размахах и соответствующие теоретические ежесуточные отставания часов.

Из этой таблички ясно, что чем больше исходный размах, тем сильнее сказываются его изменения. Поэтому большой размах, в противовес распространенному взгляду, не указывает на хорошие качества, т. е. на постоянство хода таких часов, а только свидетельствует, что часы вряд ли останутся, если только мы не забудем их завести.

Размах	Амплитуда	Длительность колебания в секундах	Еже-суточное отставание в секундах	Изменение отставания в секундах
0°	0°,0	1,000000	0,00	
1	0,5	1,000005	0,42	0,42
2	1,0	1,000020	1,66	1,24
3	1,5	1,000040	3,72	2,06
4	2,0	1,000080	6,60	2,88
5	2,5	1,000120	10,32	3,72
6	3,0	1,000170	14,88	4,56

Для уменьшения влияния переменного размаха мы имеем в настоящее время только одно действительное средство, а именно: соответствующий выбор подвесной пружины может в значительной степени устранить этот недостаток. Очень тонкие пружинки (меньше 0,1 мм) при этом невыгодны. Отметим еще, что приведенная выше табличка вполне справедлива только для математического маятника, не связанного с часовым механизмом. В действительности же фактические изменения превышают теоретические нередко свыше чем на 50%.

Б. БАЛАНС

Для регулирования хода переносных часов маятник неприменим, так как он требует неподвижной установки часов. Здесь пользуются иной конструкцией регулятора — балансом, о котором мы уже упоминали. Заслуга изобретения баланса (около 1675 г.) также принадлежит Христиану Гюйгенсу — творцу первых маятниковых часов. Баланс представляет собой, обычно, относительно тяжелое колесико, снабженное спиралью или волоском, т. е. плоской или вин-

товой спиральной пружиной. Один конец спирали закреплен во втулке, сидящей на оси баланса, а второй конец заштифтован в колодочке спирали, укрепленной на мостике баланса. Баланс, как и маятник, способен совершать колебательные движения, но правильность этих колебаний не нарушается и при переноске часов. Это первое преимущество и позволило применить баланс в качестве регулятора хода в переносных часах. Баланс по сравнению с маятником теоретически обладает еще одним крупным преимуществом: длительность его колебаний не зависит от величины размаха, т. е. колебания баланса изохронны, чего в маятнике нет. Тем не менее на практике полного изохронизма баланса добиться нельзя. Изохронизм может быть осуществлен только тогда, когда упругая сила спирали строго пропорциональна углу поворота баланса, когда сама спираль лишена массы, когда центр тяжести баланса лежит точно на оси его вращения, когда баланс не связан ни с какой иной частью часов. Большая часть этих условий может быть выполнена только приближенно и потому всегда наблюдаются те или иные отступления от изохронизма.

Длительность колебаний баланса зависит от величины и расположения массы баланса, от размеров спирали и упругих свойств ее материала.

Теорией и практикой установлена здесь следующая закономерность:

1. Продолжительность колебания баланса увеличивается с увеличением его массы и уменьшается при ее уменьшении, если только расположение отдельных частей баланса при этом существенно не меняется.

Этим свойством баланса пользуются для регулировки периода его колебаний путем смены отдельных его частей на более тяжелые или легкие, например путем замены латунных винтов обода баланса на золотые, и обратно, или при помощи подкладывания небольших шайб под винты баланса.

2. Продолжительность колебаний баланса уменьшается при приближении отдельных его частей к оси баланса и увеличивается при их удалении.

Это свойство баланса используется при регулировке периода его колебаний завинчиванием (приближением) или вывинчиванием (удалением) особых винтов, находящихся на обode баланса.

3. Продолжительность колебаний баланса растет с увеличением действующей длины его спирали и уменьшается при уменьшении этой длины.

На этом свойстве основан способ регулировки периода колебаний баланса при помощи градусника, позволяющего удлинять или укорачивать рабочую часть спирали.

4. Продолжительность колебаний баланса увеличивается при уменьшении упругой силы спирали и растет при ее увеличении.

Последнее правило применяется при подборе новой спирали взамен поврежденной и указывает, что период колебаний может быть уменьшен или увеличен сменой испытанной спирали на другую более тугую или более слабую.

Все приведенные здесь свойства баланса охватываются одной формулой теоретической механики, выражающей его период колебания T в зависимости от размеров деталей баланса и упругих свойств материала спирали, а именно:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{12L \cdot \sum mr^2}{E \cdot b \cdot e^3}}$$

где L — длина ленты спирали, b — ее ширина, e — ее толщина, E — модуль упругости материала спирали, m — масса отдельного элементарного объема, мысленно вырезанного в теле баланса, r — расстояние этого элементарного объема от оси вращения, Σ — знак суммирования, показывающий, что выражения mr^2 должны быть составлены для всех без исключения элементарных объемов тела баланса; выражение Σmr^2 — есть здесь, как и раньше, момент инерции, но только баланса вокруг его оси вращения.

Эта формула дает возможность подсчитать влияние той или иной регулировки на период колебаний баланса; но при практической регулировке часов для этой цели ею не пользуются, так как эффект той или иной регулировки нагляднее и скорее всего выясняется путем непосредственного опыта и наблюдения за ходом часов.

Правильное функционирование баланса зависит в очень большой степени от его уравновешенности, от состояния и устройства спирали, от состояния и устройства градусника.

Различные дефекты в устройстве баланса легче всего обнаруживаются при помощи рационально поставленного изучения суточных ходов часов. В дальнейшем эти дефекты могут быть в значительной части устранены при помощи соответствующих регулировок. Поэтому все прочие необходимые сведения, касающиеся устройства баланса и спирали, помещены в пятом разделе, посвященном регулировке карманных часов.

Там же указаны способы температурной компенсации балансов, так как точная регулировка часов обычно предусматривает и регулировку температурной компенсации баланса.

IV. Спуски (ходы)

1. Спуск с крючковым якорем (спуск Клемента,¹ ход с гакеном)

Этот простейший из спусков, применяемых в часах с маятником, состоит из спускового колеса с косыми зубцами, направленными против вращения колеса и крючкового якоря (гакена). Гакен имеет два плеча, на концах которых отшлифованы наклонные поверхности. Зубцы ходового колеса упираются в эти поверхности и приводят якорь, а следовательно, и связанный с якорем маятник в качательное движение.

Покажем, каким образом строится этот спуск. Плечи гакена служат для периодической остановки спускового колеса. Храповые собачки действуют наилучшим образом тогда, когда ось вращения собачки лежит на касательной к зубчатому колесу. Поэтому и ось гакена также должна находиться на этой касательной. Кончики оси якоря будут испытывать наименьшую нагрузку именно при этом условии. В часах дешевых сортов это условие обычно не соблюдается, так как здесь стремятся только к наибольшей простоте изготовления и не считаются с незначительными вредными потерями силы завода. На рис. 12 изображена правильная конструкция спуска с крючковым якорем.

При выполнении чертежа прежде всего описываем круг, ограничивающий наружную окружность колеса, и намечаем на нем обхват гакена. Обыкновенно гакен обхватывает около $\frac{1}{5}$ доли полной окружности, т. е. при колесе с 30 зубцами (часы с секундным маятником) — шесть зубцов. К этим шести зубцам следует придать еще $\frac{1}{2}$ зубца, ибо, если одно плечо якоря лежит на зубце колеса, то другое должно приходиться против впадины. Итак, полный обхват якоря имеет $6\frac{1}{2}$ зубцов или в угловой мере $6\frac{1}{2} \cdot \frac{360^\circ}{30} = 78^\circ$. Этот угол

¹ Спуск с крючковым якорем назван проф. Л. П. Шишеловым ходом (спуском) Клемента. Хотя, как это отмечает и проф. Л. П. Шишелов, авторство Клемента не может считаться твердо установленным, так как по некоторым данным спуск с крючковым якорем изобретен Гужом, ученым современником Клемента, мы тем не менее в виду краткости и определенности термина «спуск Клемента» пользуемся им в этой книге.

мы и переносим на чертеж, расположив его симметрично относительно линии, на которой будут находиться оси колеса и якоря. Таким образом, мы получаем по обе стороны две прямые aA и aA , пересекающие окружность каждая в одной точке. Проводим теперь в этих точках касательные bB и bB к кругу выступов. Пересечение этих двух касательных (эта точка пересечения должна кроме того лежать на прямой AB) дает нам положение оси гакена.

При каждой паре качаний (вперед и назад) гакена спусковое колесо поворачивается на один зубец, т. е. на 12° , а следовательно, на каждую поверхность подъема приходится не более 6° поворота колеса. На самом деле подъем делают только в $4\frac{1}{2}^\circ$, оставляя $1\frac{1}{2}^\circ$ на толщину кончика

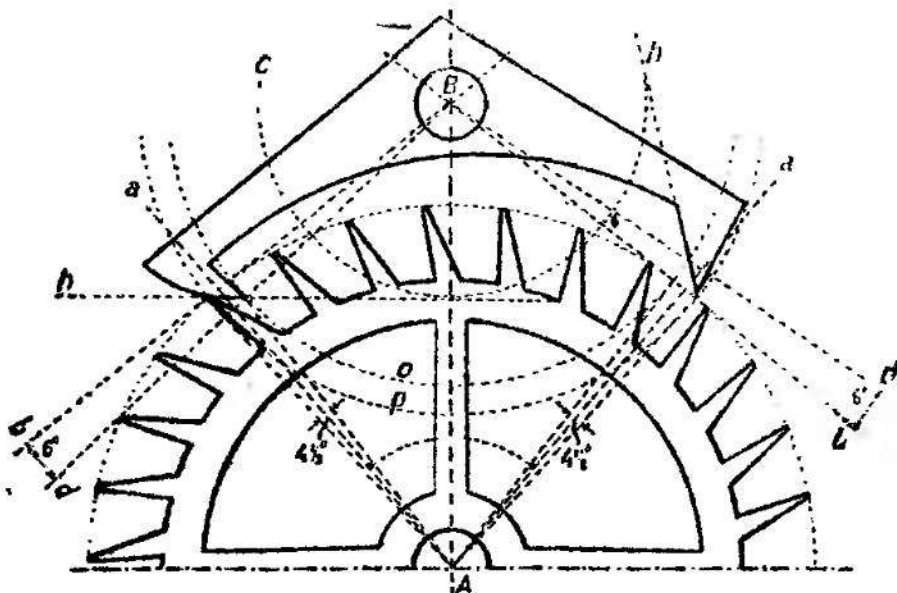


Рис. 12. Спуск с крючковым якорем.

зубца и на его падение. Под падением мы подразумеваем то свободное вращение колеса, которое оно делает, покидая одним своим зубцом одно плечо якоря и падая другим зубцом на второе плечо якоря. Эти $4\frac{1}{2}^\circ$ подъема наносим на чертеж, распределяя их при помощи транспортира по обе стороны линий Aa и Aa . Через отмеченные, таким образом, четыре точки окружности выступов проводим две дуги p и o с центрами в точке B — оси вращения гакена. Эти дуги определяют границы рабочих поверхностей на плечах нашего якоря. Принимаем далее, что на подъем приходится 6° поворота гакена, и проводим из точки B две прямые Bd и Bd под этим углом к ранее начерченным касательным. Пересечение линий Bd с уже имеющимися дугами p и o дает нам направление поверхностей подъема, отмеченных на рисунке прямыми h и h . Если чертеж сделан правильно, то обе эти

прямые h и h' должны соприкасаться с одной и той же окружностью C , называемой окружностью подъема. Центр этой окружности лежит в точке B , и ею пользуются при разметке гакена на металле.

Левое плечо гакена называется входным плечом, а падение зубца на него — наружным падением. Противоположное правое плечо называется выходным плечом, а соответствующее на него падение — внутренним падением. Вообще говоря, падение следует делать возможно меньшим, так как оно является, в сущности, вредной потерей энергии двигающей силы. Но, вместе с тем, падение необходимо, так как если его нет, малейшие неточности в зубцах вызывают неминуемую остановку колеса.

Маятник часов, а следовательно, и гакен всегда имеют несколько больший размах, чем тот, который требуется на подъем. Этот дополнительный размах. — его называют дополнительной дугой, — требуется для предохранения часов от остановки, но вместе с тем он вызывает возвратное движение зубчатого колеса. Поэтому спуск с крючковым якорем есть спуск с отходом назад. Возвратное движение колеса является, с одной стороны, крупным недостатком, так как отход назад вызывает совершенно непроизводительный и крупный расход энергии на преодоление силы трения. Но, с другой стороны, возвратное движение имеет и некоторую выгоду, так как оно ускоряет большие размахи маятника и тем самым, отчасти, уравнивает влияние неравенства размахов маятника, если оно имеется.

Кроме описанной конструкции применяются и такие, в которых подъем происходит только на одном плече гакена. Но мы не останавливаемся на них, так как читатель без труда разберется и в этих конструкциях на основании только что изложенных данных.

2. Спуск Грахама¹

Вследствие вредных и непостоянных потерь на отходе назад спуск с крючковым якорем непригоден для точных часов. Из спусков, которые в настоящее время применяются при постройке точных часов, мы опишем спуск Грахама, принадлежащий к числу старейших и наиболее распростра-

¹ Согласно английскому произношению следовало бы писать не Грахам, а Грэм. Но неправильная транскрипция «Грахам» до такой степени утвердилась среди работников часового дела, что мы, во избежание недоразумений, считаем необходимым ее сохранить.

ненных конструкций. Спускное колесо в спуске Грахама не имеет попятного движения, а стоит неподвижно в то время, когда маятник описывает свою дополнительную дугу. Якорь этого спуска, увлекаемый колебаниями маятника, трется о зубцы колеса, но трение не имеет здесь такого вредного значения, как в ранее описанном спуске Клемента, ибо колесо спуска Грахама остается в покое. Поэтому спуск Грахама называется спуском с покоем.

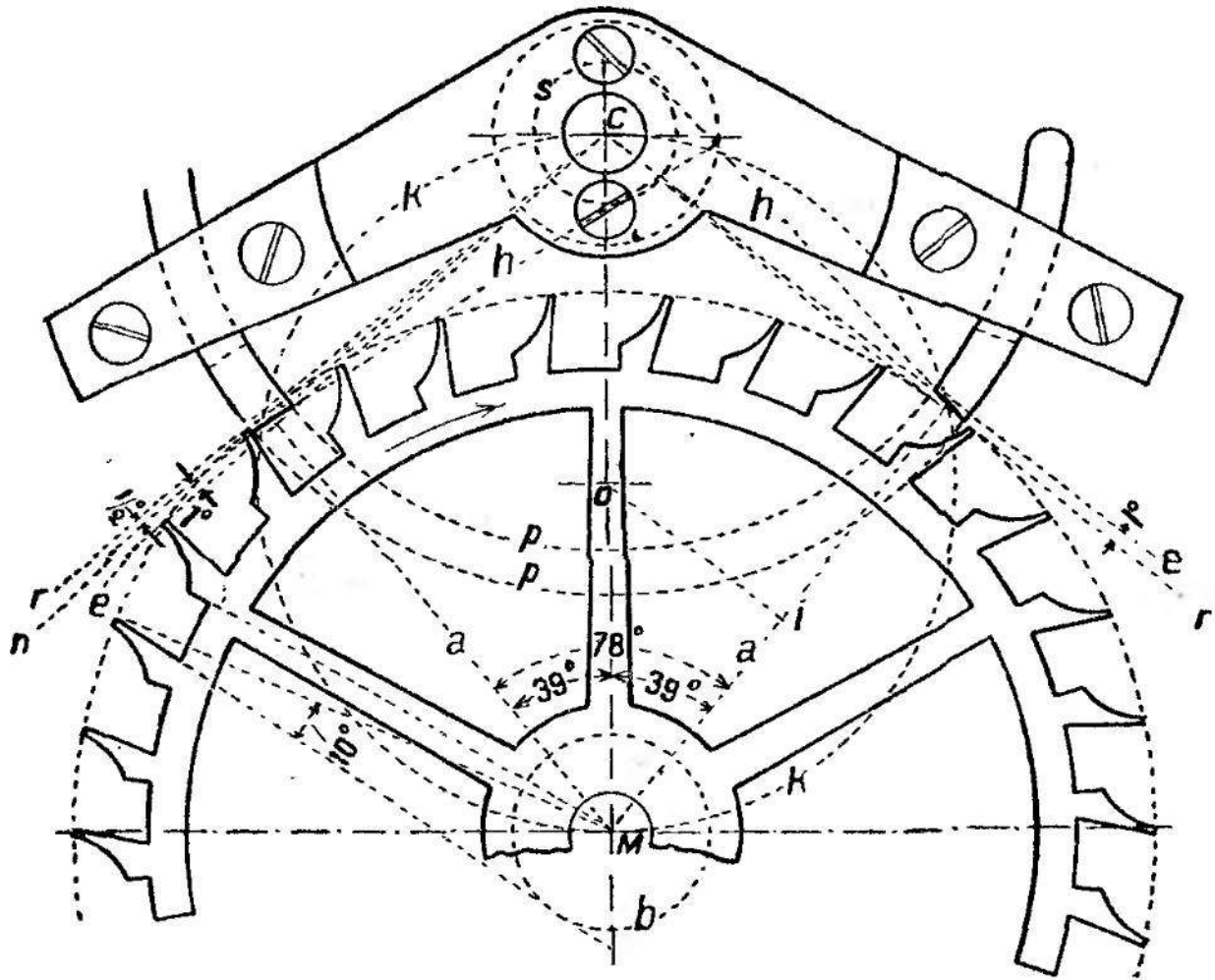


Рис. 13. Спуск Грахама.

Как показывает рис. 13, на котором изображена конструкция спуска Грахама для точных часов с секундным маятником, зубцы спускового колеса наклонены в сторону его движения, а кончики зубцов опираются на поверхности, отшлифованные по дуге круга. Совершенно очевидно, что центры этих окружностей должны совпадать с осью вращения якоря, так как только при этом условии возможна полная остановка колеса при продолжающемся качании маятника в дополнительной дуге.

Итак, спусковое колесо делает один оборот в минуту и имеет 30 зубцов. Точно так же мы считаем, что якорь охва-

ывает $6\frac{1}{2}^\circ$ зубцов, т. е. 78° , и что на подъем в каждом плече приходится $4\frac{1}{2}^\circ$ вращения колеса. Как и раньше, мы оставляем $1\frac{1}{2}^\circ$ на падение и толщину кончика зуба.

При выполнении чертежа проводим прежде всего окружность — границу выступов зубцов, затем вертикальную линию симметрии MC и откладываем по обе ее стороны 39° , т. е. половину угла обхвата нашего якоря. Таким образом, мы получаем две прямые aM и aM . Из точек пересечения этих прямых с ободом зубчатого колеса проводим две касательные r и r . Точка C пересечения этих касательных (а также нашей вертикали, если чертеж правилен) дает ось вращения якоря. Мы раньше уже приняли для подъема $4\frac{1}{2}^\circ$ вращения колеса. Наносим¹ теперь эти $4\frac{1}{2}^\circ$ на чертеж, откладывая по $2\frac{1}{4}^\circ$ по каждую сторону от прямых aM и aM . Через полученные точки на окружности выступов проводим две окружности p и p с центрами в точке C . Эти окружности дают нам границы зубцов, или, иначе, палетт якоря, вернее; их толщину. Более точное значение толщины палетт якоря получается при помощи следующих вычислений. Пусть, например, мы задались при черчении наружным диаметром спускового колеса в 300 мм. Тогда толщина палетты, равная $4\frac{1}{2}^\circ$ поворота колеса, будет иметь:

$$\frac{942^2 \text{ мм}}{360} \cdot 4,5 \approx 11,8 \text{ мм},$$

где $942 \text{ мм} = 300 \text{ мм} \cdot 3,14$ есть длина окружности выступов нашего колеса.

Доказано, что часы имеют наиболее постоянный ход при малых размахах маятника. Поэтому на подъем в якоря дают не более 2° поворота якоря в часах среднего качества и не более 1° — в часах высокого качества.

В данном случае мы остаемся на 1° и прибавляем еще $\frac{1}{2}^\circ$ на покой. Отметим эти положения на чертеже, начав при этом с палетты входного плеча якоря и исходя из положения соответствующей касательной. Прежде всего, откладываем в сторону центра колеса $\frac{1}{2}^\circ$, приходящиеся на покой, и проводим соответствующую прямую nc' . Затем откладываем в том же направлении 1° , приходящийся на подъем, и проводим таким образом вторую прямую ec' . Новая прямая h , проведенная через точки пересечения двух предыдущих прямых с окружностями — границами палетт

¹ На рис. 13 соответствующие линии не показаны.

якоря, — дает нам положение плоскости подъема входной палетты якоря.

Направление плоскости подъема выходной палетты получается сходным образом. Откладываем угол подъема в 1° во внешнюю сторону колеса и проводим вторую прямую e . Новая прямая h , проходящая через точки пересечения линий e и r с дугами p и p , дает нам искомую плоскость подъема выходной палетты. Заметим, что при тщательном выполнении чертежа обе прямые h и h должны касаться одного и того же круга s (окружность подъема) с центром в точке C .

Якорь этого спуска может быть изготовлен или из целого куска, или, как это делают чаще, с вкладными стальными палеттами. В последнем случае тело якоря изготовляется из латуни, а сами палетты удерживаются в соответствующих пазах при помощи двух стальных крышек, прижимаемых с помощью винтов.

Спусковое колесо вычерчивается следующим образом. Прежде всего намечают положения вершин зубцов путем деления всей окружности на 30 частей. Передней стороне зубца придают наклон в 10° по отношению к соответствующему диаметру круга, причем такой наклон отмечается при помощи проведенной по транспортиру наклонной линии только для одного зубца. Далее, наносят на чертеж вспомогательную окружность b , касающуюся упомянутой наклонной и имеющую центр на оси вращения зубчатого колеса. Наклоны прочих зубцов получаются тогда при помощи соответствующих касательных к этому вспомогательному кругу.

Для толщины кончика зубца принимается $\frac{1}{20}$ его шага,

т. е. $\frac{12^\circ}{20} = 0,6^\circ$ или для нашего чертежа $\frac{942 \text{ мм}}{360} \cdot 0,6 \approx 1,6 \text{ мм}$.

Задней стороне зубца придается такой профиль, при котором якорь не встречает препятствий своим движениям.

Кроме только-что описанного спуска Грахама с якорем, охватывающим $6\frac{1}{2}$ зубцов, можно встретить, в особенности в более старых механизмах, якоря с обхватом до $11\frac{1}{2}$ зубцов. Но такие большие углы обхвата зубчатого колеса (до $\frac{1}{3}$ его окружности) невыгодны, так как якорь становится при этом более массивным и громоздким.

Спуск Грахама в часах с секундным маятником показывает всегда лучшие результаты, чем в случае применения более коротких маятников. Это объясняется лучшими регулируемыми свойствами секундных маятников, так как они

менее чувствительны к изменениям длины, чем более короткие маятники, кроме того, случайные колебания в работе спуска меньше сказываются на равномерности колебаний более тяжелых секундных маятников. Поэтому с полным правом можно предположить, что еще более длинные маятники покажут лучшие результаты.

В спуске с крючковым якорем и спуске Грахама, применяемых в стационарных (непереносных) часах, передача движения от оси якоря к маятнику и обратно осуществляется при помощи маятниковой вилки. Некоторые конструкции вилок описаны в отделе книги, посвященном стенным часам.

3. Цилиндровый спуск

Цилиндровый спуск применяемый в карманных часах, представляет собой, в сущности, тот же спуск Грахама, но только соответственно измененный и приспособленный к применению баланса в качестве регулятора, так как в переносных часах маятник не может быть использован.

Известно, что маятник дает наилучшие результаты при малых размахах. Балансы, наоборот, для достижения наилучших результатов, требуют больших углов поворота. Цилиндровый спуск позволил придать балансу размахи от $\frac{3}{4}$ до $\frac{7}{8}$ оборота и, таким образом, явился весьма существенным шагом вперед по сравнению со шпindelным спуском, допускавшим размахи всего от $\frac{1}{3}$ до $\frac{2}{3}$ оборота. Цилиндровый спуск точно так же, как спуск Грахама, есть спуск с покоем и уже по одной этой причине имеет преимущество перед шпindelным спуском, в котором значительная часть живой силы баланса тратится на возвратное движение механизма.

Для того, чтобы уяснить цилиндровый спуск, возвратимся к рис. 13, изображающему спуск Грахама. Если бы мы пожелали связать этот спуск с балансом, делающим большие размахи, нам пришлось бы поднять зубцы колеса над его плоскостью, ибо в противном случае палетты якоря уперлись бы в обод спускового колеса. На рис. 14 показан тот способ, с помощью которого это достигнуто.

Очевидно, что при такой форме колеса якорю не грозит опасность упереться в обод колеса, но плечи якоря будут упираться в зубцы. Поэтому самому якорю пришлось придать форму полого цилиндра (рис. 15), иными словами, обе палетты здесь продолжены назад до тех пор, пока они не

слились и не образовали полого цилиндра, изображенного целиком на рис. 16. Этот цилиндр охватывает только один зубец, плоскости подъема перенесены с палетт на самый зубец, а стенки цилиндра сделаны по возможности тонкими, поскольку это позволяют требования прочности. В концы цилиндра вколочены вставки (пробки или тампоны), которые в дальнейшем переходят в кончики осей.

Отдельные детали цилиндра, отмеченные на рис. 16 буквами, носят следующие названия: *a* — нижний кончик оси, *b* — верхний кончик оси, *c* и *d* — верхняя и нижняя трубки цилиндра, *e* и *f* — выточки, *g* — проход (пропуск), *h* — большая или входная губа, *i* — малая или выходная губа, *klm* — латунная насадка, *k* — запячико для баланса. *l* — уступ

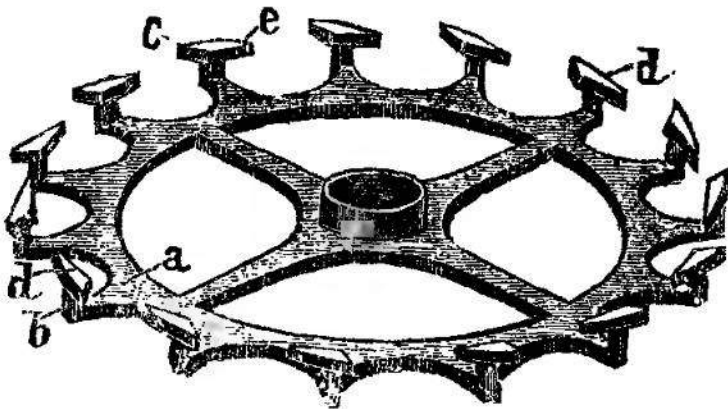


Рис. 14. Цилиндровое колесо.

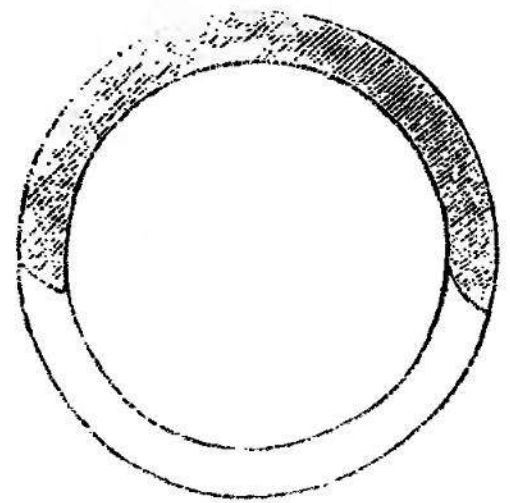


Рис. 15. Поперечный разрез губ цилиндра.

для баланса, *v* — место заделки, *m* — уступ для спирали. Тампоны скрыты в верхнем и нижнем концах цилиндра. Отдельные части спускового колеса (рис. 14) называются следующим образом: *a* — обод (основание) колеса, *b* — ножка зубца, *c* — задняя часть зубца, *e* — кончик зубца, *ce* — поверхность подъема, *d* — поверхность зубца.

Несмотря на кажущееся громадное различие между цилиндрическим спуском и спуском Грахама, они работают по одним и тем же законам, и поэтому к ним следует подходить одинаковым образом. Действие цилиндрического спуска ясно из рис. 17. Положение *I* показывает цилиндр, заключенный между двумя зубцами колеса, причем один зубец только-что остановился в положении покоя на наружной поверхности цилиндра. Цилиндр продолжает вращаться в направлении, указанном стрелкой, до тех пор, пока баланс не закончит своего добавочного размаха. После этого он идет

в обратном направлении и возвращается в положение I. При дальнейшем небольшом повороте цилиндра кончик зубца освободится, а самый зубец упрется поверхностью подъема во входную губу цилиндра и, значит, спусковое колесо сообщит цилиндру, а вместе с тем и балансу, импульс в направлении, противоположном стрелке положения I.

Поверхность подъема зубца соскользнет затем со входной губы, а кончик зубца упадет в положение покоя на внутреннюю поверхность цилиндра. Это положение обозначено

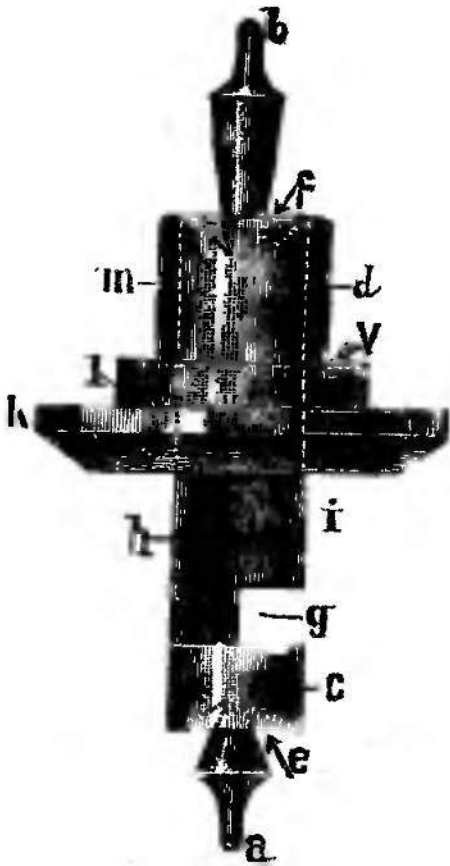


Рис. 16. Цилиндр.

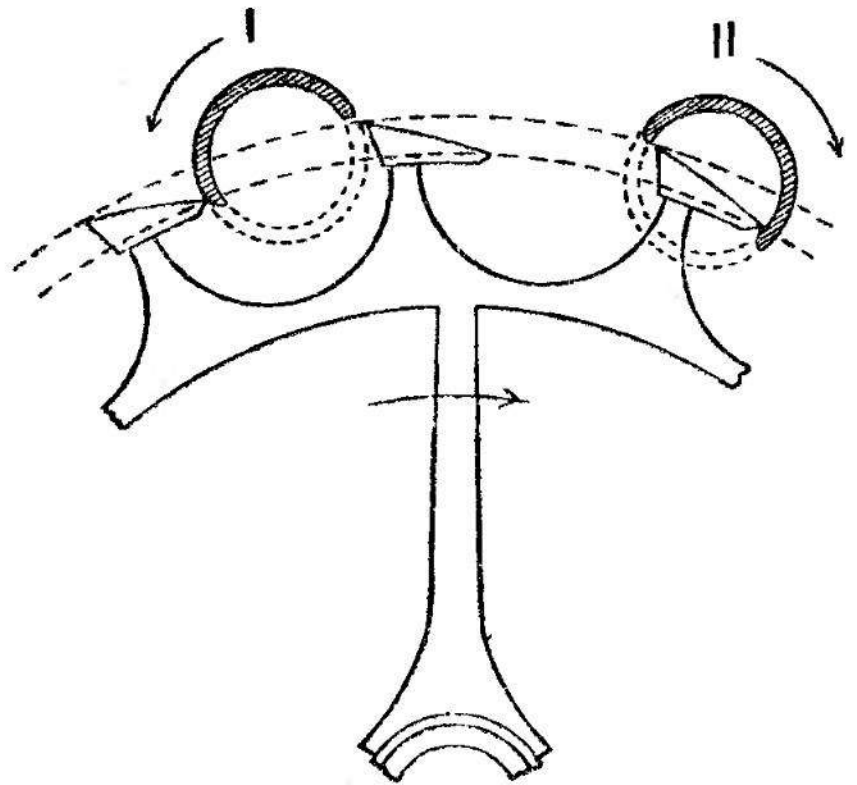


Рис. 17. Взаимодействие колеса с цилиндром

на рис. 17 цифрой II. В то же самое время цилиндр и баланс, под влиянием полученного импульса, продолжают вращаться в направлении, указанном стрелкой (положение II). заканчивают свой дополнительный размах и возвращаются назад в положение II, но уже с обратным направлением движения. При дальнейшем повороте опять освобождается кончик зубца, поверхность подъема попадает на выходную губу, и цилиндр, а следовательно, и баланс, получают новый импульс в направлении этого второго вращения. Когда подъем закончится и наш зубец окончательно освободится из выходной губы, следующий зубец в тот же момент падает на покой, на наружную сторону входной губы. При этом полу-

чается то же самое положение, которое обозначено на рисунке цифрой 1; в дальнейшем действие спуска повторяется так, как это уже нами описано.

В правильно изготовленном цилиндре толщина его стенок равна 0,1, а высота сегмента — 0,58 внешнего диаметра цилиндра. Рис. 18 представляет поперечный разрез цилиндра, а прямая *h* на том же рисунке — высоту сегмента.

Пример. В некоторых часах специального типа внешний диаметр цилиндра равен 0,8 мм. Какова высота его сегмента?

Решение. Умножаем внешний диаметр на 0,58 и получаем:

$$0,8 \text{ мм} \cdot 0,58 = 0,464 \text{ мм}$$

Итак, за округлением высота сегмента равна 0,46 мм.

Правильная форма губ цилиндра изображена на рис. 15.



Рис. 18. Поперечный разрез цилиндра.

Если имеется готовое спусковое колесо, то внешний диаметр цилиндра определяется умножением диаметра колеса на 0,117.

Пример. Измерено, что диаметр спускового колеса равен 7,9 мм. Каков внешний диаметр соответствующего цилиндра?

Решение. Надо умножить найденный измерением диаметр на 0,117:

$$7,9 \cdot 0,117 = 0,9243 \text{ мм}$$

за округлением искомый диаметр цилиндра равен 0,92 мм.

Цилиндр, приготовленный описанным образом, должен помещаться между зубцами колеса с небольшой свободой. Такую же свободу должен иметь и самый зубец колеса внутри цилиндра. Если этого на самом деле нет, то колесо изготовлено неправильно.

Кроме правильного колеса и цилиндра, для хорошей работы цилиндрического спуска требуется еще правильное расстояние между осями цилиндра и спускового колеса, т. е. правильное зацепление. Описанное расстояние должно равняться 0,492 внешнего диаметра спускового колеса.

Пример. Чему равно расстояние между осями цилиндра и колеса в цилиндрическом спуске, если диаметр спускового колеса равен 7,9 мм?

Решение. Множим диаметр ходового колеса на 0,492:

$$7,9 \cdot 0,492 = 3,8868 \text{ мм}$$

Итак, расстояние между осями должно равняться 3,9 мм.

Расстояние между осями может быть также найдено при помощи эйнгрифциркуля, для чего в эйнгрифциркуль вставляют спусковое колесо и цилиндр и отыскивают опытным

путем подходящее расстояние. При этом следует обратить внимание на то, чтобы зубцы колеса надежно падали на покой. В хороших мужских часах на покой дают 5° , в часах среднего качества или малого размера — 10° , так как в часах этих сортов требуется большая свобода на осях, что, в свою очередь, несколько уменьшает рассчитанный покой. Заметим, что следует всегда делать покой возможно малым, поскольку это допускает существующая на осях свобода. Точно так же, при установке расстояния между осями колеса и цилиндра, следует обращать внимание на то, чтобы зубцы имели по отношению к цилиндру возможно меньшую свободу и притом в одинаковой мере как вне, так и внутри цилиндра и на всех зубцах одинаково.

4. Анкерный спуск

Применение цилиндрического спуска в карманных часах дешевых сортов вполне оправдывается, ибо цилиндрический спуск, даже в сравнительно небрежном исполнении, показывает сносные результаты, но для хороших часов, и тем более часов высшего качества, он неприменим.

Часы с цилиндрическим спуском показывают всегда некоторые неправильности хода, причина которых заключается в трении зубца о цилиндр во время покоя колеса. Эти неправильности не превышают границ, установленных для часов дешевых сортов, но делают зато невозможной точную регулировку часов, между тем, как от хороших часов в настоящее время требуют постоянства хода чуть ли не до долей секунды.

Поэтому, при выполнении часов хороших сортов, которые должны допускать точную регулировку, следует применять другой спуск — анкерный, который не имеет недостатков цилиндрического спуска.

Анкерный спуск принадлежит к числу свободных спусков, ибо зубец его спускового колеса не опирается с трением на вращающуюся ось баланса, но лежит на палетте почти всегда неподвижного якоря, а самый якорь соприкасается с балансом только на короткое время передачи импульса и, следовательно, баланс совершает большую часть своего пути совершенно свободно. Кроме того, вследствие особенностей анкерного спуска его баланс может делать размахи от $1\frac{1}{2}$ до $1\frac{3}{4}$ оборота, т. е. в два раза больше, чем в цилиндрическом спуске. Благодаря всем этим качествам анкерный спуск особенно пригоден для часов высокого качества.

Не следует, однако, утверждать, что анкерный спуск всегда обеспечивает хорошее качество часов. Это будет справедливо только в том случае, если все прочие части механизма, как-то: зубчатки, спуск, баланс и спиральная пружина также будут отвечать достаточно высоким требованиям. Посредственно выполненные анкерные часы покажут не лучший результат хода, чем хорошие цилиндровые часы, а анкерные часы низкого качества оказываются часто хуже цилиндровых часов такого же выполнения.

На рис. 19 изображена наиболее часто встречающаяся в карманных часах конструкция анкерного спуска с неравноплечим якорем. В оба плеча якоря вставлены две палетты из камня; поверхности подъема, на который приходится от $8\frac{1}{2}^\circ$ до 10° , распределены на палетты *f* и *d* и на кончики зубцов спускового колеса. Этим достигается большая прочность кончиков зубцов и сохраняется необходимая величина подъема без увеличения размеров палетт. Палетты якоря, как видно из рис. 19, не могут западать в глубь колеса, так как размахи якоря сдерживаются ограничительными штифтами *a* и *b*. Входной палетте придан наклон в 12° , а выходной — в $13\frac{1}{2}^\circ$ по отношению к положениям палетт в спуске Грахама. Благодаря этому наклону палетт, зубчатое колесо прижимает якорь к ограничительным штифтам и удерживает его в таком положении во время свободных размахов баланса.

Импульсный камень *o*, или колонштейн, укреплен в импульсной рольке *r*, сидящей на оси баланса. В некоторых конструкциях анкерного спуска импульсная ролька служит, совместно с ножом *m*, для предохранения анкерной вилки *z* от случайных перескакиваний. В иных конструкциях эту роль выполняет маленькая предохранительная ролька *g*, в которую входит заостренный штифт-конье *m* (эти части изображены на рисунке с помощью пунктира).

Работа этого спуска совершается следующим образом. На рис. 19 изображено как-раз то положение, когда зубец 4 колеса лежит в покое на выходной палетте *d* и тем самым прижимает якорь к ограничительному штифту *b*. Не показанный на рисунке баланс, сидящий на оси *T*, вращается слева направо, так как предшествовавшее колебание якоря сообщило ему импульс при помощи левого рожка якоря, ударившего по импульсному камню *o*. При обратном колебании баланса под влиянием упругости спиральной пружины импульсный камень *o* ударит по тому же рожку *p* и поведет за собою якорь по направлению к ограничительному штифту *a*.

При этом зубец 4 попадает на поверхность подъема выходной палетты *d*, спусковое колесо поворачивается в направлении, указанном стрелкой, и сообщает якорю некоторый импульс. Якорь передает этот импульс балансу при помощи

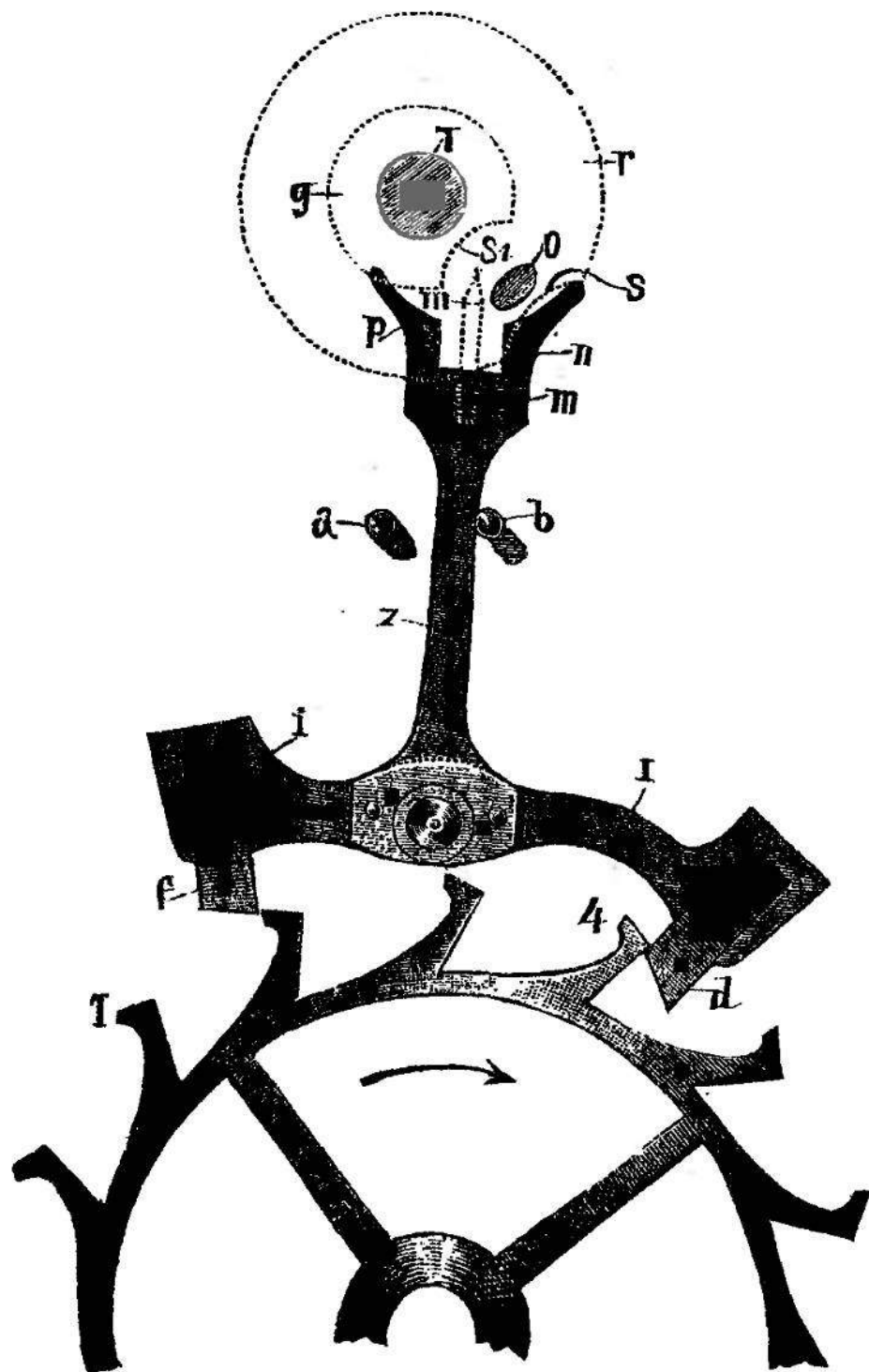


Рис. 19. Анкерный спуск с неравноплечим якорем.

рожка *n*, который ложится на импульсный камень и сопровождает его до тех пор, пока этому не воспрепятствует ограничительный штифт *a*. Незадолго до этого зубец 4 покидает выходную палетту, а зубец 1 падает на входную палетту и

слегка скользит вверх по ней на протяжении так называемого потерянного пути, необходимого для надежного замыкания якоря. Баланс, только-что получивший описанным образом новый импульс, вращается справа налево, затем возвращается назад, освобождает колесо, получает импульс и т. д.

Если часы получают извне толчок в тот момент, когда импульсный камень находится на вилке якоря или перед ее

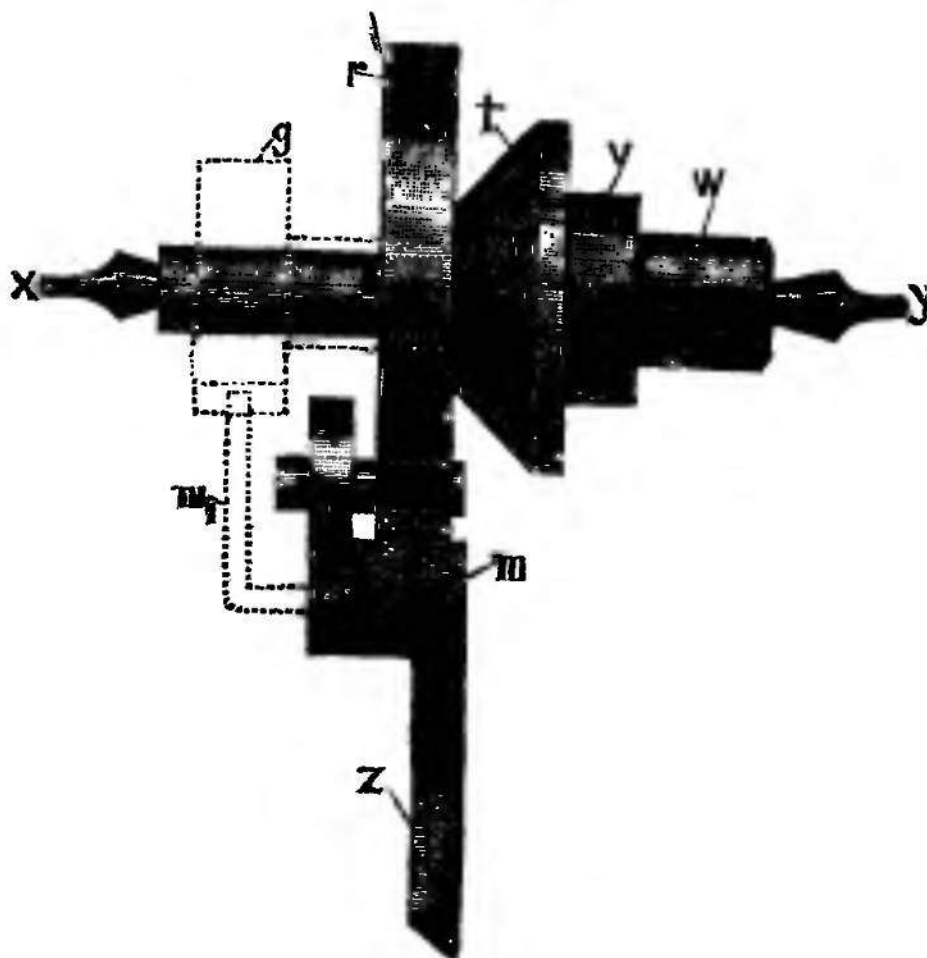


Рис. 20. Анкерный спуск (вид сбоку).

рожками, то рожки соскочившего якоря упрутся в импульсный камень. Во все остальные моменты работы спуска действует ролька *r* (или *g*) с ножом *m* (или кошем *n*), который, в случае внешнего толчка часов, удерживает якорь в должном положении. При перекидывании якоря этот нож, или кошь, *m* свободно проходит в вырез *s* (или *s₁*), имеющийся на импульсной или на предохранительной рольке.

На рис. 20 изображен боковой вид того же анкерного спуска, причем на этом рисунке сохранены те же буквы, что и на предыдущем, а вторая конструкция с предохранительной ролькой и кошем показаны, как и раньше, пунктиром.

...насаживается на уступ *v*, спираль на уступ *w*, а концы осей *x* и *y* выточены точно так же, как в балансе цилиндрического спуска, и ходят, как и те, на накладных камнях.

Анкерный спуск в настоящее время практически вытеснил в переносных часах все прочие виды спусков.

Существуют три конструкции анкерного спуска: английская, швейцарская и американская. Помимо того, две первых конструкции имеют разновидности, отличающиеся

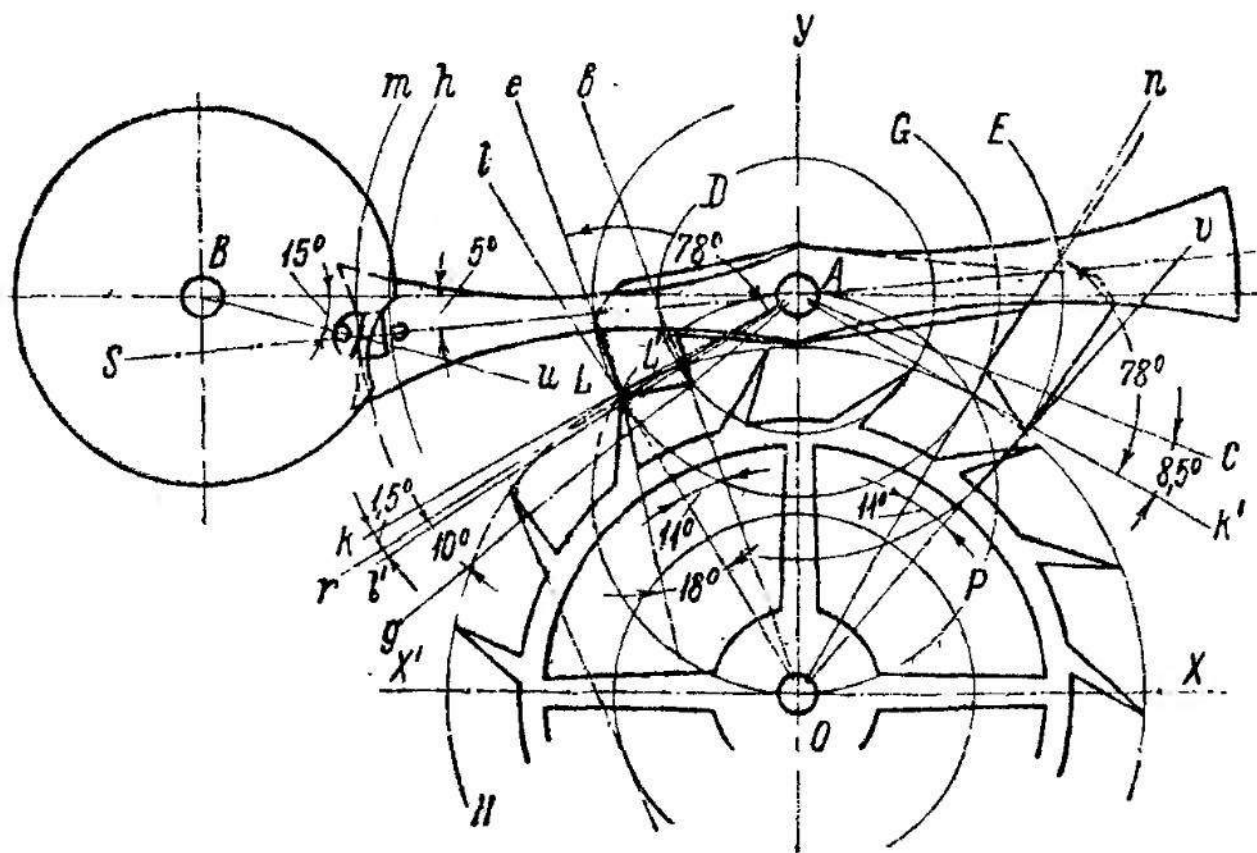


Рис. 21. Английский анкерный спуск.

устройством анкера и расположением палетт. Именно, различают равноплечий, неравноплечий и полуравноплечий (смешанный, или микст) анкер. В первом плоскости покоя находятся на различных расстояниях от оси вращения анкера, т. е. отмыкание на входной палетте требует большей силы, чем на выходной. Во втором плоскости покоя находятся от оси анкера на равных расстояниях. В третьем имеют место некоторые средние условия. В виду столь большой распространенности анкерного спуска, мы приводим построение основных наиболее характерных конструкций английского, швейцарского и американского спусков. в порядке исторической последовательности их возникновения.

Английский неравноплечий анкерный спуск. В этом спуске (рис. 21) три оси — спускового ко-

леса, анкера и баланса — располагаются на платинах под прямым углом, а весь подъем распределен на палетты анкера.

При конструировании этого спуска проводят две взаимно-перпендикулярные прямые X и Y и описывают вокруг точки их пересечения O начальную окружность H (она же окружность выступов) спускового колеса. Колесо имеет 15 зубцов, передняя сторона которых наклонена вперед на 18° — 24° , а анкер охватывает $2\frac{1}{2}$ шага, т. е. 60° ; последние и откладываем по обе стороны линии OY (лучи Ol и On). Через точки пересечения L и P этих лучей с окружностью H проводим касательные k и k' , для чего сначала строим вспомогательный круг, проходящий через точки L , P и O . Точка A пересечения этого круга с линией OY отмечает ось вращения анкера. Окружность G , описанная около точки A с радиусом AL , служит для черчения палетт анкера. Ширину палетты (11°) отмечаем при помощи луча Ob . Через точку пересечения этого луча с окружностью H проводим внутреннюю вспомогательную окружность D , служащую для ограничения внутренней части входной палетты. Для ограничения выходной палетты точно так же проводим луч Ov (угол $11''$) и окружность E .

На покой обычно дают $1\frac{1}{2}^\circ$, а на подъем — $8\frac{1}{2}^\circ$. Но эти углы мы не можем непосредственно отложить при линии Ak , ибо тогда не будет принят во внимание угол потери подъема, вызываемый вступлением зубца на подъем в точке L начальной окружности, а падением в точке L' (пересечение окружностей H и D). Проводим поэтому сначала луч Al' , образующий с лучом Ak упомянутый угол потери, а затем откладываем лучом Ag 10° , приходящийся на покой и подъем.

Пересечение луча Ag с окружностью D даст конец линии подъема, а начало ее получаем как пересечение луча Ol с лучом Ar , который проводим для отметки покоя на входной палетте. Замыкание анкера в этом спуске совершается на самой палетте и, значит, поверхность покоя палетты (линии e) должна быть наклонена к радиусу Ol на 12° — угол замыкания; для построения луча Le откладываем дополнительный угол в 78° при касательной Ak ; направление же противоположной стороны роли не играет.

При вычерчивании выходной палетты откладываем лучом Ac (угол $k'Ac$) угол подъема в $8\frac{1}{2}^\circ$. Пересечение окружности G с лучом c дает начало линии подъема, пересечение окружности H с лучом Ov — конец этой же линии. Поверх-

ость покоя образует с лучом As угол в 78° , что дает угол замыкания в $12^\circ - 13\frac{1}{2}^\circ$.

Ось вращения баланса B помещаем на линии AB , параллельной линии $X'X$ причем расстояние AB , берем примерно равным диаметру $X'X$. Линию симметрии вилки отмечаем прямой S , под углом 5° (полуразмах вилки) к линии AB . Соответствующий полуразмах баланса (15°) наносим при помощи луча Vi . Точка его пересечения с линией AS даст центр колонштейна (импульсного камня), диаметру которого можно придать около $\frac{1}{8}$ диаметра импульсной рольки баланса. Далее, дуга m отмечает внешние рабочие края ролков вилки, дуга h касается предохранительного шрифта, который впускается в вилку вертикально (только в этом спуске). Второй рольки обычно не делается, так что импульсная ролька работает вместе с тем и как предохранительная.

Английский анкерный спуск менее выгоден, чем швейцарский, так как он требует большего надения, зубцы спускового колеса вследствие их острых кончиков легче изнашиваются, смазка зубцов колеса требует специального сорта масла, но зато этот спуск не так чувствителен к загустению масла.

Швейцарский неравноплечий анкерный спуск. Этот спуск (рис. 22) отличается от английского тем, что подъем распределен как на палетты анкера, так и на притупленные кончики зубцов спускового колеса, вследствие чего надение колеса может быть доведено до очень малых размеров. Далее, анкер и вилка обычно изготавливаются из одного куска и сама вилка, которая значительно короче вилки в английском спуске, располагается под прямым углом к скобке анкера, так как оси спускового колеса, анкера и баланса располагаются на одной прямой. Кроме того, на оси баланса имеются две рольки: импульсная и предохранительная.

Спусковое колесо, как и в английском анкере, имеет 15 зубцов, анкер охватывает $2\frac{1}{2}$ шага, иначе 60° . Для проектирования спуска чертим две взаимно перпендикулярные линии X и Y , описываем начальную окружность H спускового колеса около точки их пересечения O , проводим лучи Ol и Om , отмечающие угол в 60° , затем касательные Ak и Ak' , точка пересечения которых A дает ось вращения анкера. Около точки A описываем окружность B (радиус AC), которая послужит для определения поверхностей подъема. Далее, чертим то положение анкера и колеса, при котором подъем только-что закончился на выходной палетте. В этот

момент направления поверхностей подъема как на палетте анкера, так и на зубце колеса должны совпадать. На ширину палетты дают 8° , на ширину кончика зубца спускового колеса 3° . Эти углы наносим с помощью лучей Oa и Oc .

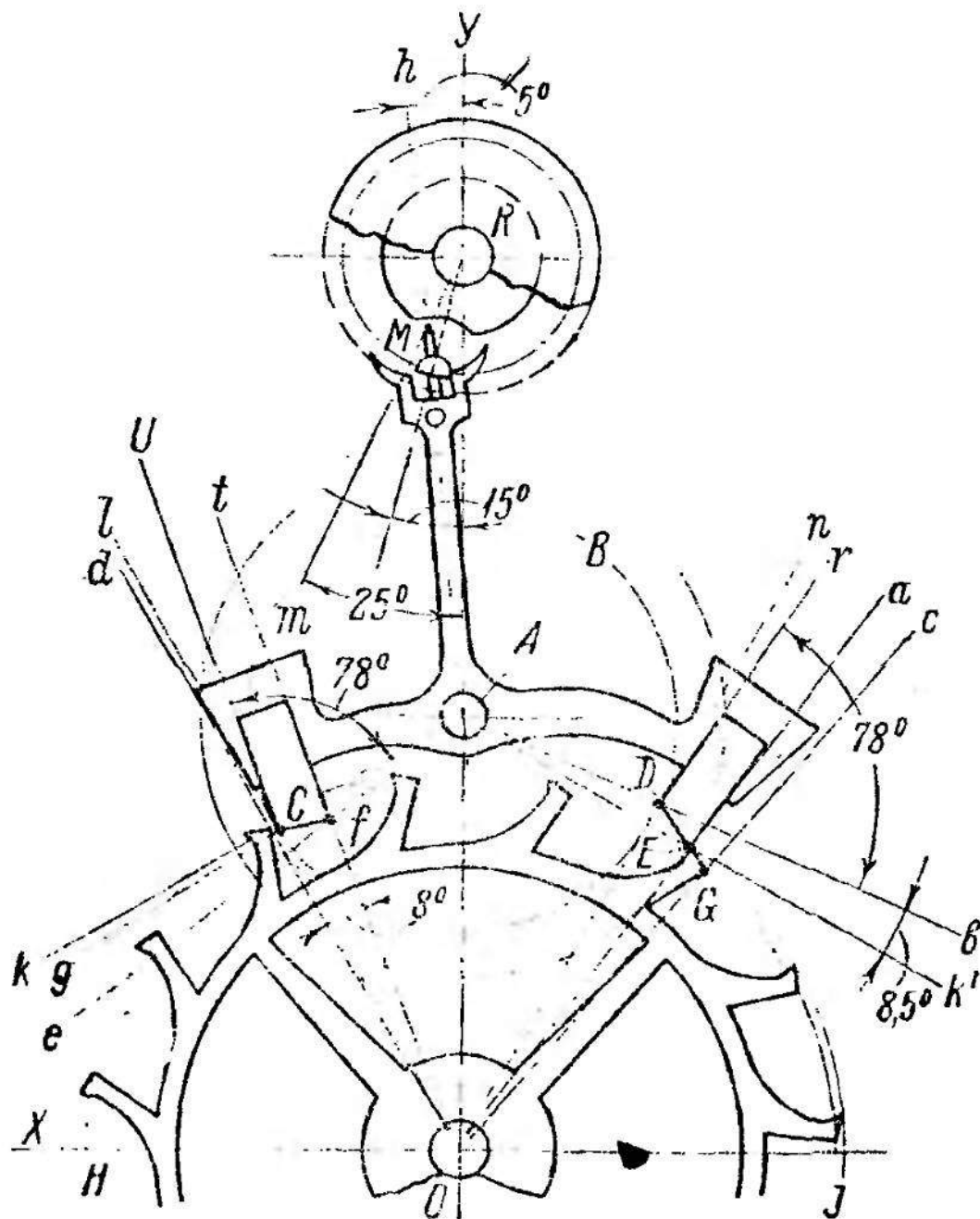


Рис. 22. Швейцарский анкерный спуск.

Точка G пересечения луча Oc с начальной окружностью дает конец линии подъема. Начало этой линии получаем, отложив угол в $8\frac{1}{2}^\circ$ — подъем на анкере — при помощи луча Ab (угол $k'Ab$), встречающего окружность B в искомой точке D . Линия GD представляет проекцию поверхности подъема. Пересечение линии GD с лучом Oa дает точку E , определяю-

ную радиус (OE) окружности выступов J спускового колеса, ибо линия DE есть подъем на палетте анкера, а линия EG — подъем на зубце колеса. На замыкание на поверхности покая дают 12° . Дополнение (78°) этого угла до прямого откладываем при луче Ab с вершиной в точке D , т. е. с помощью луча Dr . Чтобы получить входную палетку, откладываем сначала $1\frac{1}{2}^\circ$ на покой (лучи Ak и Ag) и затем $8\frac{1}{2}^\circ$ на подъем (лучи Ag и Ae), а кроме того 1° на падение колеса (лучи Od и Ol) и 8° на ширину зубца (лучи Ol и Ot). Точка C (пересечение лучей Ol и Ag) дает начало поверхности подъема на палетте анкера, точка f (пересечение лучей Ot и Ae) ее конец. Линия CU , отмечающая поверхность покая входной палетты, наклоняется под углом 12° к лучу Ol . Теперь спусковое колесо может быть вычерчено полностью. Если принять в соображение, что передняя сторона его зубцов наклоняется вперед под углом 18° .

При черчении вилки и баланса можно поступать таким же образом, как в английском анкерном спуске, только здесь расстояние между осями AR берется примерно равным 0,6 диаметра спускового колеса. Для нахождения диаметра предохранительной рольки наносят вспомогательный угол в 25° (угол mRA), который и отмечает точку пересечения M (лучей Rm и Ah), а, значит, и радиус RM предохранительной рольки.

Швейцарский анкерный спуск выгоднее английского, ибо притупленные кончики зубцов спускового колеса не так легко изнашиваются и портятся, как острые зубцы в английском спуске; падение спускового колеса может быть доведено до минимальных размеров, и, наконец, масло хорошо сохраняется как на колесе, так и на палеттах анкера.

Американский анкерный спуск для будильников. В этом спуске три оси — спускового колеса, анкера и баланса — располагаются под прямым углом (рис. 23), а колесо имеет 15 зубцов, т. е. на его шаг приходится угол в 24° . Анкер охватывает $2\frac{1}{2}$ шага, или, иначе, 60° окружности колеса. Наиболее ходовые размеры частей этого спуска даны в приводимом конструктивном чертеже, выполняемом следующим образом.

Чертим две взаимно перпендикулярных линии X и Y с пересечением в точке O . Описываем начальную окружность N спускового колеса с центром в точке O . Окружность N пересекается с осью X в точках X' и X . Для построения угла в 60° , охватываемого анкером, вписываем в окружность N три стороны шестиугольника, т. е. засекаем на окружности N

ее же радиусом две точки L и P . Два луча l и n , проходящие из центра O через эти точки, дадут искомый угол обхвата анкера. Для нахождения центра анкера, который должен лежать на пересечении касательных к окружности H в точках L и P , проводим через точки O , L и P вспомогательную окружность B с центром на линии OY . Точка A пересечения этой окружности с линией OY есть ось вращения анкера. Окружность C , описанная радиусом AL вокруг точки A , послужит для размещения центров анкерных штифтов.

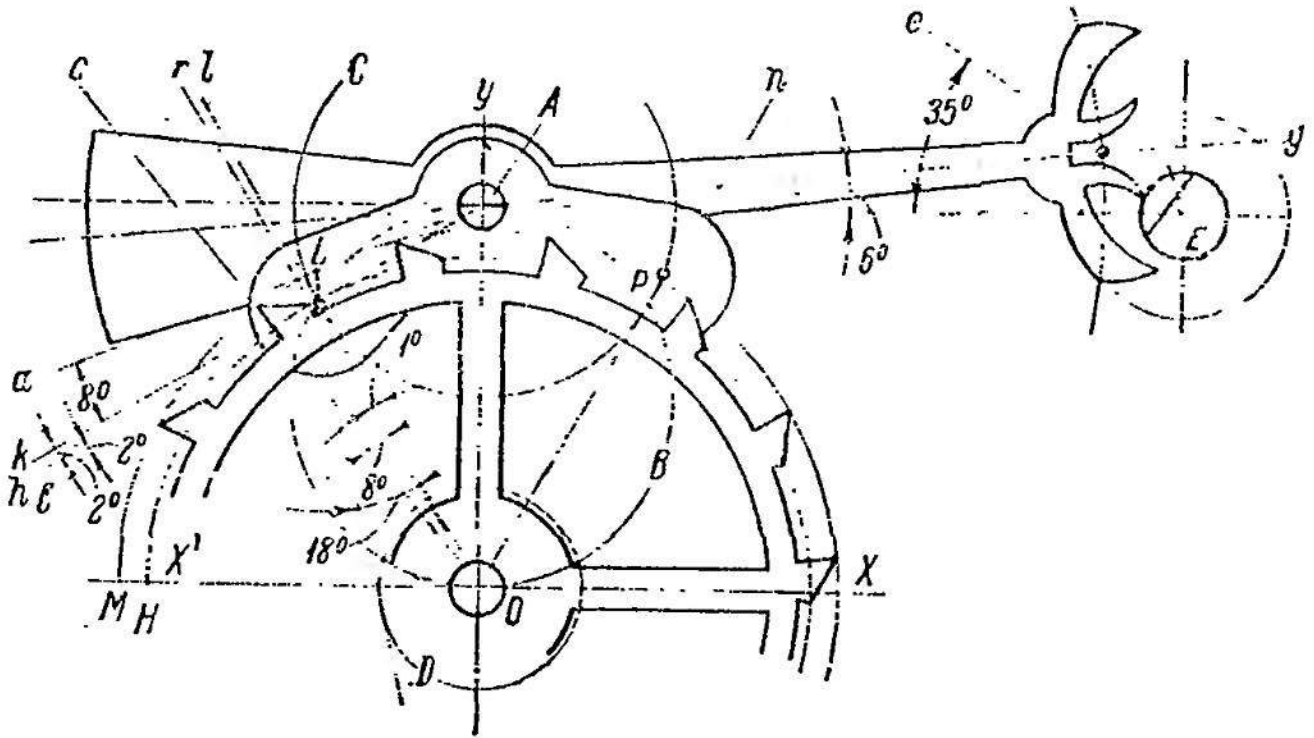


Рис. 23. Анкерный спуск для будильников.

Проводим, далее, касательную k через точки L и A , а затем луч Al , отмечающий 2° , отводимые на покой, и луч Ab , дающий окружность впадины спускового колеса. Пересечение луча Al с окружностью C дает положение центра левого анкерного штифта. Обычно толщина штифта такова, что он виден из точки O под углом в $2'$. Поэтому, отложив угол в 1° при помощи луча Or , мы отмечаем, во-первых, радиус штифта, а во-вторых (пересечение луча Or с окружностью H) границу поверхности подъема на зубце спускового колеса. На подъем в среднем дают 8° вращения анкера. Этот угол ограничиваем лучом Aa . Окружность M с центром в O , проходящая через точку пересечения луча Aa и окружность C , дает границу выступов для зубцов спускового колеса. Направление поверхности подъема находят затем из следующих соображений. Так как на падение обычно дают 2° .

толщина штифта анкера также 2° , то на ширину зубца анкерного колеса приходится: $12^\circ - 2^\circ - 2^\circ = 8^\circ$. Этот угол откладываем лучом Oc , пересечение которого с окружностью M даст вторую точку, ограничивающую линию подъема, а следовательно, и проекцию поверхности подъема. Окружность M вместе с тем определяет положение второго анкерного штифта, так как штифт должен касаться этой окружности, а центр его должен лежать на окружности C .

Переднюю сторону анкерного зубца слегка наклоняют вперед на угол замыкания 15° (часто 18°), а задней стороне можно придать любой наклон, лишь бы он не мешал движениям штифтов анкера. Окончательный вид спускового колеса получается затем путем деления начальной окружности колеса на 15 частей, засечки на окружности выступов концов подъемных плоскостей растворением циркуля, равным линии подъема, и прочерчивания передних краев зубцов при помощи линий, касательных к вспомогательной окружности D .

При проектировании вилки проводим линию AE , параллельную оси OX , и отмечаем на ней точку E — ось вращения баланса — на таком расстоянии, чтобы баланс мог быть свободно помещен. Анкерная вилка отклоняется от линии AE на 6° (луч Ag) в обе стороны. На эти 6° вращения анкера обычно дают 35° вращения баланса (луч Ee). Пересечение лучей Ag и Ee дает центр импульсного штифта баланса. Четирем рожкам анкерной вилки придают затем такие очертания, которые обеспечивают с одной стороны хорошее взаимодействие вилки и импульсного штифта, а с другой стороны — предохраняют от несвоевременных перекидываний вилки и от чрезмерно крутых размахов баланса (наружные рожки). Оси баланса и анкера снабжаются вырезами, которые обеспечивают правильное прохождение рожек вилки и зубцов спускового колеса. Что же касается анкера и самого тела вилки, то им можно придать любые профили, при которых соблюдается уравновешенность анкера и вилки, лишь бы они не были чрезмерно тяжелы по весу и неудобны для выполнения в производстве.

Функционирование этого спуска можно легко проследить на том же чертеже. Там изображен момент, когда соответствующий зубец спускового колеса выполнил подъем на выходном плече анкера, а зубец на противоположной стороне упал в положение покоя на штифт входного плеча анкера. Еще одно мгновение — и зубец колеса, надавливая своим наклоненным вперед краем, замкнет анкер и заставит анкер-

ный штифт упереться в обод колеса (окружность впадин), играющего роль ограничителя размахов анкера. Что касается баланса, то на чертеже изображен тот момент, когда импульсный штифт уже вышел из сцепления с вилкой и, значит, баланс (ось E) продолжает совершенно свободно свое колебание по направлению стрелки часов. Закончив свое колебание в эту сторону, баланс под влиянием упругости спирали (волоска) пойдет назад, войдет в сцепление с вилкой и отожмет анкер. Зубец колеса попадает тогда своей поверхностью подъема на штифт входного плеча анкера и передает балансу при помощи той же вилки импульс в направлении, обратном стрелке часов. Вслед затем анкер опять

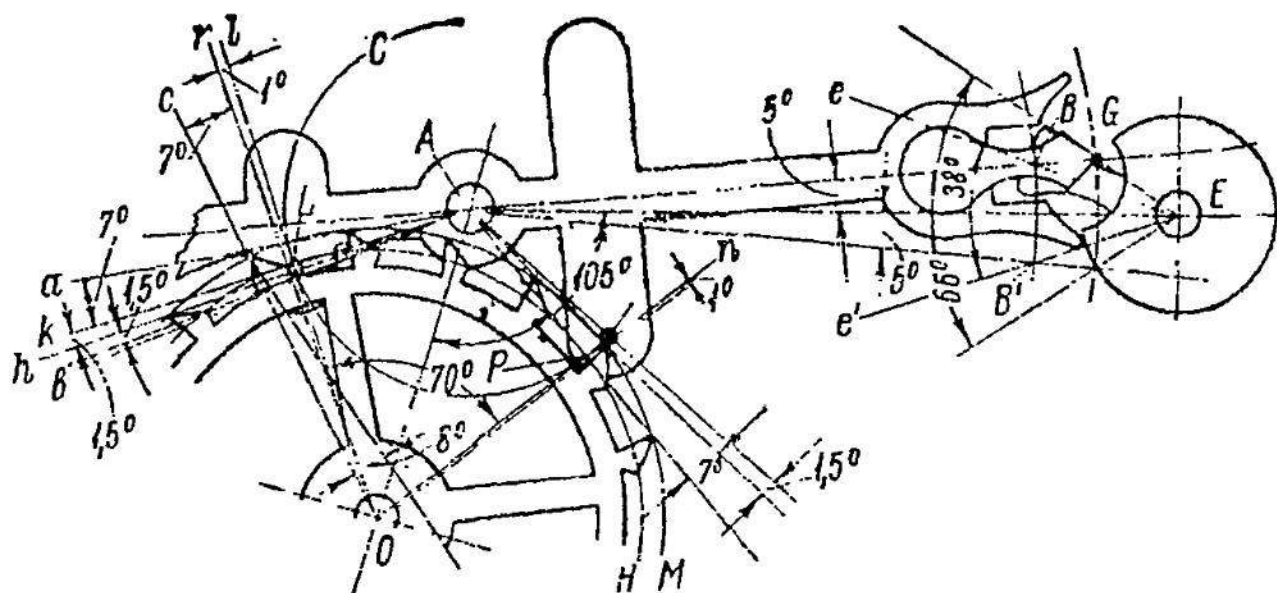


Рис. 24. Анкерный спуск для часов Роскопфа.

замыкается, но уже своим выходным плечом. Баланс тем временем завершает дополнительную дугу своего размаха, возвращается опять назад, отмыкает анкер и работа спуска повторяется описанным уже способом.

Американский анкерный спуск в часах Роскопфа. Принципиально этот спуск (рис. 24) устроивается так же, как и описанный. — отличия имеются лишь в устройстве вилки, иных размерах подъема, покоя и т. п., числе зубцов спускового колеса и, наконец, в расположении трех осей: спускового колеса, анкера и баланса, которые в целях экономии места помещаются под тупым углом. Спусковое колесо имеет очень часто 18 зубцов, а анкер охватывает $3\frac{1}{2}$ шага, т. е. имеет обхват в 70° (колеса). Штифт анкерной вилки виден с центра колеса под углом в 2° . Ширина зубца колеса дают 7° . На покой отводят $1\frac{1}{2}^\circ$, на подъем 7° — дви-

ления анкера. Окружность впадины колеса опускают на $2\frac{1}{2}''$ под покоем зубца, т. е. всего на 4° ниже начальной окружности колеса, хотя глубина расположения окружности впадины здесь не играет такой роли, как в будильничном спуске, ибо для ограничения движений анкера в спуске Роскопфа обычно ставятся ограничительные штифты по обе стороны вилки. Для замыкания анкера передний край зубцов колеса подрезается под углом от 12° до 15° .

При черчении вилки, которая является главной особенностью спуска Роскопфа, проводим через точку *A* по обе стороны линии *AE* линии *ABAB'* под углом 5° , отвечающим полуразмаху анкера. На соответствующие движения баланса дают на обе стороны по 19° . Откладываем эти углы линиями *e* и *e'*. Пересечение линий *AB* и *BE* определяет центр рабочей части импульсного пальца, которому дают размер вращения баланса около 20° . Для определения размеров предохранительной шайбы и косяка проводят луч *EG* под углом в 33° к линии *AE*. Точка *G* отмечает конец косяка, а отрезок *EG* служит радиусом при прочерчивании шайбы. Соответствующему вырезу в этой шайбе придают такую глубину и протяжение, при которых возможно свободное взаимодействие баланса и вилки и исключается несвоевременное перекидывание анкера.

5. Часы со шпindelным спуском

Еще в 90-х годах прошлого столетия шпindelные часы были в обиходе, и любители старины культивировали их. В настоящее время часы со шпindelным спуском выходят из употребления, но о них следует упомянуть, так как и теперь еще попадаются хорошо сохранившиеся шпindelные часы в золотых корпусах с босом и с релетицей, музыкальным механизмом, календарем, движущимися фигурами и т. д. В отношении регулировки к ним нельзя предъявлять особых требований, но ход этих часов вполне можно было считать удовлетворительным для своего времени.

Ремонтировать шпindelные часы придется с осторожностью, достаточной осмотрительностью, изменяя в характере их конструкции только самое необходимое.

Устройство барабана в них не совсем обычное. К барабану присоединена улитка, вырабатывающая неравномерное действие пружины: действие возвратного шпindelного спуска находится в зависимости от действующей силы пружины, и без улитки часы в начале завода шли бы скорее.

чем в конце его. Барабан и улитка, связаны цепью, склепанной из стальных звеньев.

Часто цепь разрывается, и ее приходится исправлять. В таком случае из двух наружных и одного внутреннего звеньев удаляют штифты. При этом надо соблюдать большую осторожность, чтобы не отцепились другие звенья. Концы соединяют таким образом, чтобы оба крючка были направлены в одну сторону. Затем берут кусок тонкой круглой стали, зашлифовывают конически и, пропуская через отверстие, соединяют оба конца и заклепывают. Если сломаются крючки цепочки, нужно поставить новые. Острый конец крючка вставляют в барабан, круглый — в улитку.

До того как намотать цепь после починки, часы должны быть собраны вплоть до шпинделя. Отверстие в барабане и штифт в улитке поворачивают к наружной стороне и зацепляют крючок за барабан; на кончик барабанного валика насаживают ключ и наматывают цепочку настолько, чтобы конец доставал до улитки; при этом большим пальцем левой руки прижимают цепочку, чтобы она не соскользнула с барабана. Если цепочка попадет под барабан, то платину (пластину) придется подымать, чтобы вытащить цепочку и намотать ее снова. Когда крючок цепочки зацеплен в улитке, механизму дают сбегать, чтобы вся цепочка легла на барабан. Часы кладут циферблатом кверху на стол, насаживают храповое колесо на барабанный валик и заводят на пол-оборота. Если малое храповое колесо помещается на верхней пластине, как это бывает в часах с репетицией, то его лучше насадить еще до наматывания цепочки, иначе она, при насаживании колеса, может легко свалиться. После этого часы заводят, чтобы вся цепочка очутилась на улитке, а во время завода постепенно подвигают цепочку на барабане вниз, чтобы она правильно наматывалась на улитку. Когда часы заведены упорный рычаг ложится на носик улитки (т. е. на привинченную к улитке стальную пластиночку); он препятствует дальнейшему заводу и также не дает соскочить крючку цепочки. Если цепочка срывается, следует отыскать причину срыва: или храповик, или упорный рычажок не в порядке.

С зацеплениями и гнездами надо поступать так, как при ремонте иных карманных часов. Затруднение представляет только футорование отверстий для спускового колеса и шпинделя, потому что кончики у них очень тонки. Шпиндель должен стоять совершенно прямо, и его гнезда, а также гнезда спускового колеса должны быть очень точно при-

гнаны. Палетты шпинделя должны приходиться одна к другой под углом в $100—110^\circ$; если угол меньше, нельзя будет достигнуть необходимых для наилучшего хода $30—40^\circ$ подъема от одного падения до другого.

Так как шпиндельный спуск действует и без спирали, то для испытания его стоит только слегка нажать пальцем на спусковое колесо, и оно начнет ходить острыми концами вперед, как в спуске Грахама. Кончики шпинделя не должны быть толще кончиков цилиндра; палетты шпинделя — шириной $0,3—0,5$ мм. Шпиндельный спуск захлестывается, когда баланс делает больше половины оборота. Для того, чтобы испытать спуск в этом отношении, шпиндель приводят в движение, нажимая на спусковое колесо, сначала назад, потом вперед.

Спираль в часах со шпиндельным ходом должна быть коротка; достаточно, если она имеет два — три витка.

Если в шпиндельных часах дано свежее масло и спуск только-что установлен, то они большею частью отстают. Когда масло загустеет, они начинают уходить вперед и тем больше, чем гуще станет масло. Ошибка иногда доходит до получаса в день. Этот недостаток спуска способствовал замене шпиндельных часов цилиндрическими часами. Для нашего времени шпиндельные часы, как измеритель времени, совершенно непригодны.

В шпиндельных часах с ценным корпусом можно, при желании, добиться более точного хода, заменив шпиндельный спуск цилиндрическим. Барабан, улитка, среднее колесо, промежуточная трибка, стрелочный механизм остаются. Вместо шпинделя притачивают цилиндр; баланс, если он не слишком легок, может остаться. В мостик шпинделя вставляют камни. Для цилиндрического колеса делают новый мостик, привинчивая его к верхней платине и снабжая камнями. Вместо коронного колеса вставляют новое секундное колесо с трибкой, а также изготовляют новое промежуточное колесо, рассчитанное на 150 двойных размахов баланса в минуту. У секундного колеса нет стрелки, поэтому оно может и не делать 60 оборотов в час. Внешний вид частей при этом остается таким, каким был.

Если приходится чинить шпиндельные часы с репетицией, музыкой или другими побочными механизмами; то до разборки часов надо тщательно их осмотреть, в порядке ли они и хорошо ли работает механизм. Опытный часовщик сумеет разобраться в самых сложных механизмах, новичкам же следует соблюдать большую осторожность и, приступая

к исправлению таких часов, предварительно освоиться с особенностями данного механизма. То же относится и к новейшим часам сложной конструкции — секундомерам, часам с минутной репетицией и др., — которых мы здесь не рассматриваем.

6. Хронометровый спуск

Особенности хронометрового спуска. С хронометровым спуском часовому мастеру приходится сталкиваться не очень часто, так как этот спуск встречается почти исключительно в морских и столовых хронометрах. Мы тем не менее считаем необходимым дать руководящие указания по исправлению хронометров, так как в практике часового мастера встречаются, кроме столовых и морских хронометров, карманные хронометры — четырехдесятники, снабженные хронометровым спуском. Хронометровый спуск отличается следующими особенностями.

1. Баланс получает импульс только при одном определенном направлении своего движения, обратное — холостое колебание — не сопровождается никаким эффектом. Поэтому секундная стрелка хронометра скачет через два (вперед, назад) колебания баланса, т. е. через 0,5 сек, или через 0,4 сек, или даже через 0,462 сек в тринадцатибойщиках — специальных типах хронометров.

2. Баланс получает импульс от третьего зуба спускового колеса, если называть первым тот, который находится на покое; иными словами, импульс сообщается не тем зубцом, что находится на покое.

3. Баланс обычно не имеет ограничителя размахов.

4. Баланс хронометрового спуска совершает свои размахи наиболее свободно по сравнению со всеми прочими спусками карманных часов. Из каждых двух колебаний баланса на отмыкание приходится от 6° до 10° , на подъем — около 4° и на холостое соприкосновение с золотой пружинкой — около 5° , т. е. в общей сложности $56—60^\circ$. между тем как во всей остальной путь, который обычно превышает 2 оборота (720°) совершается вполне свободно, без всякого соприкосновения с какими-либо частями спуска.

Преимущества и недостатки хронометрового спуска. Из только-что перечисленных особенностей хронометрового спуска можно заключить без особого труда, что хронометровый спуск непригоден для карманных часов, подверженных тряске.

Правда, хронометровый спуск хорошо регулируется (см. ил. 1), зато такие часы, при их заводе после остановки, сами не пойдут в ход — их надо раскачать; при неблагоприятном толчке они могут остановиться или, наоборот, пропустить лишний зубец спускового колеса (см. ил. 1 и 3). Наконец, самый механизм должен быть выполнен очень тщательно, так как всякая неправильность в спусковом колесе может иметь весьма печальные последствия (см. ил. 2). По всем этим причинам хронометровый спуск пригоден только в тех случаях, когда часы находятся в спокойных условиях. Особенное распространение хронометровый спуск получил в точных часах, применяемых на судах. Влияние качки устраняется тем, что хронометры укрепляются в кардановом подвесе; это позволяет им сохранять горизонтальное положение независимо от качки. Одно существенное замечание: при переноске морских хронометров на суше следует обязательно застопоривать карданов подвес, иначе хронометр начнет без толку болтаться в такт движению и может при этом серьезно пострадать. Карданов подвес может парализовать вредное влияние сравнительно медленной качки корабля, но окажется вредным при быстрой ходьбе человека.

Хронометровый спуск выполняется в двух конструкциях: 1) хронометровый спуск с пружиной покоя (*chronomètre à détente*), и 2) хронометровый спуск с рычагом покоя (*chronomètre à bascule*).

Хронометровый спуск с пружиной покоя (рис. 25). Спусковое колесо имеет обычно 15 зубцов. На рисунке изображен тот момент, когда зубец 1 спускового колеса лежит в покое на камне *c*, а баланс движется в направлении, указанном стрелкой *l*. На покой дается не более 1° движения пружины, причем вершиной этого угла является линия *n*, отмечающая линию изгиба пружины покоя. Величина покоя может быть изменена при помощи регулировочного винта *s*. Поверхность камня покоя наклонена к радиусу спускового колеса на 9° — угол замыкания.

К передней части стальной пружины покоя прикреплена очень мягкая пружина отмыкания *l*, прилегающая своим свободным — более длинным — концом к выступу *t* пружины покоя. Пружина отмыкания делается из золота (66% золота, 23% красной меди и 11% серебра), а надлежащая ее упругость достигается путем соответствующей обработки.

На валик баланса посажены две рольки: большая *A* и малая *B*. Большая ролька несет импульсный камень *a* и вместе с тем предохраняет спусковое колесо от случайных про-

скакиваний. Эта ролька имеет вполне определенный диаметр, она круглая, и только около места укрепления импульсного камня сделан небольшой вырез *e*. Малая ролька не имеет столь определенной формы, так как она служит только для укрепления камня отмыкания *b*.

Действие хронометрового спуска ясно из того же рисунка. Баланс, при своем рабочем движении в направлении, указанном стрелкой *l*, захватывает камнем отмыкания *b* за золотую пружину *f*; последняя тянет за собою пружину по-

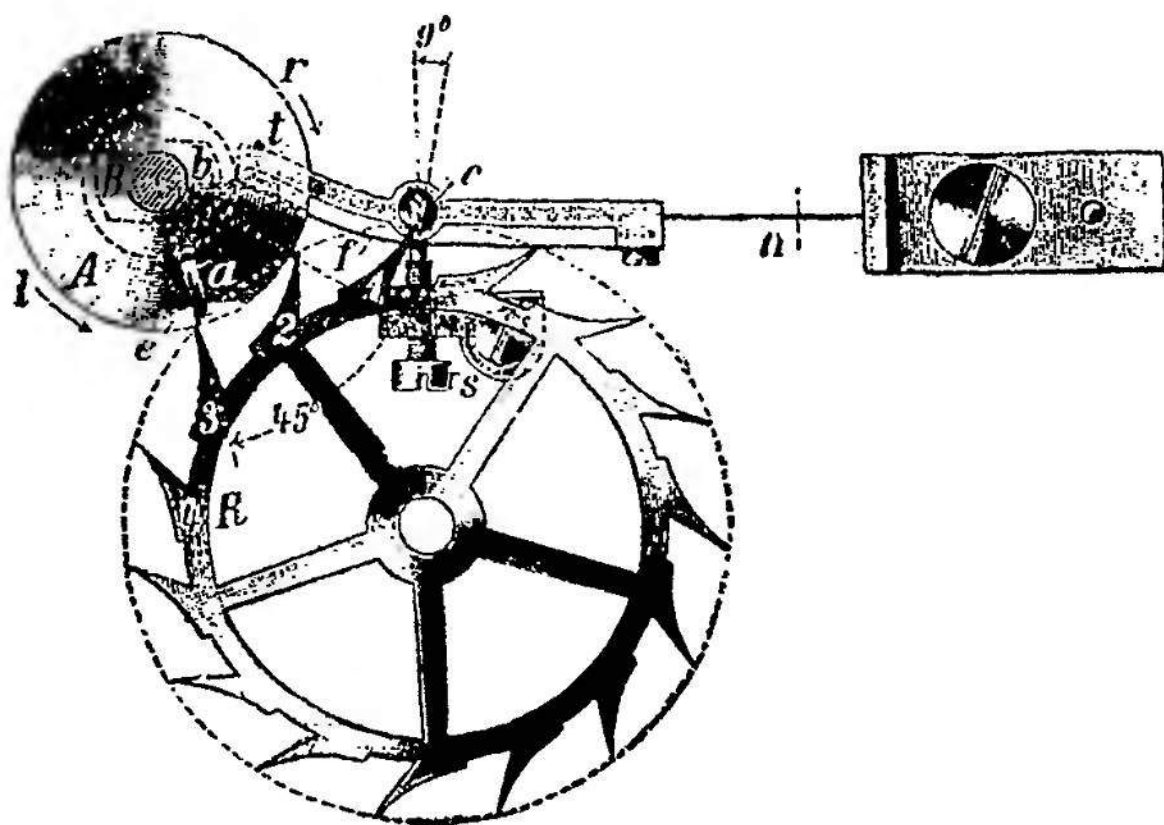


Рис. 25. Хронометровый спуск с пружиной покоя.

коя, *a*, значит, и камень покоя *c*, и отмыкает зубец *1* спускового колеса. Колесо приходит в движение, его зубец *3* догоняет с небольшим падением импульсный камень *a* и сообщает импульс балансу. При дальнейшем повороте баланса золотая пружина освобождается от камня отмыкания, и камень покоя *c* становится в стопорящее положение.

Для надежности отмыкания необходимо, чтобы золотая пружина освобождалась от камня отмыкания вскоре после падения зубца *3* на импульсный камень и последующего поворота баланса на $4-7^\circ$.

Итак, зубец *3* провожает импульсный камень *a* и сообщает импульс балансу. Как мы знаем, на этот подъем приходится угол поворота баланса в 45° . По окончании подь-

зубец 3 соскакивает с импульсного камня *a*, зубец 2 падает с легким ударом на камень покоя *c*, а баланс совершает свой дополнительный размах.

При обратном холостом движении баланса камень отмыкания отжимает без всякого последствия золотую пружину и возвращается в свое исходное левое положение. При последующих движениях слева направо работа спуска повторяется описанным нами образом.

Разборка хронометра. Разборку хронометра следует выполнять с большою осторожностью. Особенно опасно несвоевременное снятие баланса. Если при этом заводная пружина хоть немного заведена, то при малейшем сотрясении пружины покоя колеса приходят в быстрое вращение, и тогда неизбежно серьезное повреждение зубцов спускового колеса, порча камня покоя и даже поломка пружины покоя. Поэтому перед всякой разборкой необходимо выждать полного окончания завода хронометра, даже если бы пришлось для этой цели несколько раз раскачивать баланс хронометра (вокруг оси) для его пуска в ход.

Здесь, казалось бы, мог помочь другой способ, а именно: спустить заводную пружину. Но на самом деле это не так: крупнейшее число хронометров снабжено улиткой (фузеей) и цепочкой, а при этой конструкции заводную собачку не всегда можно освободить.

В тех же случаях, когда требуется вынуть баланс лишь на короткое время, можно завод и не спускать, а лишь застопорить спусковое колесо при помощи палочки, вставляемой между его спицами. Отметим, что в некоторых хронометрах имеются приспособления для закрепления колеса, чаще всего в виде винта с эксцентричной головкой. При соответствующем повороте этого винта головка захватывает за зубцы спускового колеса, и таким образом, надежно застопоривает его.

Исследование хронометрового спуска. Перед исследованием спуска хронометра с баланса снимают спираль и смотрят, нет ли вредных касаний в особенно ответственных частях спуска. Это — вещь далеко не редкая, так как многие искусники-хронометристы располагают все части по возможности тесно. Если такой хронометр побывал в чистке несколько раз и если ремонтировавший его хронометрист, в силу своей привычки, каждый раз полировал и закруглял кончики оси спускового колеса, то такое колесо приобретает чрезмерную свободу по высоте и в результате может начать задевать за верх пружины покоя.

за оправу камня покоя или за какую-нибудь другую близ расположенную часть. При ремонте подобной неисправности обыкновенно приходится ставить новую трибку.

Точно такое же задевание может обнаружить и баланс где это имеет еще более печальные последствия. Поэтому надо всегда тщательно просматривать, не соприкасаются ли обод баланса со средним колесом, спицы баланса — с мостиком спускового колеса, ролька отмыкания — с закраинами выточки гнезда нижнего кончика, винты-грузики — с какой-нибудь трибкой.

Затем исследуют свободу импульсной рольки баланса. Ролька должна проходить между любой парой зубцов спускового колеса без всякого задевания, так как недостаточная свобода этой рольки между зубцами имеет весьма вредные последствия. Далее смотрят, достаточен ли покой зубцов спускового колеса на камне покоя. Этот покой (теоретически 1°) должен быть вполне отчетливо заметен при помощи лупы. Если этого нет, то покой следует увеличить при помощи регулировочного винта s . Вместе с тем надо проверить угол замыкания покоя, который равен в хронометрах $8-9^\circ$.

Проверка входного и выходного падений. После этого приступают к проверке входного падения, т. е. падения зубца колеса на импульсный камень. Для этого чуть-чуть заводят хронометр и медленно вращают баланс, пока зубец не упадет на импульсный камень. Затем вращают баланс дальше и смотрят, когда освободится от камня отмыкания золотая пружинка. Если спуск правилен, то это должно случиться после поворота баланса на $4-7^\circ$ (от 0,5 до 1 мм по окружности баланса). Если это происходит раньше, то становится ненадежным падение зубца на импульсный камень (т. е. предшествующее ему отмыкание); если же золотая пружинка освобождается позднее указанного момента, то становится ненадежным выходное падение — падение на покой. Указанный поворот баланса называют предохранительным углом, а его необходимость вытекает из крайне быстрого движения баланса во время этих падений.

Ненадежность отмыкания, т. е. чересчур раннее освобождение золотой пружинки исправляется путем ее удлинения, а ненадежность покоя, т. е. чересчур позднее соскакивание золотой пружинки, устраняется путем ее укорочения. Понятно, при этом надо быть осторожным, чтобы не заметить один недостаток другим.

Еще несколько слов о входном падении. Так как это падение предшествует передаче импульса на баланс, то, во избежание бесполезной потери энергии, необходимо, чтобы оно было, по возможности, невелико, т. е. чтобы в момент замыкания колеса импульсный камень находился непосредственно перед соответствующим зубцом спускового колеса. Итак, входное падение должно быть мало, но все же ощущаемо на каждом из зубцов колеса.

Чрезмерно большое входное падение устраняют путем незначительного поворота импульсной рольки навстречу зубцам колеса. Очевидно, что импульсный камень при этом приблизится к зубцам и падение уменьшится. При проверке входного падения хронометрового спуска нужно также всегда смотреть, чтобы вырез e в импульсной рольке свободно пропускал зубцы колеса. Обыкновенно это обеспечивается тем, что перед рабочей стороной импульсного камня находится примерно $\frac{2}{3}$ всего выреза. Выходное падение зубца на покой точно так же должно совершаться с малым, но вполне отчетливо заметным свободным скачком и ударом. Если этого нет, то подобный недостаток устраняют укорочением (вдвиганием внутрь) импульсного камня.

Пружина покоя и ее недостатки. Как мы уже указали, действием пружины покоя управляет очень нежная золотая пружина отмыкания. Отмыкание становится ненадежным, если точка опоры t (рис. 25) чрезмерно далека от свободного конца пружины покоя. Поэтому многие хронометристы придвигают конец пружины покоя по возможности близко к рольке B . Если в таком хронометре по каким-либо причинам увеличится свобода на кончиках оси баланса, например, вследствие нескольких их полировок, то камень отмыкания b начинает задевать за конец t и ход нарушается. Такие же задевания могут иметь место и между импульсной ролькой и лежащей под ней пружиной покоя.

Мы упоминали, что плоскость камня покоя должна быть наклонена под углом в $8-9^\circ$ к радиусу спускового колеса, чтобы замыкание было надежно. Надежность замыкания проверяют так: вращают баланс слева направо, чтобы камень покоя с легка ушел из-под зубца, но полностью не отомкнул его; затем вращают баланс в обратном направлении. Если отмыкание надежно, то пружина покоя вернется в исходное положение и замкнет колесо. Если же этого нет, то недостаток исправляют небольшим поворотом камня покоя. Предварительно осторожно нагрев его место крепления (для размягчения шеллака, при помощи которого вклеен камень).

Сама пружина покоя также должна иметь правильную толщину. Если она чрезмерно толста, то на отмыкание будет тратиться чрезмерно много энергии; если она тонка, то будет вибрировать при каждом падении зубца на камень покоя. В таких случаях приходится заменять пружину ибо исправление старой, вообще говоря, редко возможно.

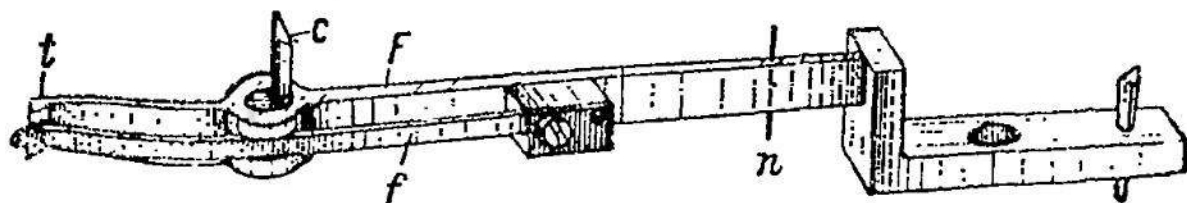


Рис. 26. Пружина покоя.

Изготовление новой пружины покоя (рис. 26) принадлежит к числу наиболее трудных работ. Она должна быть не только тщательно сделана, но и хорошо закалена. Очень

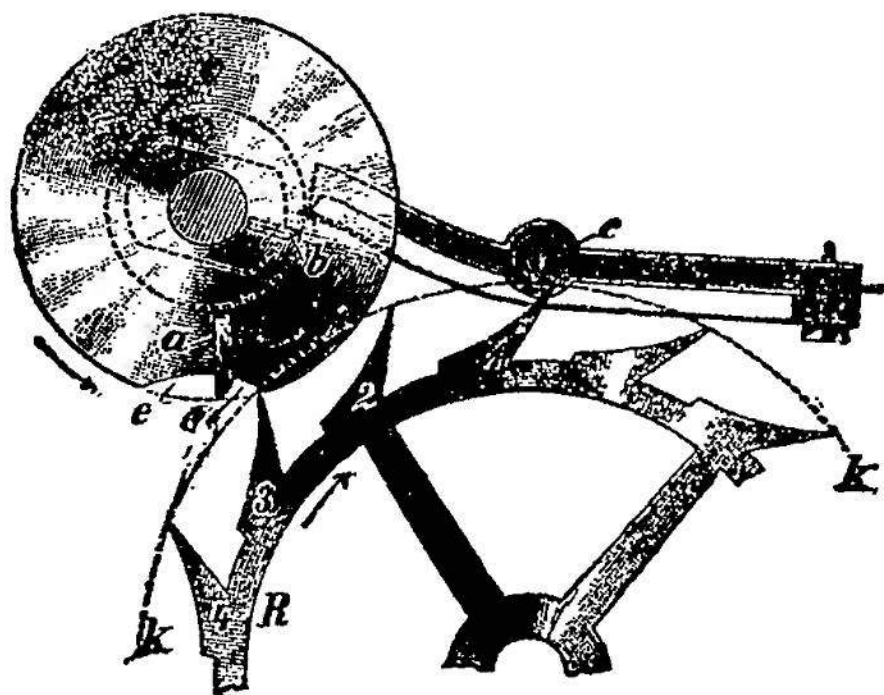


Рис. 27. Проскакивание зубцов спускового колеса в хронометре.

трудна также ее окончательная шлифовка и полировка. Поэтому такую работу лучше предоставить специалистам-хронометристам.

Особые ошибки хронометрового спуска. Первая из этих ошибок — «галоцирование хронометра» — вызывается отсутствием ограничителя размахов баланса.

Если по каким либо обстоятельствам размах баланса возрастает до $2\frac{1}{2}$ оборотов (по $1\frac{1}{4}$ оборота от среднего положения), то камень отмыкания баланса отомкнет колесо дважды в течение одного колебания баланса. Само собой понятно, что такой хронометр покажет совершенно необъяснимое на первый взгляд ускорение хода, которое к тому же будет неправильно меняться в зависимости от размеров галопирования.

Галопирование вызывается, главным образом, внешними толчками, если их направление увеличивает размах баланса.

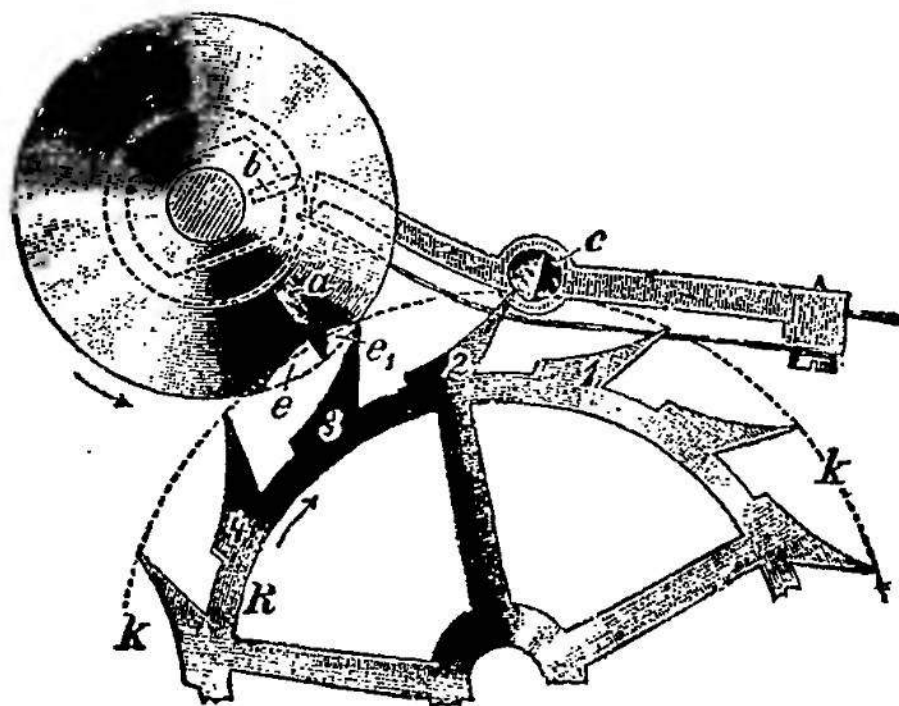


Рис. 28. Проскакивание зубцов спускового колеса в хронометре.

Вместе с тем, галопирование возникает легче всего тогда, когда баланс имеет уже сам по себе большую амплитуду. Галопирование в карманных хронометрах никогда не может быть с уверенностью устранено, и единственное средство — это не давать балансу больших размахов.

Второй недостаток хронометрового спуска — это проскакивание его зубцов. Иногда неблагоприятный внешний толчок преждевременно отмыкает спусковое колесо. Тогда зубец 3 колеса (рис. 27) падает на импульсную рольку и дальнейшее уже совершается независимо от направления движения баланса. Двигается ли он слева направо или справа налево, зубец 3, в конце концов, попадает в правую часть выреза *e*, как это показывает рис. 27, и после этого падает (рис. 28), сообщив балансу совершенно неправильный им-

пульс. В результате мы имеем совершенно неправильные колебания хода хронометра.

Если к тому же конструкция импульсной рольки неправильна, т. е. или чрезмерно велик вырез *e* или недостаточно велик диаметр импульсной рольки, то проскакивание зубцов обыкновенно соединяется с галопированием. Действительно, если вырез велик, то зубец *3* может соскочить еще до момента соприкосновения камня отмыкания с золотой пружиной. При дальнейшем малом повороте баланса колесо опять

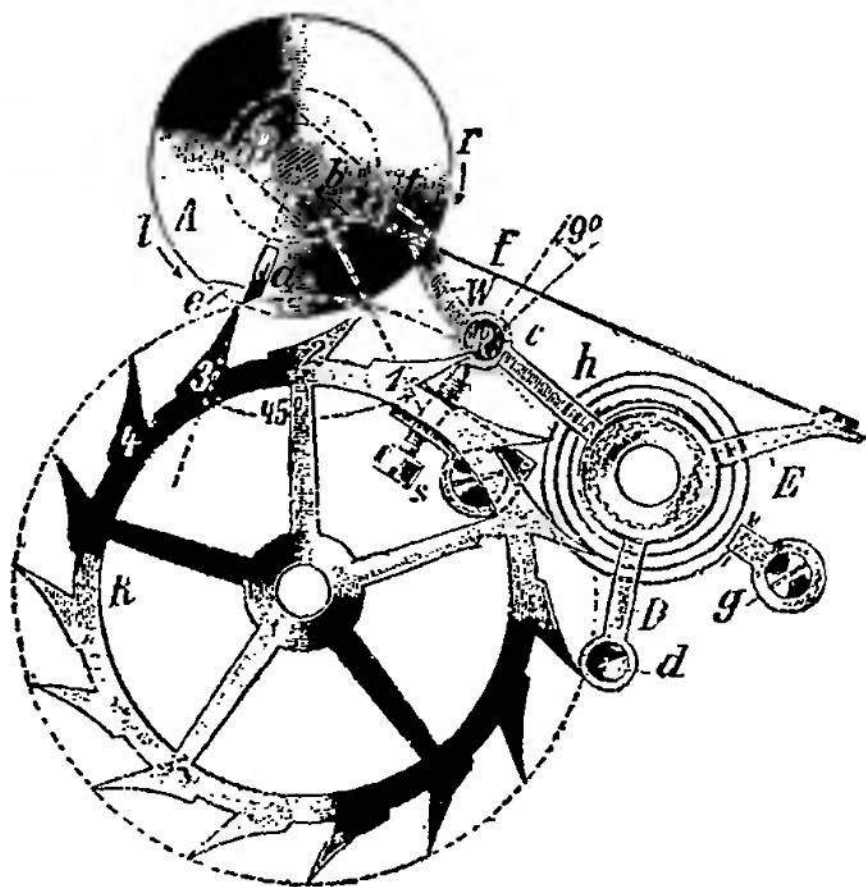


Рис. 29. Хронометровый спуск с рычагом покая.

отмыкается, и таким образом в течение одного колебания баланса освобождаются два зубца, т. е. хронометр галопирует.

Вообще говоря, нет надежного способа для устранения проскакивания. Можно, правда, натянуть несколько сильнее пружину покоя, но это опять-таки нехорошо, вследствие связанного с этим увеличением сопротивления отмыкания.

Наконец, третий специальный недостаток — это возможность произвольной остановки хронометра под влиянием какого-либо неудачного толчка. Раз остановившись, хронометр будет стоять до тех пор, пока следующий толчок не выведет

тлане из положения равновесия и не освободит спусковое колесо. В результате, хронометр покажет совершенно неправильное отставание.

Эти три специальных недостатка хронометрового спуска делают его мало пригодным для карманных часов. Хронометровый спуск выгоден только для часов, находящихся в спокойных условиях, в частности для морских хронометров.

Хронометровый спуск с рычагом покоя. Как видно из рис. 29, подобный хронометровый спуск отличается от спуска с пружиной тем, что плоская пружина по-

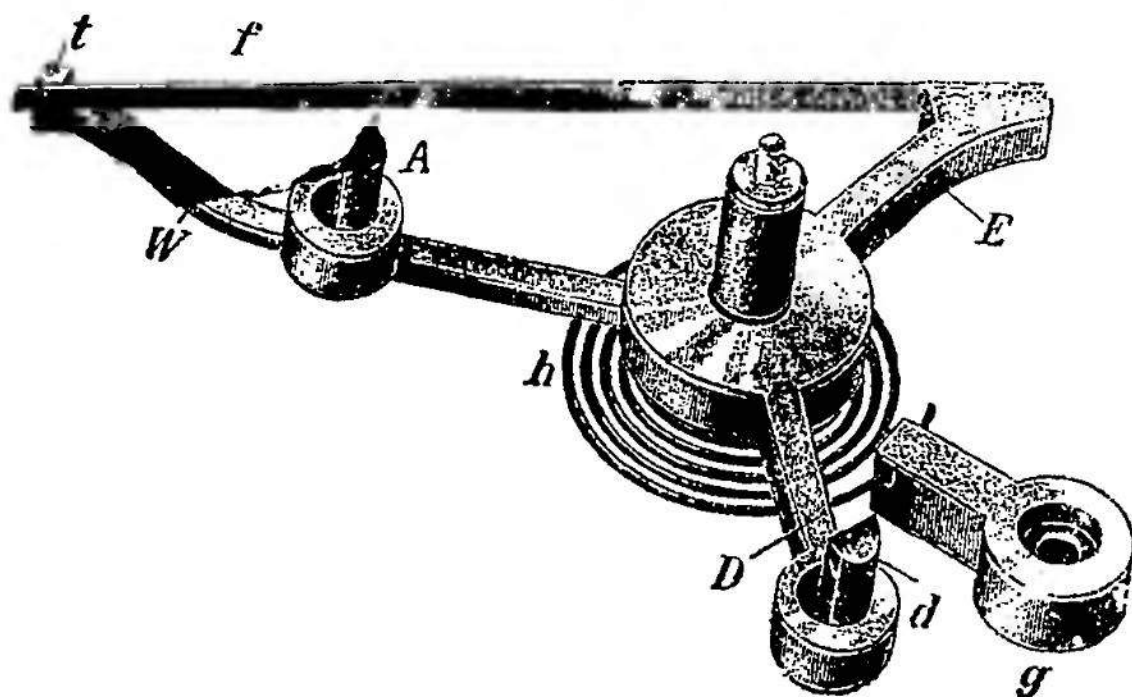


Рис. 30. Рычаг покоя.

вая заменена качающимся рычагом, удерживаемым в надлежащем положении с помощью спиральной пружины. Такие хронометровые спуски изготавливаются либо с коротким рычагом, как на нашем рисунке, либо с длинным рычагом. Ось вращения короткого рычага отстоит от камня покоя, примерно, на два деления спускового колеса, ось длинного рычага — на три деления.

Рычаг нашего хронометрового спуска, изображенный отдельно на рис. 30, снабжен кроме того предохранителем от проскокивания зубцов спускового колеса. На этом рисунке отчетливо видны: ось вращения рычага покоя, главное плечо *W* с камнем покоя *A* и два добавочных плеча *E* и *D*. Плечо *E* служит для крепления золотой пружины отмыкания *f*, плечо *D* несет полуцилиндрический предохранительный

камень d , весьма похожий на камень покоя A . Рабочая плоскость предохранительного камня d наклонена к радиусу ходового колеса под некоторым углом подъема, а сам камень в обычных условиях не соприкасается ни с одним зубцом колеса. Под упоминавшимся тремя плечами рычага помещается большая ролька со спиралью замыкания h . Наружный виток этой спирали закрепляется при помощи штифта в неподвижном маленьком мостике g . Вся спираль прижимает рычаг покоя к колесу.

Преимущества хронометрового спуска с рычагом. Спуск с рычагом имеет по сравнению с пружинным хронометровым спуском следующие преимущества.

1. Ход с рычагом менее требователен, чем спуск с пружиной, которая нередко страдает при неумелом обращении.

2. Спираль, оттягивающая рычаг, легко поддается регулировке, т. е. сопротивление отмыкания может быть по желанию увеличено или уменьшено; кроме того, сопротивление спирали не меняется во время отмыкания, тогда как сопротивление пружины покоя будет заметно расти с увеличением перемещения камня покоя.

3. Спуск с рычагом допускает устройство автоматического предохранителя от проскакивания зубцов. Это устройство, о котором мы уже упоминали, состоит из плеча Γ с камнем подъема d . При обычных условиях, если спусковое колесо не проскакивает, это приспособление вовсе не действует. Но стоит только зубцу 1 несвоевременно соскочить, например, вследствие резкого толчка или при снятии баланса, как камень d , вступив в пределы колеса, подхватит ближайший надвигающийся на него зубец. Этот зубец упрется в поверхность подъема камня d и откинет рычаг, что следующий за соскочившим зубец 2 спускового колеса будет с небольшим падением подхвачен камнем покоя A . Таким образом, описанное приспособление гарантирует, что при каждом рабочем колебании баланса проскочит не более одного зубца колеса. Точно так же при наличии подобного приспособления вынимание баланса из хронометра не представляет опасности.

Исправление хронометрового спуска с рычагом выполняется таким же точно образом, как и хронометрового спуска с пружиной. Правда, тут приходится еще более тщательно просматривать, не имеют ли место вредные касания и задевания. Оттяжная спиральная пружина в зависимости от того, лежит ли она под или над плечами рычага, может задевать или за спусковое колесо или за баланс.

Кроме того, может обнаружиться еще один характерный недостаток, а именно: неуравновешенность рычага покоя, которая будет изменять сопротивление отмыкания. Но эту ошибку уничтожить весьма не трудно, так как короткий рычаг покоя обычно уже почти уравновешен благодаря своим трем плечам, а длинный рычаг имеет подходящий противовес.

Насадка спиральной пружины. В заключение обзора хронометрового спуска упомянем еще об одной работе — насадке спирали на баланс. Часовщик обычно при этом бывает в затруднении, так как хронометровый спуск сообщает балансу импульс только в одном направлении. Спираль следует устанавливать так, чтобы золотая пружина отмыкания спадала в ту и другую сторону при одинаковых углах поворота баланса по отношению к его положению равновесия. Если это достигнуто, то спираль насажена правильно. При проверке правильности насадки спирали следят, чтобы в положении равновесия баланса камень отмыкания либо касался золотой пружины, либо находился непосредственно перед ней (рис. 25 и 29).

Если это условие соблюдено, хронометр легко пускается в ход, и камень отмыкания надежно отмыкает спусковое колесо даже при малых размахах баланса.

V. Колесный механизм часов и зацепления (эйнгрифы)

1. Схема колесного механизма часов

Колесный механизм часов охватывает три из перечисленных ранее элементов: двигатель, передаточный механизм и счетный механизм. Колесный механизм характеризуется наличием ряда сцепленных между собою зубчатых колес, причем, как правило, каждые два колеса, находящиеся в сцеплении, заметно разнятся как по своим диаметрам, так и по числу зубцов. Одно из пары колес, которое приводит в движение другое, называется *ведущим*, второе — *ведомым*. В часовых механизмах, в огромном большинстве случаев, ведущим является большее колесо, а меньшее, которое называют *шестерней*, или чаще *трибкой* (с немецкого — *Гrieb*) — *ведомым*. Почти все зацепления — исключение составляют только некоторые, отличающиеся специальной формой зубцов — позволяют обращать движение, т. е. ведущим колесом может явиться и трибка.

Принципиальная схема колесного механизма стационарных часов изображена на рис. 31.

Двигатель образуют: барабан B с навитым на его обод шнуром или струной с грузом P на конце и сидящее на той же оси барабанное колесо I .¹ С двигателем находится в зацеплении система зубчатых колес $II—VI$, составляющих передаточный механизм. По порядку расположения колес входящие в механизм трибки и колеса носят названия: трибка добавочного колеса и добавочное колесо (II', II), трибка среднего (центрового или минутного) колеса и среднее (центровое или минутное) колесо (III', III), трибка промежуточного колеса и промежуточное колесо (IV', IV), трибка секундного колеса и секундное колесо (V', V) и трибка спускового или ходового колеса и спусковое или ходовое колесо (VI', VI). Спус-

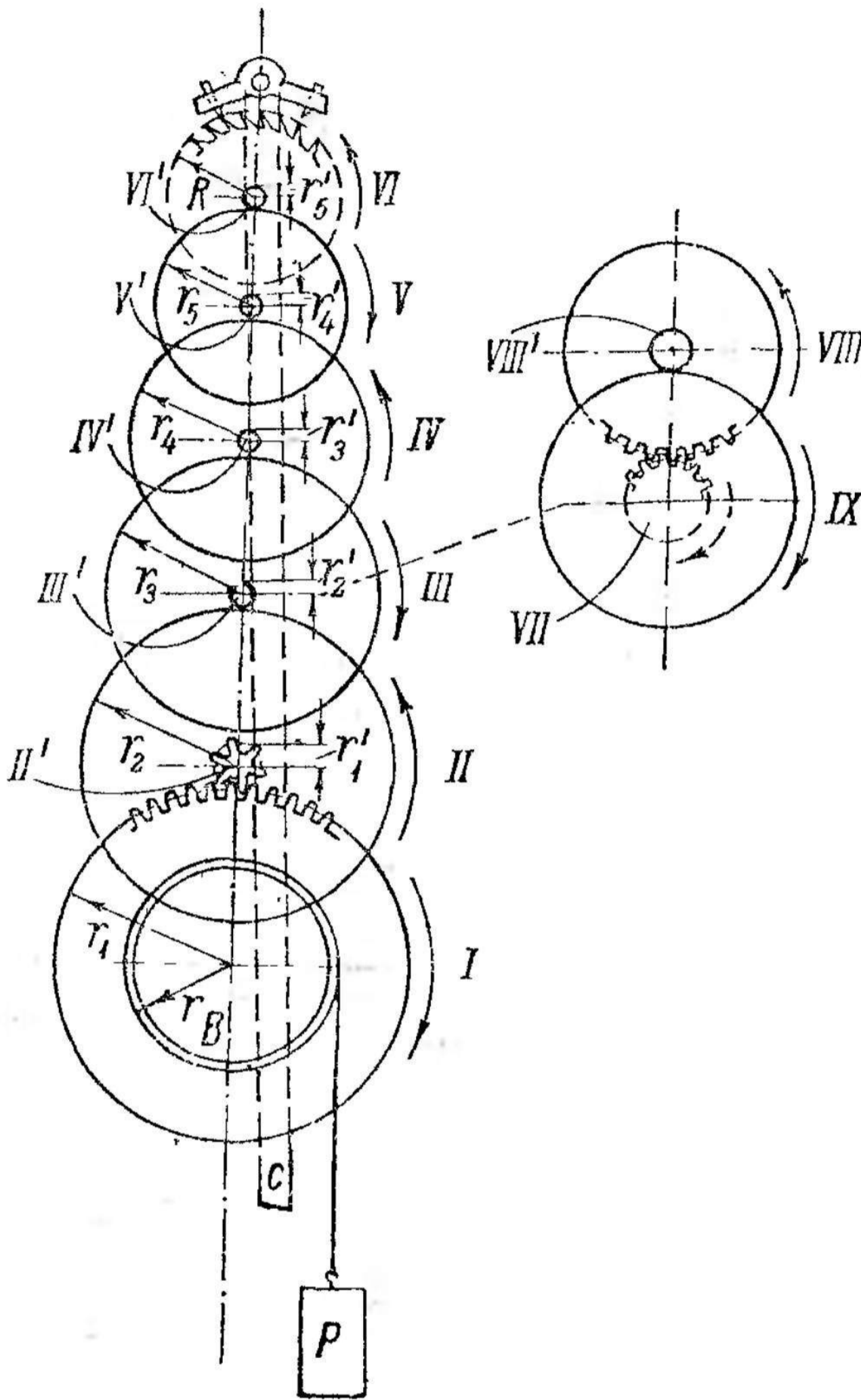


Рис. 31. Схема колесного механизма часов.

сковое колесо является вместе с тем частью уже рассмотренного элемента часов — спуска.

Здесь представлена наиболее общая схема передаточного

¹ В двигателе переносных часов вместо гири применяется пружина, помещаемая либо внутри барабана, либо даже вовсе без него.

механизма часов, годная как для стационарных, так и для переносных часов. В отдельных частных случаях некоторые из перечисленных колес и трибок могут вовсе отсутствовать. Так, например, в карманных часах, как правило, отсутствует добавочное колесо. В часах с секундным маятником отсутствует секундное колесо, а его функции исполняет спусковое колесо. В часах с автоматическим заводом могут даже отсутствовать среднее и промежуточное колеса.

Счетный механизм часов образуют колеса *VII*, *VIII*, *VIII'* и *IX*, составляющие стрелочный механизм, соответствующие стрелки и циферблат.

Колесо *VII* — минутная трибка — сидит своей втулкой на оси среднего колеса. С этой трибкой сцеплено ве к с е л ь н о е (релейное) колесо *VIII* и, наконец, трибка ве к с е л ь н о т о колеса *VIII'* находится в сцеплении с часовым колесом *IX*, сидящим своей втулкой поверх втулки минутной трибки. На втулки минутной трибки и часового колеса, имеющие различную высоту, посажены (не изображенные на рисунке) минутная и часовая стрелки. Секундная стрелка насаживается на длинный кончик оси секундного колеса, которое, таким образом, участвует в работе счетного механизма.

2. Законы передачи скорости и силы при помощи зубчатых колес

Зубчатые колеса передаточного механизма преобразуют медленное вращение барабанного колеса в значительно более быстрое движение спускового колеса, причем эта передача рассчитана так, чтобы энергии завода хватило на определенный промежуток времени — сутки, неделю, месяц, даже год.

Для простоты рассмотрим сначала большое и малое зубчатые колеса, находящиеся в сцеплении (рис. 32).

Пусть большее из колес в нашем примере имеет 64 зубца, а второе — трибка — 8 зубцов. Так как сцепление не нарушается, то в то время как первое колесо сделает один оборот, второе колесо сделает их $64 : 8 = 8$. т. е. скорость вращения будет увеличена в 8 раз.

Итак, мы имеем первый вывод:

Угловая скорость или число оборотов трибки во столько раз больше угловой скорости или числа оборотов ведущего колеса, во сколько раз число зубцов ведущего колеса больше числа зубцов трибки.

Несколько выше мы отметили, что сцепление колеса и трибки не должно нарушаться. Кроме того, их зубцы не должны друг друга зажимать, так как в противном случае колеса не могли бы вращаться. Отсюда следует: все зубцы — как колеса, так и трибки — должны занимать равные доли окружностей колес, а это значит, что сами длины окружностей колес находятся в таком же положении, как и числа зубцов. Из геометрии известно, что длины окружностей колес относятся как их диаметры или радиусы, а поэтому наш первый вывод можно сформулировать еще следующим образом:

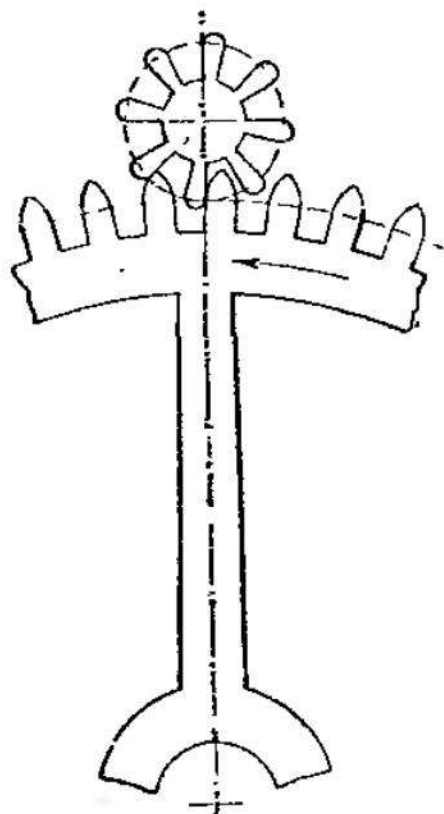


Рис. 32. Зацепление двух колес.

Число оборотов трибки во столько раз больше числа оборотов колеса, во сколько раз диаметр¹ или радиус колеса больше диаметра или радиуса трибки.

Из этого соотношения между радиусами колеса и трибки вытекает зависимость между моментами вращения ведущего колеса и трибки. Действительно, зубцы обоих колес, находящиеся в сцеплении и давящих друг на друга с одинаковой силой, находятся на расстоянии радиусов соответствующих окружностей. Отсюда следует:

Моменты вращения вокруг осей ведущего колеса и трибки относятся так, как их радиусы.

Мы уже убедились, что отношение радиусов или диаметров окружностей можно заменить отношением чисел зубцов. Сделав это, мы получаем следующую формулировку:

Момент вращения трибки так относится к моменту вращения ведущего колеса, как число зубцов трибки относится к числу зубцов ведущего колеса.

Перечисленные правила вполне решают вопрос о скорости и о моментах вращения двух сцепленных зубчатых колес.

¹ Заметим, что здесь речь идет о так называемой начальной окружности зубчатого колеса. Этот термин мы поясним в дальнейшем.

Повторим эти правила еще раз, придав им более удобную для практического пользования форму.

1. Для того, чтобы получить число оборотов трибки, следует число оборотов ведущего колеса умножить на число его зубцов (или диаметр, или радиус) и разделить на число зубцов трибки (или диаметр, или радиус).

2. Для того, чтобы получить момент вращения трибки, следует момент вращения ведущего колеса умножить на число зубцов (или диаметр, или радиус) трибки и разделить на число зубцов (или диаметр, или радиус) ведущего колеса.

Таким образом все, что мы выигрываем в скорости, теряем в передаваемой силе, как это, впрочем, и должно быть по основному закону механики.

Полученные нами правила нетрудно распространить и на случай любого числа последовательно сцепленных зубчатых колес. Для них мы будем иметь следующее.

1. Чтобы получить число оборотов оси последней трибки, достаточно число оборотов оси первого ведущего колеса умножить на произведение из чисел зубцов всех ведущих колес и разделить на произведение из чисел зубцов всех трибок.

2. Чтобы найти момент вращения оси последней трибки, достаточно умножить момент вращения оси первого ведущего колеса на произведение из чисел зубцов всех трибок и разделить на произведение из чисел зубцов всех ведущих колес.

Последнее правило не совсем точно, ибо каждая зубчатая передача расходует известную часть силы на преодоление трения как на осях, так и на зубцах. Величина трения зависит от степени тщательности изготовления колес, от диаметров осей, от их полировки и от состояния смазки этих трущихся поверхностей. По Зандеру, в часовых механизмах на каждом зубчатом сцеплении расходуется 1—2% силы на трение на зубцах и 3—7% — на трение в осях. В среднем эту потерю можно принять равной 6%, так что каждое зубчатое сцепление передает только 0,94 приложенной к нему силы.

Пример. Ряд зубчатых колес находится в сцеплении: числа зубцов ведущих колес и трибок представляются табличкой:

Ведущие колеса	120	56	84	70
Трибки	12	8	7	7

Во сколько раз число оборотов оси последней трибки больше числа оборотов первого ведущего колеса и каков момент вращения трибки, если момент вращения первого ведущего колеса равен $1000 \cdot 40$ г.м.?

Решение. На основании ранее указанных правил найдем, что одному обороту ведущего колеса соответствуют:

$$\frac{120 \cdot 56 \cdot 84 \cdot 70}{12 \cdot 8 \cdot 7 \cdot 7} = 8400 \text{ оборотов трибки.}$$

Что касается момента вращения, то при отсутствии трения передалась бы $\frac{1}{8400}$ его доля, т. е. момент вращения уменьшился бы во столько же раз, во сколько раз возросло число оборотов трибки, и мы, следовательно, имели бы момент вращения:

$$\frac{1000 \cdot 40}{8400} \text{ г.м.м.}$$

или по сокращению:

$$\frac{100 \cdot 1}{21} = \frac{100}{21} \text{ г.м.м.}$$

Но так как каждая пара зубчаток передает только 0,94 первоначальной силы, а таких пар у нас четыре, то переданный момент будет:

$$\frac{100}{21} \cdot 0,94 \cdot 0,94 \cdot 0,94 \cdot 0,94 \text{ г.м.м.} \approx \frac{100}{21} \cdot 0,78 \text{ г.м.м.} \approx 3,7 \text{ г.м.м.}$$

и, следовательно, если радиус спускового колеса, сидящего на оси этой трибки, равен 8,5 мм, то его зубец давит на палетты якоря с силой, т. е. развивает окружное усилие:

$$\frac{3,7}{8,5} = 0,43 \text{ г.}$$

3. Арифметический расчет чисел зубцов передаточных колес

Займемся теперь обратной задачей — расчетом чисел зубцов промежуточных колес, с помощью которых мы сможем осуществить наперед заданную передачу от одной оси к другой. В сущности, эта задача без дополнительных условий является неопределенной, т. е. теоретически допускает очень большое число решений даже в том случае, когда нам требуется рассчитать только одну пару колес — одно ведущее колесо и связанную с ним трибку. Действительно, какое бы число зубцов мы ни взяли на трибке, число зубцов ведущего колеса получим умножением числа зубцов трибки на передаточное число.¹ На практике решений будет значительно меньше, ибо, как увидим дальше, на трибке должно быть не меньше шести зубцов, в противном случае не получается удовлетворительного зацепления, а с другой стороны

¹ Отношение чисел оборотов трибки и колеса.

трибки в часах почти никогда не имеют большего числа зубцов, чем 14. Нарезка более мелких зубцов не имеет практического смысла, так как она удорожает и затрудняет работу, не улучшая заметным образом работы самой передачи.

Итак, если нам, например, задано, что передача от колеса к трибке должна равняться 7, т. е. число оборотов трибки должно быть в семь раз больше числа оборотов ведущего колеса, то, принимая для трибки 8 зубцов (пригодно для часов хороших сортов), найдем число зубцов ведущего колеса из пропорции:

$$\frac{x}{8} = \frac{7}{1},$$

где x — число зубцов ведущего колеса — равно:

$$x = 8 \cdot 7 = 56.$$

Если заданная передача должна осуществляться двумя парами или еще большим количеством зубчатых колес, то задача становится еще более сложной. Ее решают, задавая для трибок удобные для практики числа зубцов, при помощи разложения на простейшие множители и последующей группировки этих множителей.

Покажем это на примерах.

Пример 1. Две пары зубчатых колес должны осуществить передачу 60. Каковы числа их зубцов?

Примем, что обе пары трибки имеют по 8 зубцов, а затем составим пропорцию:

$$\frac{x \cdot y}{8 \cdot 8} = \frac{60}{1}.$$

где x и y искомые числа зубцов ведущих колес.

По правилу нахождения неизвестного члена пропорции имеем:

$$x \cdot y = 60 \cdot 8 \cdot 8.$$

Разлагаем произведение правой части на простейшие множители:

$$60 = 2 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 5;$$

$$8 = 2 \cdot 2 \cdot 2;$$

$$8 = 2 \cdot 2 \cdot 2.$$

Разобьем все эти сомножители на две группы, по числу ведущих колес, причем постараемся это сделать так, чтобы, в результате перемножения сомножителей, получались по возможности мало отличающиеся друг от друга числа.

Сделаем это, например, так:

$$\text{I группа: } 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 = 64$$

$$\text{II группа: } 2 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 5 = 60.$$

Какое из этих чисел взять теперь за x , а какое за y — для нас безразлично, ибо в том и другом случае передача не изменится.

Точно так же мы не изменим нашей передачи, если сгруппируем предыдущие простейшие множители, например, так:

$$\text{I группа: } 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 5 = 80 = x \text{ или } y$$

$$\text{II группа: } 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 3 = 48 = y \text{ или } x.$$

Разница будет лишь в том, что диаметры двух ведущих колес будут больше отличаться друг от друга.

Заметим, что на практике, в огромном большинстве случаев, выгоднее для первого ведущего колеса брать большее число зубцов, а для второго и следующих — меньшее, так как это обеспечит естественное уменьшение диаметров последовательных ведущих колес, требующееся для удобного их размещения в механизме.

Решим эту же задачу иначе. Примем, что трибки имеют по шести зубцов. Соответствующая пропорция и неизвестный член ее в этом случае будут:

$$\frac{x \cdot y}{6 \cdot 6} = \frac{60}{1} \text{ и } x \cdot y = 60 \cdot 6 \cdot 6.$$

Подобно предыдущему имеем:

$$60 = 2 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 5; \quad 6 = 2 \cdot 3; \quad 6 = 2 \cdot 3.$$

$$\text{I группа: } 2 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 3 = 54 = x$$

$$\text{II группа: } 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 5 = 40 = y,$$

но можно и иначе:

$$\text{I группа: } 2 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 5 = 60 = x$$

$$\text{II группа: } 2 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 3 = 36 = y.$$

Возьмем еще более сложный пример.

Пример 2. Три пары колес осуществляют передачу 600. Найти числа зубцов этих колес.

Остановимся на трибках с числами зубцов 8, 8 и 6.

Наша пропорция будет:

$$\frac{x \cdot y \cdot z}{8 \cdot 8 \cdot 6} = \frac{600}{1},$$

где x , y и z — неизвестные нам числа зубцов. Произведение этих неизвестных равно:

$$x \cdot y \cdot z = 600 \cdot 8 \cdot 8 \cdot 6.$$

Разлагаем правую часть на простейшие множители и делим их черточками на три группы:

$$\begin{array}{l} 600 = 2 \cdot 2 \cdot \left| \begin{array}{l} 2 \cdot 3 \cdot 5 \cdot 5 \\ 2 \end{array} \right| 5 \\ 8 = 2 \cdot 2 \cdot \left| \begin{array}{l} 2 \\ 2 \end{array} \right| \\ 8 = 2 \cdot 2 \cdot \left| \begin{array}{l} 2 \\ 2 \end{array} \right| \\ 6 = 2 \cdot 3 \end{array} \left| \right.$$

Выписав их отдельно, имеем:

$$x = 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 = 64$$

$$y = 2 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 5 = 60$$

$$z = 2 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 5 = 60.$$

Результат наш опять-таки не изменится, если мы не разобьем, например, так:

$$x = 3 \cdot 5 \cdot 5 = 75$$

$$y = 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 = 64$$

$$z = 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 3 = 48.$$

Такие вычисления всегда полезно проконтролировать и установить, действительно ли наша система колес осуществляет желаемую передачу. В данном случае эта проверка дает для двух наших решений:

$$\frac{64 \cdot 60 \cdot 60}{8 \cdot 8 \cdot 6} = 600 \text{ и } \frac{75 \cdot 64 \cdot 48}{8 \cdot 8 \cdot 6} = 600.$$

Итак, все наши выкладки сделаны безошибочно.

4. Расчет колес передаточного механизма часов

На основании правил, приведенных в предыдущих параграфах, не трудно выполнить расчет колес передаточного механизма часов. При таком расчете лучше всего исходить из среднего (минутного) колеса и числа зубцов спускового колеса, причем следует помнить, что каждому зубцу спускового колеса соответствуют два колебания маятника или баланса.

Дадим соответствующее правило для подобных вычислений:

Число колебаний маятника, выполненное в течение часа, равно удвоенному произведению из чисел зубцов среднего, промежуточного и спускового колес, деленному на произведение из чисел зубцов промежуточной и спусковой трибок.

Пример. Колеса некоторых часов имеют следующее число зубцов:

Среднее (минутное) колесо	80
Промежуточное колесо	76
Спусковое колесо	40
Промежуточная трибка	8
Спусковая "	8

Число колебаний в час маятника этих часов будет:

$$\frac{2 \cdot 80 \cdot 76 \cdot 40}{8 \cdot 8} = \frac{2 \cdot 10 \cdot 76 \cdot 5}{1 \cdot 1} = 7600.$$

Дальнейший расчет этих часов также не представляет труда. Если мы, например, хотим, чтобы наши часы имели недельный завод, т. е., принимая во внимание необходимый запас, или в течение восьми суток, то среднее колесо, делающее один оборот в час, должно будет за это время выполнить $24 \cdot 8 = 192$ оборота. Если часы рассчитываются на пружинный завод, то эти 192 оборота должны вызываться, например, четырьмя оборотами барабанного колеса, т. е. одному обороту барабана соответствует $192 : 4 = 48$ оборотов среднего колеса.

При пружинном заводе можно рассчитывать на большее число оборотов барабана, например, на двенадцать, и тогда обороту барабана будут отвечать $192 : 12 = 16$ оборотов среднего колеса. Необходимые добавочные колеса и числа их зубцов рассчитываем по правилам предыдущего параграфа.

Остановимся еще на одном вопросе — на расчете высоты падения гири, необходимой для данных часов. Если нам уже заданы определенный диаметр заводного вала и число его оборотов, то необходимое падение гири получится как произведение числа π^1 (3,14) на диаметр вала и на число оборотов.

Если же кроме того гиря подвешена при помощи блока, то высота падения сокращается вдвое.

Пример. В часах с барабаном диаметром в 42 мм. делающим за все время хода 12 оборотов, высота падения гири:

1) гири простым подвесе:

$$42 \text{ мм} \cdot 3,14 \cdot 12 \approx 1580 \text{ мм};$$

2) гири подвесе на блоке:

$$(42 \text{ мм} \cdot 3,14 \cdot 12) : 2 \approx 1580 \text{ мм} : 2 = 790 \text{ мм}.$$

Первое решение дает вместе с тем длину той части шнура, которая сматывается с заводного вала.

Если же нам, наоборот, задана в соответствии с футляром часов высота падения гири (например, 500 мм) и указано число оборотов барабана (например, 12), то диаметр барабана (при подвесе на блоке) определится путем деления удвоенной высоты падения на π (3,14) и число оборотов барабана. В данном случае мы будем, следовательно, иметь:

$$\frac{500 \cdot 2}{3,14 \cdot 12} = \frac{250}{3,14 \cdot 3} \text{ мм} \approx 26,6 \text{ мм}$$

или, за округлением в сторону меньшего размера, 26 мм.

¹ Более точное значение числа π дано на стр. 33. При вычислениях следует ограничиться таким числом знаков, которое обеспечит точность в 0,01 мм, ибо на практике не удается нарезать колесо с большей точностью.

5. Расчет колес стрелочного механизма

Если в часах нет стрелочного механизма, или в этом механизме не хватает одного из колес или одной трибки, то числа зубцов новых частей устанавливают расчетом. При выполнении расчета чисел зубцов стрелочного механизма надо основываться на следующем общем положении:

Произведение числа зубцов вексельного колеса на число зубцов часового колеса, деленное на произведение числа зубцов вексельной трибки на число зубцов минутной трибки, должно равняться 12.

Для читателей, которые не затрудняются в расчетах по формулам, предлагаем следующую формулу, вполне заменяющую изложенное правило, а именно:

$$\frac{чк \cdot вк}{вт \cdot мт} = 12,$$

где *чк* — число зубцов часового колеса,
вк — число зубцов вексельного колеса,
вт — число зубцов вексельной трибки,
мт — число зубцов минутной трибки.

Пример. Числа зубцов стрелочного механизма: минутная трибка — 8, часовое колесо — 32, трибка вексельного колеса — 8, вексельное колесо — 24.

$$24 \cdot 32 = 768$$

$$8 \cdot 8 = 64$$

$$768 : 64 = 12$$

или иначе, подставляя соответствующие значения в формулу:

$$\frac{чк \cdot вк}{вт \cdot мт} = \frac{32 \cdot 24}{8 \cdot 8} = 12.$$

В сомнительных случаях можно, значит, на основании приведенного выше положения, проверить, правильны ли числа зубцов в колесах стрелочного механизма.

При расчете могут встретиться только следующие случаи:

1. Нет часового колеса.
2. Нет минутной трибки.
3. Нет вексельного колеса и вексельной трибки.
4. Нет всего стрелочного механизма.

Для каждого из этих случаев даем правило, руководствуясь которым можно вычислить число зубцов недостающей части.

Чтобы определить число зубцов часового колеса, надо умножить число зубцов минутной трибки на число зубцов вексельной трибки и на 12, а затем произведение этих трех чисел разделить на число зубцов вексельного колеса.

Пример. Минутная трибка в стрелочном механизме имеет 8 зубцов, трибка вексельного колеса — 6 зубцов, а вексельное колесо 24 зубца. Потеряно часовое колесо. Каково число его зубцов?

Решение. Делаем на основании приведенного общего положения следующий расчет:

$$\begin{aligned} 8 \cdot 6 &= 48 \\ 48 \cdot 12 &= 576 \\ 576 : 24 &= 24. \end{aligned}$$

При решении по формуле:

$$чк = \frac{12 \cdot вт \cdot мт}{вк} = \frac{12 \cdot 6 \cdot 8}{24} = 24.$$

Следовательно, у нового часового колеса должно быть 24 зубца.

Число зубцов минутной трибки находят, деля произведение чисел зубцов часового и вексельного колес на произведение числа зубцов вексельной трибки и на 12.

Пример. Вексельное колесо имеет 24 зубца, часовое колесо — 40 зубцов и вексельная трибка — 10 зубцов. Каково будет число зубцов недостающей минутной трибки?

Решение. Основываясь на том же общем положении:

$$\begin{aligned} 24 \cdot 40 &= 960 \\ 12 \cdot 10 &= 120 \\ 960 : 120 &= 8. \end{aligned}$$

При решении по формуле:

$$мт = \frac{чк \cdot вк}{12 \cdot вт} = \frac{40 \cdot 24}{12 \cdot 10} = 8.$$

Значит, у минутной трибки должно быть 8 зубцов.

Если не хватает вексельного колеса с вексельной трибкой, то прежде всего надо решить, сколько зубцов мы хотим дать вексельной трибке. Обыкновенно у трибок бывает 8—6 (реже 7) зубцов, иногда при многозубцовой минутной трибке — 10—12 зубцов. Установив это число зубцов, остается вычислить число зубцов вексельного колеса, что и производится на основании следующего положения:

Число зубцов вексельного колеса находят, умножив 12 на произведение числа зубцов минутной трибки и на число зубцов вексельной трибки и разделив полученный результат на число зубцов часового колеса.

Пример. У минутной трибки — 8 зубцов, у часового колеса — 24 зубца; сколько зубцов должно иметь вексельное колесо, если у вексельной трибки тоже 8 зубцов?

Решение. На основании приведенного положения надо сделать расчет:

$$\begin{aligned} 8 \cdot 8 &= 64 \\ 64 \cdot 12 &= 768 \\ 768 : 24 &= 32. \end{aligned}$$

При решении по формуле:

$$вк = \frac{12 \cdot мт \cdot вт}{чк} = \frac{12 \cdot 8 \cdot 8}{24} = 32,$$

Значит, вексельное колесо должно иметь 32 зубца.

Может случиться, что весь стрелочный механизм отсутствует. Если еще сохранилось переставное колесо, то следует измерить его внешний диаметр с помощью штангенциркуля и вычислить начальный диаметр. После этого надо измерить расстояние между осями переставного и вексельного колес. Из удвоенного найденного расстояния вычитают начальный диаметр переставного колеса и таким образом узнают начальный диаметр вексельного колеса. Для того, чтобы найти число зубцов вексельного колеса, нужно умножить его начальный диаметр на число зубцов переставного колеса и это произведение разделить на диаметр переставного колеса.

Пример. Предположим, что начальный диаметр переставного колеса имеет 6 мм, а расстояние между осями переставного и вексельного колес — 12 мм. Умножая расстояние между осями на 2, получим 24; вычитая из 24 диаметр передаточного колеса, т. е. 6, найдем, что диаметр вексельного колеса — 18 мм. Чтобы найти число зубцов вексельного колеса, нужно его диаметр 18 умножить на число зубцов переставного колеса, допустим 12 зубцов, и разделить на диаметр переставного колеса, т. е. на 6. Получим:

$$\frac{18 \cdot 12}{6} = 36.$$

Таким образом, число зубцов вексельного колеса равно 36.

После этого следует решить, сколько зубцов мы хотим дать трибке вексельного колеса и минутной трибке. Для обыкновенных маленьких часов нужно меньшее число зубцов, чем для карманных часов высшего

сорта, и более крупного размера. Установив и то и другое числа, остается вычислить число зубцов часового колеса, основываясь на приведенном выше положении и примере (1-й случай).

Если в часах не хватает переставного колеса, можно вставить любой новый стрелочный механизм (сообразуясь, конечно, с размерами и величиной часов), установив число зубцов его по таблице чисел зубцов для карманных часов (приложена в конце книги).

После этого вставляют подходящее переставное колесо.

Изложенных правил и примеров вполне достаточно для того, чтобы внимательный читатель был в состоянии справиться со всеми встречающимися на практике случаями.

6. Теория профилей зубчатых колес

Рассмотрим теперь те условия, при которых зубчатая передача работает правильно. Для этого ознакомимся сначала с отдельными частями зубчатого колеса. Во всяком зубчатом колесе или паре колес различают прежде всего начальные окружности. Центры соответствующих начальных окружностей совпадают с осями вращения зубчатого колеса и трибки, а их радиусы таковы, что при правильном расстоянии осей этих колес начальные окружности колеса и трибки только соприкасаются. Так, например, на рис. 33 эти начальные окружности обозначены буквами r и s , а на рис. 34 и 35, изображающих профили зубцов колеса и трибки, буквами w .

Именно радиусы или диаметры этих начальных окружностей и подразумевались нами при установлении соотношений между передачей и диаметрами колес; они же ясно видны на рис. 32. Из рисунков видно, что диаметры начальных окружностей меньше наружных диаметров колес, измеренных по верху зубцов, так как для возможности сцепления зубцы трибки должны входить во впадины ведущего колеса. Часть k зубца (рис. 34 и 35), которая возвышается над начальной окружностью, называется выступом или головкой зубца, а нижняя часть f , внутри начальной окружности, — основанием, ножкой или корнем зубца. Граница aa головок зубцов есть окружность выступов (на рис. 33 m и n), а граница оснований зубцов — окружность впадин. Дуга начальной окружности (в линейной мере), заключенная между серединами двух соседних зубцов, называется шагом зацепления. Под толщиной зубца понимают дугу s (рис. 34 и 35) началь-

и окружности, вырезанную в ней самим зубцом, а под шириной впадины — такую же дугу, но вырезанную впадиной. Расстояние, измеренное поверх зубца от одного до другого его края, т. е. вдоль выступа или впадины, называется шириной зубца. Отметим еще раз, что все эти измерения, кроме последнего, делаются по дугам соответствующих окружностей и выражаются в линейной мере — в миллиме-

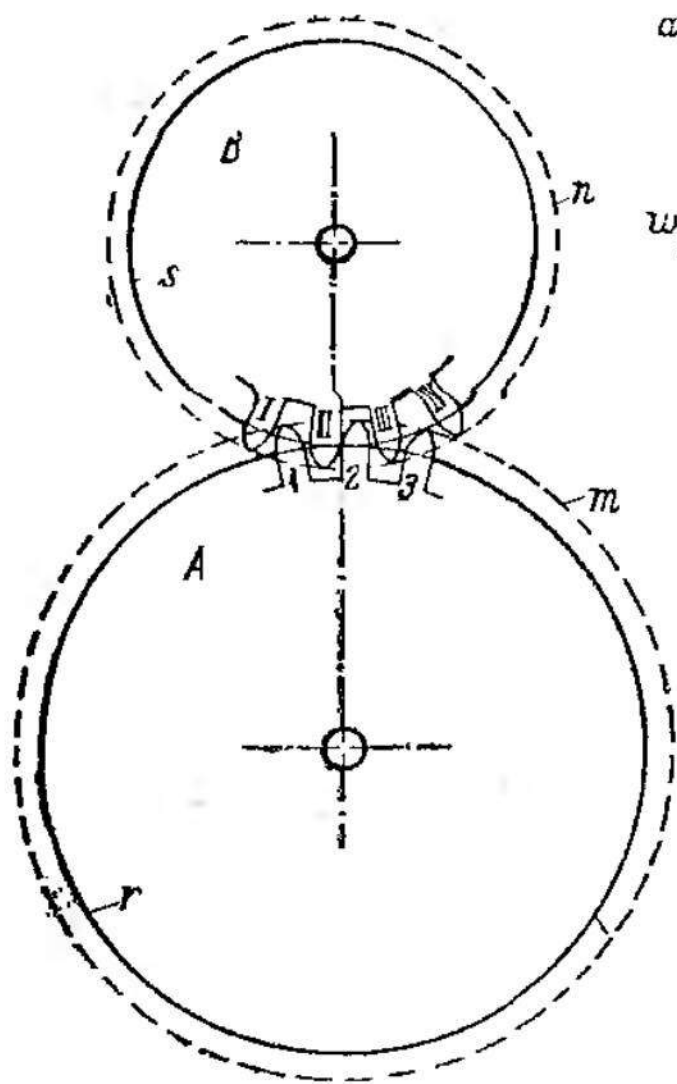


Рис. 33. Начальные окружности зубчатого колеса.

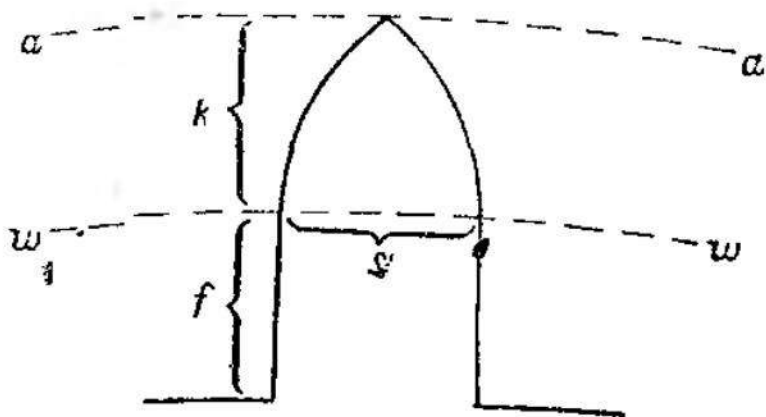


Рис. 34. Острый зубец.

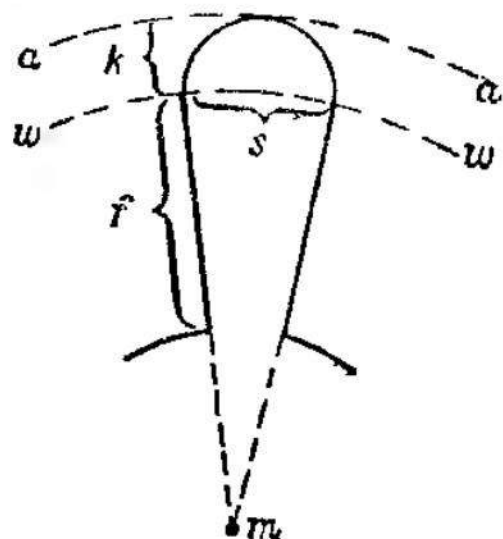


Рис. 35. Полукруглый зубец.

трах и их долях, а ширина зубца измеряется по направлению, параллельному оси вращения колеса. Профили двух зубцов — одного на колесе и другого на трибке, — находящиеся в сцеплении, в каждый данный момент соприкасаются в одной точке. Та кривая, которую описывает эта точка касания по мере вращения колес, называется дугой зацепления. Эта дуга должна быть больше шага зацепления. Отношение длины этой дуги к шагу зацепления называют продолжительностью зацепления.

Вернемся еще к понятию начальной окружности, чтобы полностью уяснить значение этого определения. Допустим, что мы удваиваем число зубцов нашего колеса и трибки. Зубцы станут тогда меньше, т. е. их выступы понизятся, основания укоротятся, а окружности впадин и выступов сблизятся между собой. Будем продолжать такую операцию удвоения до мыслимых пределов. Зубцы будут при этом все уменьшаться, превратятся, наконец, в едва заметные шероховатости, а окружности впадин и выступов практически

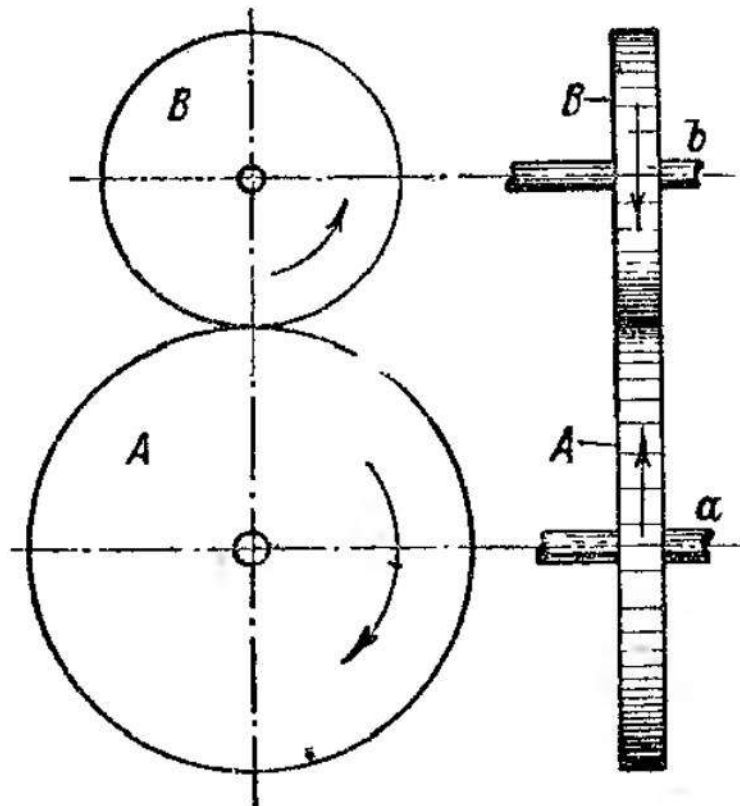


Рис. 36. Фрикционные колеса.

сольются и образуют то, что мы называем начальной окружностью, ибо соприкосновение между нашими колесами не нарушается. Такой предельный случай зубчатых колес, так называемые фрикционные колеса, где передача вращения с одного колеса на другое осуществляется помощью трения, изображен на рис. 36.

Для правильной работы зубчатой передачи требуется, чтобы передаваемая сила не менялась по величине, и чтобы потери на трение были сведены до минимума. Первое из этих условий сво-

дится, очевидно, к тому, чтобы отношение моментов вращения зубчатого колеса и трибки оставалось постоянным, а второе условие требует, чтобы зубцы сцепленных колес по возможности меньше скользили, а только катились друг по другу, так как трение при катании во много раз меньше трения при скольжении.

Как показывает теоретическая механика, для достижения постоянства в передаче силы достаточно, чтобы сила, с которой зубец ведущего колеса давит на ведомое, была всегда направлена к точке касания начальных окружностей двух сцепленных колес. Так как направление этой силы зависит от профиля зубца, то, очевидно, что правильная передача силы возможна только при вполне определенных профилях

зубцов. Математическое исследование показало, что почти для любого профиля зубцов ведущего колеса можно подобрать соответствующий профиль зубцов ведомого колеса. Но практически удобными оказались профили зубцов, построенные по циклоидам или по эвольвентам (разверткам) окружности. Что это за кривые линии, мы увидим из дальнейшего изложения.

Что касается условия наименьшего трения, то его полностью соблюсти не удастся. В дальнейшем мы, при рассмотрении профилей зубцов, будем попутно останавливаться на способах, с помощью которых можно отчасти ослабить влияние этого недостатка.

7. Циклоиды и эвольвенты (развертки)

Кривые линии, описываемые точкой некоторой окружности, катящейся без скольжения по прямой, или по наружной стороне другой окружности, или по внутренней стороне той же другой окружности называются: — в первом случае обыкновенной циклоидой, во втором — эпициклоидой и в третьем — гипоциклоидой. Вид и размер этих кривых зависит от размеров катящегося (производящего) и основного кругов, а также от соотношения диаметров этих кругов. Эти кривые чертятся сравнительно несложно, причем пользуются тем их свойством, что дуги, пройденные точкой касания по обеим окружностям, друг другу равны, ибо мы имеем здесь по условию катание без скольжения.

Чтобы начертить обыкновенную циклоиду, производящий круг которой имеет, например, радиус 50 мм, надо отложить на прямой длину полуокружности, т. е. в данном случае $50 \cdot \pi = 50 \cdot 3,14 \text{ мм} = 157 \text{ мм}$, и разделить на желаемое число равных частей, скажем на 10. Эти деления, очевидно, отметят те точки, в которых будет находиться производящий круг после его поворота на $\frac{1}{20}$, $\frac{2}{20}$, $\frac{3}{20}$ и т. д. доли окружности, т. е. когда радиус, соединяющий центр круга с первоначальной точкой касания, повернется на $\frac{360^\circ}{20} = 18^\circ$, на 36° ,

на 54° и т. д. Следовательно, нам достаточно начертить ряд окружностей, касающихся папей прямой в точках нанесенных делений, и отметить на этих окружностях концы радиусов, соответственно повернувшихся на 18° , 36° , 54° и т. д. Соединив эти точки при помощи плавной кривой, мы найдем одну половину циклоиды. Вторую же половину вычерчиваем симметрично первой, ибо циклоида есть кривая сим-

метричная. Рекомендуем каждому из читателей сделать такой чертеж, руководствуясь приведенным описанием.

Эпициклоида и гипоциклоида строятся таким же точно образом; только здесь надо принять во внимание, что углы поворота производящих кругов во столько раз больше углов смещения точки касания относительно первоначального диаметра основного круга, во сколько диаметр или радиус основного круга больше диаметра или радиуса производящего круга. Иными словами, чтобы получить угол поворота производящего круга, надо угол смещения умножить на отношение радиусов основного и производящего кругов.

Способ вычерчивания эпициклоиды представлен на рис. 37. Диаметр основного круга равен 262,5 мм, диаметр

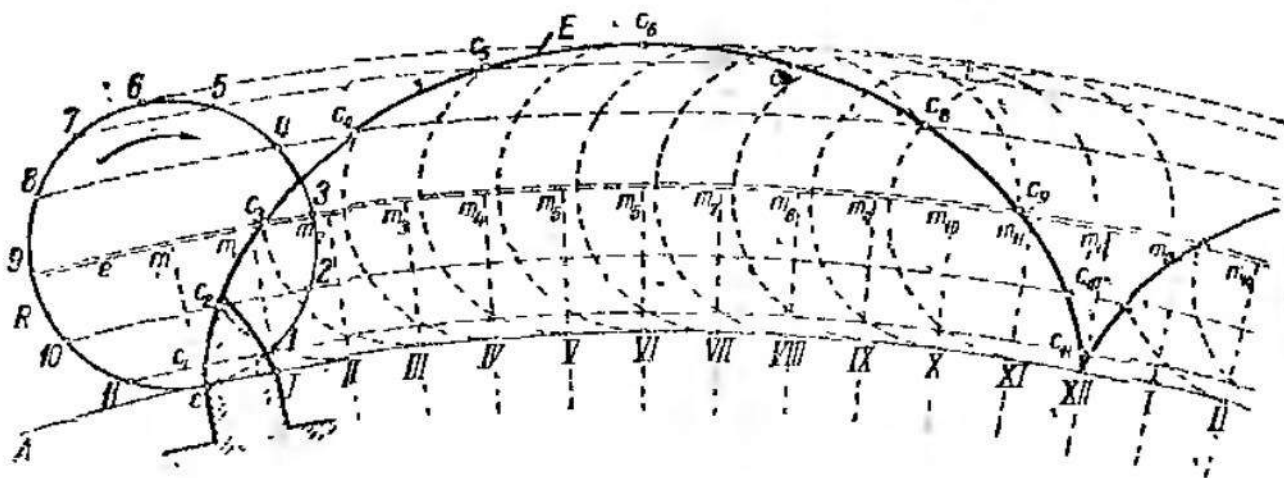


Рис. 37. Образование эпициклоиды.

производящего круга — 35 мм. Окружность производящего круга разделена на 12 частей и длины этих дуг отложены вправо от точки с на окружности основного круга. Далее, пунктиром начерчены 12 последовательных положений производящего круга, при его касании с основным кругом в точках отмеченных делений. Точки c_1, c_2, c_3 и т. д., являющиеся концами дуг производящего круга, равных соответствующим дугам основной окружности, и дают нам абрис искомой эпициклоиды, которую мы получаем, соединяя их плавной кривой. На том же рисунке изображен и получающийся при этом профиль головки зуба.

Опишем еще один способ непосредственного вычерчивания эпициклоиды. Пусть нам требуется начертить эпициклоиду с диаметрами: производящего круга = 30 мм, а основного — 240 мм.

Вырежем из листовой жести два кружка с такими диаметрами, т. е. 30 мм и 240 мм, и укрепим при помощи щеллака

штифт на окружности меньшего из этих дисков. Штифт должен быть остро отточен, его острие должно в точности лежать на окружности и лишь слегка выдаваться над поверхностью кружка. Края дисков делают слегка шероховатыми путем прокатывания их по острому напильнику. Если мы теперь положим наши диски на лист белой бумаги и будем прокатывать меньший из них по большему, наблюдая за тем, чтобы не было проскальзывания, то острие оставит при этом на бумаге след, представляющий интересующую нас эпициклоиду.

Такой способ вычерчивания эпициклоиды изображен на рис. 38, причем диаметр производящего ее круга взят равным половине диаметра начальной окружности трибки.

Гипоциклоида вычерчивается точно так же, как и эпициклоида; разница лишь в том, что производящий круг прокатывается здесь по внутренней стороне основной окружности. Поэтому мы остановимся только на одном самом важном для часового дела случае образования гипоциклоиды, а именно, когда диаметры производящего и основного кругов относятся как 1 : 2. Как показывает чертеж и математический расчет, гипоциклоида превращается в этом случае в прямую линию, проходящую через центр основного круга, т. е. является диаметром этого круга. Как увидим далее, такая гипоциклоида применяется для образования профиля основания зубца, ограниченного прямыми радиально направленными боковыми сторонами.

Мы упоминали, что профили зубцов могут быть получены

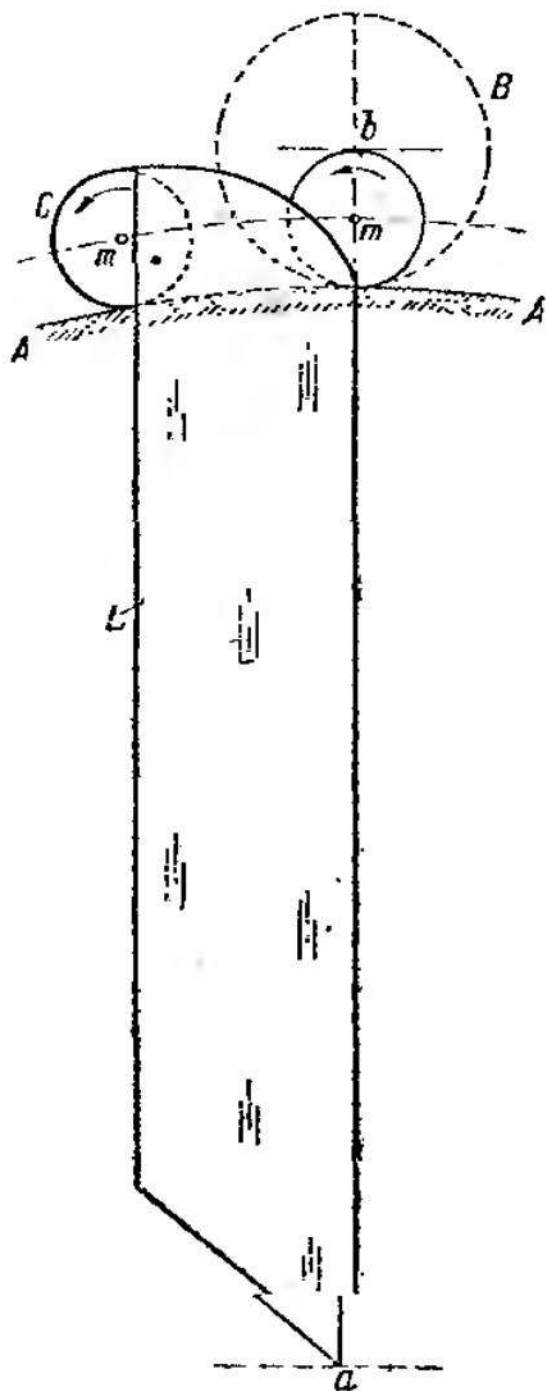


Рис. 38. Образование эпициклоиды прокатыванием кружка.

и при помощи разверток или эвольвент. Образование разверток легко объяснить. Допустим, что по обводу какой-нибудь плоской фигуры навита гибкая нерастяжимая нить. При-

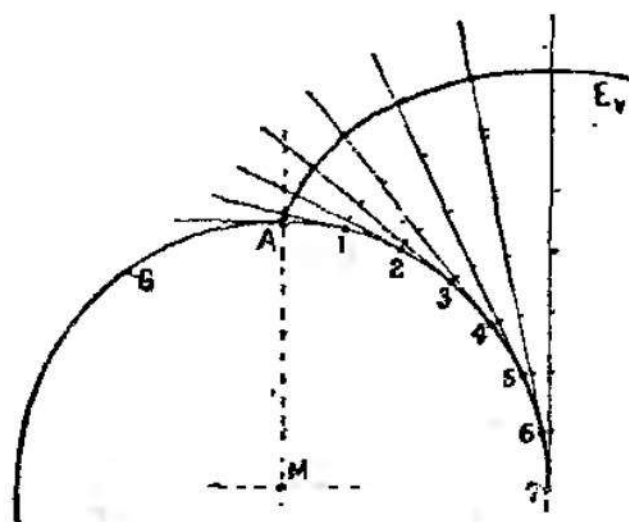


Рис. 39. Развертка.

крепим карандаш к концу нити и будем, туго натягивая нить, разворачивать ее с нашей фигуры. Та линия, которую вычертит при этом карандаш, и называется разв е р т к о й. Развертку круга вычертить очень не трудно. Для этого достаточно нанести на основном круге несколько равноотстоящих делений и провести через эти деления касательные к нашему кругу. Отложив затем на этих касательных длины, равные длинам спрямлен-

ных дуг, получаем ряд точек развертки, по которым затем уже можно провести плавную кривую, представляющую искомую нами развертку — кривую *AE* рис. 39. Как в циклоидах, так и в развертках первое движение точки касания направлено по радиусу основного круга.

8. Зубчатые колеса и трибки с циклоидальным зацеплением

В силу, главным образом, исторических причин, почти все зацепления, применяемые в часовом деле, принадлежат к циклоидальным, так как в свое время считали, что только эти зацепления допускают применение трибок с малыми числами зубцов (6, 8 и т. п.) и, следовательно, обеспечивают получение крупных передач (8 : 1; 10 : 1) при сравнительно малых числах зубцов на зубчатых колесах. Поэтому мы детально разберем один из наиболее часто встречающихся на практике случаев и дадим соответствующий расчет. Пусть нам требуется построить профили колеса и трибки с числами зубцов 72 и 8, осуществляющими девятикратную передачу. Примем радиус начальной окружности нашей трибки за единицу, т. е. ее диаметр равным 2. Тогда диаметр начальной окружности колеса будет равен $2 \cdot 9 = 18$. Остановимся далее, как это обычно делается, на профиле зубца с основанием, имеющим прямые боковые стенки. Мы знаем, что в этом случае диаметры производящих кругов для гипоциклоид должны соответственно равняться для трибки — $2 : 2 = 1$, а для зуб-

Число z_2 колеса — $18 : 2 = 9$. В соответствии с этим, разумеется, должны быть избраны такие же диаметры производящих кругов и для эписцилоид. В результате имеем следующие правила для получения профилей зубцов наших колес, являющихся типичными для циклоидального часового зацепления.

1. Профиль основания зубца трибки находят перекатыванием производящей окружности трибки внутри начальной окружности трибки.

2. Профиль головки зубца трибки находят путем перекатывания производящей окружности ведущего колеса по наружной стороне начальной окружности трибки.

3. Профиль основания зубца ведущего колеса находят перекатыванием производящей окружности ведущего колеса внутри начальной окружности колеса.

4. Профиль головки зубца ведущего колеса находят путем перекатывания производящей окружности трибки по начальной окружности колеса.

Эти правила, вместе с тем, объясняют причину основного недостатка часового циклоидального зацепления: колеса и трибки этого зацепления не являются сменными. Так, проектируемое зубчатое колесо с 72 зубцами нашего примера теоретически даст правильное зацепление только с трибкой в 8 зубцов, потому что головки зубцов колеса образованы производящим кругом, имеющим диаметр, равный радиусу начальной окружности 8-зубцовой трибки. Для взаимодействия с трибками часового зацепления в 9 или 6 зубцов (т. е. для осуществления передач 8:1 или 12:1) наше колесо непригодно.

Определим теперь дальнейшие элементы зубца, прежде всего шаг зацепления. Длина начальной окружности трибки есть: $2 \cdot \pi$ (диаметр $\times \pi$) = $2 \cdot 3,142 = 6,284$ и, следовательно,

шаг равен $\frac{6,284}{8} = 0,7855$ радиуса трибки. Для тол-

щины зубца ведущего колеса можно принять 0,5 шага, т. е. в данном случае $0,5 \cdot 0,7855 = 0,3927$; для толщины зубца трибки от 0,33 до 0,4 шага, т. е. в данном случае от 0,2618 до 0,3142. Воковой зазор (зазор, считаемый по начальной окружности) получится при этом от 0,166... до 0,1 шага. Высоты оснований зубцов ведущего колеса и трибки принимаются соответственно равными 0,5 и 0,6 шага, т. е. в нашем примере 0,3927 и 0,4712. Этих данных вполне достаточно, чтобы составить чертежи нашего зацепления. Профили головок зубцов мы получаем, приставив к напра-

вленным по радиусам сторонам оснований зубцов соответствующие части эллипсоид.

Высота зубца трибки при этом будет равна от 0,33... до 0,4 шага, а высота зубца ведущего колеса равна 0,5 шага, т. е. на радиальный зазор (зазор, считаваемый по линии центров — линии, соединяющей центры колеса и трибки) останется достаточная величина, от 0,166... до 0,1 шага.

Здесь нами были взяты соотношения между элементами зубца, наиболее часто встречающиеся в немецкой практике часового дела. Для удобства последующего изложения и сравнения с иными данными приводим эти соотношения в виде таблицы:

	Колесо	Трибка
Толщина зубца	0,5 шага	от 0,33 . . . до 0,4 шага ¹
Высота головки ²	0,5 "	" 0,33 . . . " 0,4 "
Высота основания	0,5 "	0,6 "

Зубчатые колеса касаются друг друга только в тех частях производящих окружностей, которые вырезаны окружностями выступов. Это обстоятельство позволяет нам без затруднений найти длину дуги зацепления. Если длина дуги зацепления равна шагу или несколько более его, то в зацеплении все время находится, по крайней мере, один зубец колеса; если дуга зацепления больше двойного шага, то в зацеплении будут находиться по меньшей мере два зубца колеса и т. д. Если дуга зацепления меньше шага, то ведущее колесо движется скачками, ибо его зубцы срываются с зубцов трибки и с ударом останавливаются на следующих ее зубцах. Так как при этом увеличивается и трение и износ колес, то, очевидно, что применение таких колес недопустимо.

Зубчатые колеса работают тем правильнее и лучше, чем больше отношение

$$\frac{\text{дуга зацепления}}{\text{шаг зацепления}},$$

¹ Размер 0,33... шага = 1/3 шага применяется в трибках с числом зубцов, меньшим десяти. При числе зубцов, большем или равном десяти, берут размер 0,4 шага.

² Высота головки зубца, строго говоря, зависит от передаточного числа и числа зубцов трибки. Здесь высота головки округленно принята равной толщине зубца. Такая высота зубца почти строго согласуется с теоретической для передач от 7:1 до 20:1 и выше и для трибок с 8 зубцами, т. е. для весьма частых случаев часовой практики.

прос, как это уже упоминалось раньше, называется длительностью зацепления. Так как длительность зацепления растает с увеличением числа зубцов, то в лучших часовых механизмах применяются трибки с числами зубцов от 10 до 14.

Только-что разобранный нами пара колес обратима, т. е. как зубчатое колесо, так и трибка могут играть роль ведущих колес. Допустим, теперь, как это в часовом деле почти всегда бывает, что ведет само зубчатое колесо. В этом случае зубцы трибки и колеса соприкасаются только одной своей стороной и притом, главным образом, лишь выступами зубцов. Следовательно, в колесах будут изнашиваться только эти трущиеся части, что, в особенности, относится к ведущему колесу. Не трудно заметить, что до линии центров, когда зубцы колеса и трибки движутся друг другу навстречу, трение зубцов очень значительно, так как имеет место входящее трение. Трение после линии центров, когда зубцы друг от друга удаляются при ненарушенном еще касании — выходящее трение, — заметно меньше. Поэтому многие конструкторы часовых механизмов закругляют концы зубцов трибок, придавая им полукруговой профиль (рис. 40). При такой форме зубца трибки зацепление начинается только с линии центров, и трение значительно уменьшается. Но, при таких закругленных зубцах трибки значительно укорачивается дуга зацепления и, следовательно, длительность зацепления, что при малом числе зубцов трибки неминуемо вызывает скачок — падение зубчатого колеса. Поэтому при числе зубцов ниже 10 теоретически не следует применять полукруглые профили для зубцов трибки. Тем не менее, в производстве дешевых сортов карманных часов зубцам трибок иногда придают полукруглый профиль, ибо он легче в исполнении, да и не требует столь точного расстояния центров колес, как в случае теоретически правильных циклоидальных колес. *Необходимо отметить, что при таких полукруглых зубцах возможны случаи взаимного заклинивания и зажимания зубцов колеса и трибки.*

В том случае, когда ведущим колесом является трибка, могут быть закруглены зубцы большого колеса. Но при этом опять-таки желательно, чтобы трибки имели не менее 10 зубцов. Закругленная форма зубцов приводит здесь к тем же недочетам, что и раньше, а заклинивание зубцов становится еще опаснее, ибо тут острый стальной зубец трибки будет врезаться в латунный мягкий и круглый зубец колеса.

Высоты полукруглых головок описанных трибок ко-

леблются от 0,166... до 0,2 шага, а зубчатых колес равны 0,25 шага. Заметим, что такие трибки и колеса изнашиваются скорее, чем колеса со строго циклоидальным профилем, так как передача одной и той же силы совершается в первом случае на меньшем пути трения.

В настоящее время трибки с полукруглой головкой начинают выходить из употребления. Взамен их, а также вместо трибок с теоретически правильной эпициклоидальной головкой зубца, в Швейцарии теперь чаще всего применяют трибки с «острым практическим» (рис. 41) и «полуострым» (рис. 42)

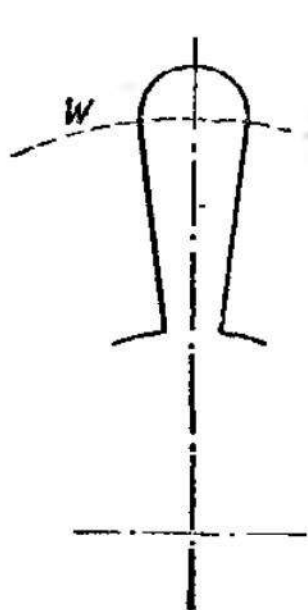


Рис. 40. Полу-
круглый зубец.

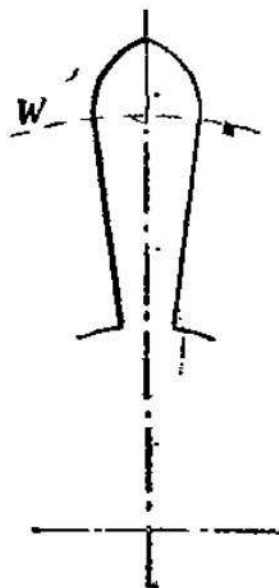


Рис. 41. Острый
практический
зубец.

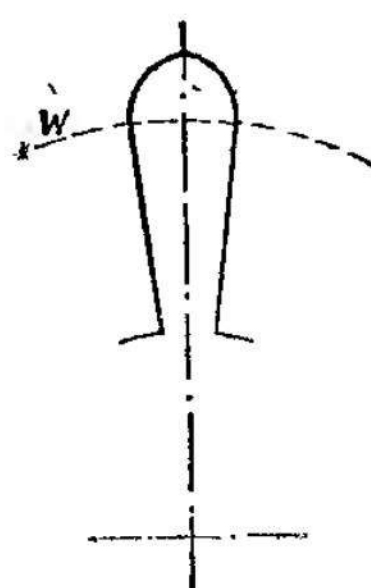


Рис. 42. Полу-
острый зубец.

профилем головки зубца. В первом случае профиль головки образуется двумя дугами окружности с радиусом равным толщине зубца. Во втором случае — такими же дугами, но радиуса равного $\frac{2}{3}$ толщины зубца. Острый практический профиль зубца применяется не только для трибок, но также и для зубчатых колес. При вычерчивании этих профилей головок зубцов центры соответствующих окружностей, заменяющих эпициклоиду, надо помещать на начальной окружности трибки или колеса. Для толщины зубцов трибок при этом пользуются, помимо обычных размеров, т. е. 0,33... шага и 0,40 шага, еще средним размером 0,366... шага (идет для трибок стальных часов). Получающиеся для таких зубцов, а также для зубцов с полукруглой головкой, средние значения высот их головок приведены в нижеследующей таблице. Три перечисленных размера толщин зубцов трибок

отмечены в ней названиями «тонкий зубец», «толстый зубец» и «средний зубец».

	Колесо	Т р и б к а		
		с тонким зубцом	с толстым зубцом	со средним зубцом
Толщина зубца	0,50 шага	0,33 шага	0,40 шага	0,37 шага
Высота головки зубца при остром практическом профиле	0,43 "	0,28 "	0,33 "	—
Высота головки зубца при полустром профиле	—	0,21 "	0,26 "	0,24 шага
Высота головки зубца при полукруглом профиле	0,25 шага	0,17 "	0,20 "	—

Самое беглое сравнение швейцарских элементов зубца с немецкими указывает, что в вопросе часового зацепления еще далеко до желательного единообразия. Теоретически правильный профиль в виду малой возможности его точного исполнения всюду заменяется приближенным, но более просто осуществляемым практическим профилем.

В некоторых случаях меняют и профиль основания зубца, несколько утолщая его. При этом пользуются тем обстоятельством, что в действительности работает только незначительная часть основания зубца. Такие утолщенные зубцы значительно прочнее, но зато легче загрязняются. Подобные колеса чаще всего применяются в качестве колес для завода пружины, и именно там, где требуются особо прочные зубцы. У этих колес зубцы имеют следующие размеры: -

Толщина зубца = 0,45 шага.
 Высота зубца = 0,45 шага.
 Высота основания = 0,5 шага.

9. Цевочные зацепления

Цевочное зацепление принадлежит к числу циклоидальных точечных зацеплений, ибо рабочая часть зубца трибки представляется в идеальном случае точкой. Получение цевочного зацепления можно теоретически представить себе следующим образом. Увеличиваем диаметр производящего

круга от полудиаметра до диаметра начальной окружности. Гипоциклоида, служащая нам для образования профиля основания зубца, при этом будет все сокращаться и, в конце концов, превратится в точку на начальной окружности. Соответствующую вершину ведущего колеса мы найдем как

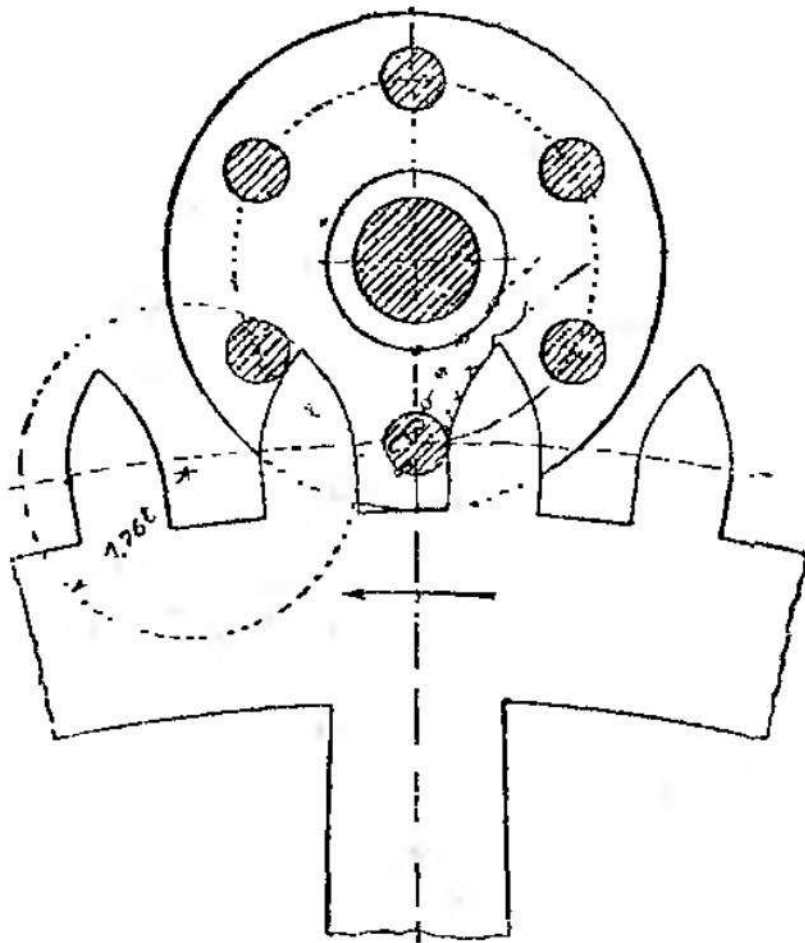


Рис. 43. Цевочное зацепление.

эпициклоиду с производящим кругом, диаметр которого равен диаметру начальной окружности трибки.

На практике, понятно, нельзя сконструировать зубец в виде точки, поэтому точку заменяют кругом с диаметром, равным



Рис. 44. Устройство цевочной трибки.

0,33—0,4 шага, т. е. равным обычной толщине зубца трибки. Для вычерчивания профиля зубца ведущего колеса приходится в этом случае брать не эпициклоиду, а кривую эквидистантную ей, т. е. такую, которая будет касаться всех кругов, центрами расположенных на нашей теоретической эпициклоиде, а диаметрами равными диаметру круглого зубца трибки (рис. 43).

С теоретической точки зрения цевочное зацепление весьма несовершенно. В нем линия зацепления очень коротка, рабочие части зубцов также невелики, весьма заметно падение колеса. Поэтому желательно, чтобы число зубцов цевочной трибки было не меньше 8—10 и ни в коем случае не ниже 6. Цевочные зацепления применяются в дешевых часовых механизмах, как, например: будильниках, шварцвальдских ча-

сах и т. п., ибо цевочные зацепления просты в изготовлении, мало чувствительны к ошибкам в расстояниях осей и легче переносят загрязнение. Сгустившееся в них масло и пыль без труда отодвигаются зубцами ведущего колеса в пустые, нерабочие места цевочной трибки.

Для изготовления цевочной трибки берут две шайбы, просверливают их в нужных местах и слегка заклепывают в них соответствующие казенные и полированные стальные штифты (рис. 44). В некоторых случаях штифты такой трибки делают поворотными, устанавливая их в шайбах подобно осям. Такие трибки изнашиваются значительно меньше, кроме того, в них меньше потери на трение.

10. Разверточные (эвольвентные) зацепления

Эти зацепления мало применяются в часовом деле, но имеют зато обширное распространение в крупном машиностроении. Их выгоды — большая легкость выполнения профиля зуба и меньшая чувствительность к ошибкам в расстоянии осей, а невыгода в том, что большие передачи достижимы только при больших числах зубцов трибки, либо при соответствующей подрезке оснований зубцов трибок. Первый способ требует нарезки очень мелких зубцов, а второй способ уменьшает прочность зуба и затрудняет работу. Так как развертка может дать профиль только той части зуба, которая лежит над основным кругом, то для получения профиля необходимой части зуба приходится принимать основной круг меньшего диаметра, чем диаметр начальной окружности. Для 15-градусного эвольвентного зацепления, еще часто применяемого в Европе и теперь, диаметр этих основных кругов находят следующим образом: через точку касания начальных окружностей проводят прямую под углом 75° к линии центров наших колес, а затем прочерчивают из тех же центров круги, касающиеся этой наклонной. Как показывает тригонометрический расчет, диаметры этих новых окружностей равны 0.966 от диаметров начальных окружностей колес. Развертки, проходящие через точку касания начальных окружностей, и дают искомые профили зуба. Прочую часть основания зуба образуют по радиальным линиям. Направление передачи силы, а также и линия зацепления совпадают с проведенной выше наклонной линией, образующей, как это следует из построения, угол в 15° (угол зацепления) с перпендикуляром к линии центров наших колес.

Соотношение между отдельными элементами зубца в шестернях обычно такое:

Высота головки = 0,3 шага.

Высота основания = 0,4 шага.

В настоящее время 15-градусное европейское и 14½-градусное американское эвольвентные зацепления начинают вытесняться 20-градусным зацеплением. У нас в СССР в качестве стандартного (ОСТ/ВКС 6922) принято именно это последнее.

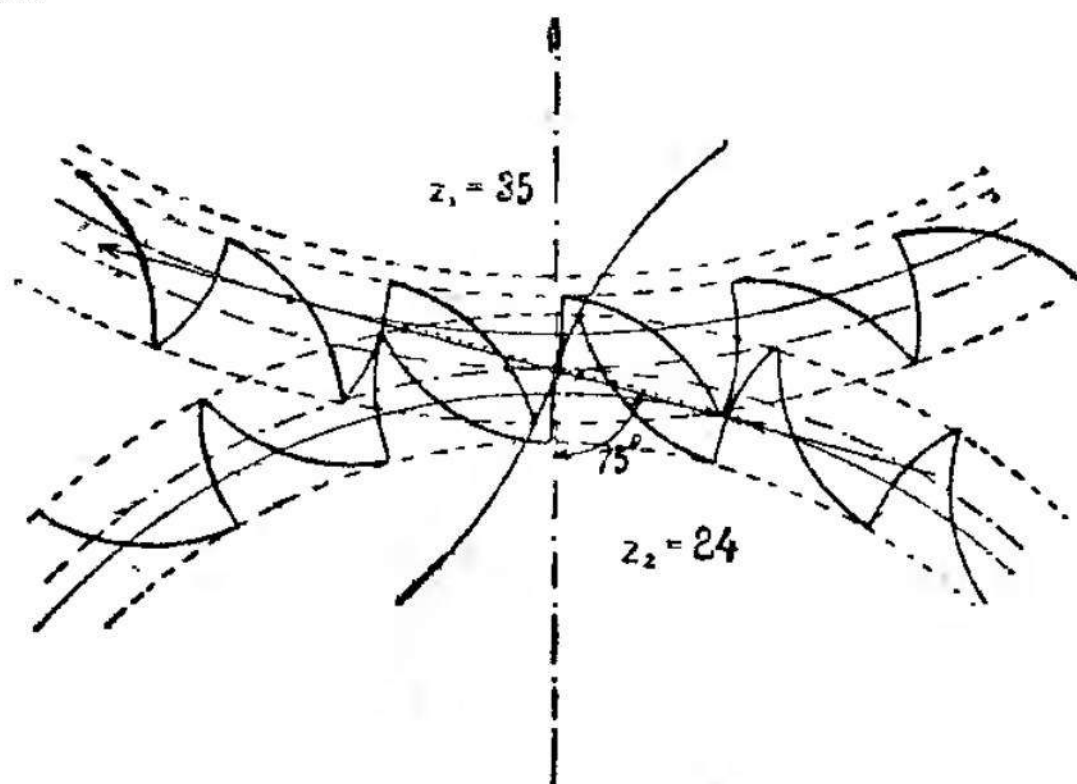


Рис. 45. Колеса с волчьим зубцом.

Эвольвентное 20-градусное зацепление выгоднее 15-градусного уже тем, что удовлетворительная длительность зацепления может быть получена без подрезки зубцов даже при 14 зубцах на шестернях, между тем как при 15-градусном зацеплении приходится подрезать зубцы. Помимо упомянутых выше эвольвентных колес применяются эвольвентные фау-колеса, отличающиеся усиленной толщиной зубца и большим, чем в циклоидальных колесах, расстоянием между центрами зубчатых колес.

В часовом деле разверточные зацепления, например, применяются для образования профиля заводных колес с так называемым волчьим зубцом (рис. 45). Эти колеса предназначены для передачи силы только в одном направлении, а поэтому профиль зубца определяется при помощи развертки только для одной рабочей стороны зубца, в то время как

нерабочей части придают любой профиль, при котором зубцы могут проходить не цепляясь. Отметим, что линия зацепления разверточных колес должна быть всегда короче того отрезка упоминавшейся ранее наклонной линии, который заключен между точками касания к двум основным кругам наших разверток.

Цилиндрические колеса с внутренним зацеплением отличаются от только-что описанных тем, что зубцы обращены внутрь по направлению к оси колеса, а трибка, имеющая обычную форму, сцепляется с таким колесом подобно производящему кругу гипоциклоиды. В таких колесах обычно применяется разверточное зацепление.

11. Конические колеса

Конические колеса применяются для передачи движения и силы между осями, находящимися в одной плоскости, но направленными друг к другу под некоторым углом. Кониче-

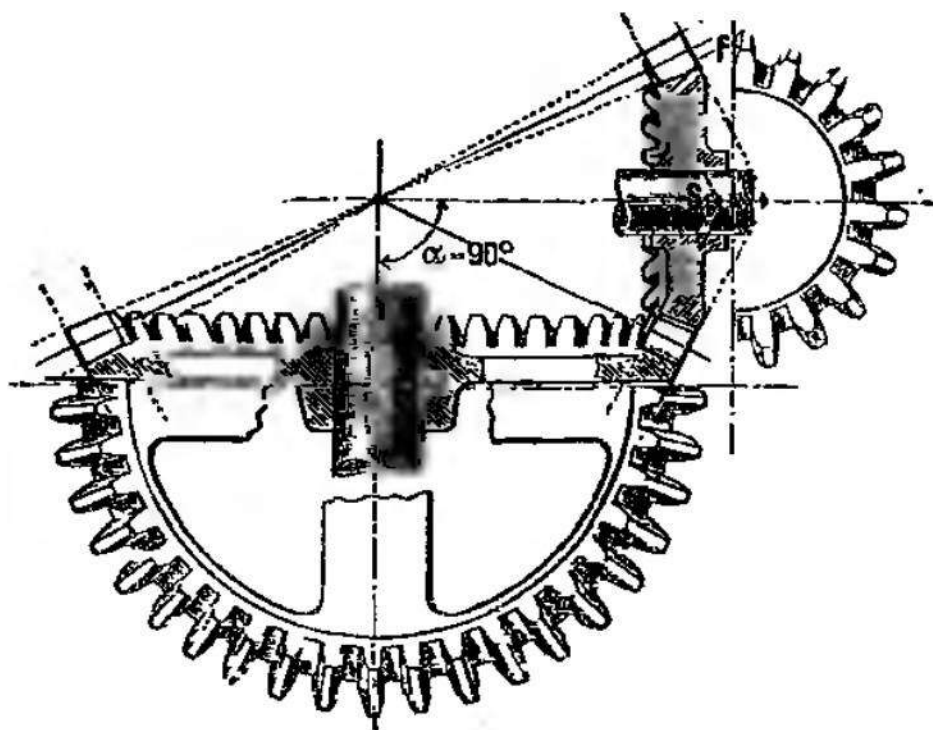


Рис. 46. Конические колеса.

ские колеса следует рассматривать, как части двух конусов, имеющих общую вершину в воображаемой точке пересечения осей колес (рис. 46). Основаниями этих конусов являются начальные окружности данных колес. Зубцы колес направлены перпендикулярно к линии касания этих двух воображаемых конусов. Так как зубцы имеют некоторую ширину, то они, очевидно, также должны сужаться по направлению к общей вершине конусов, а нижняя и верхняя части зубцов

(по направлению осей конусов) должны иметь свои начальные окружности, шаги и т. п. Поэтому конические колеса должны изготавливаться на специальных строгальных станках в которых резец ходит по направлению к вершине образующего конуса. Обычно в этих колесах применяют разверточные зацепления с толщиной зуба равной 0,45 шага, с высотой головки — 0,3 шага и высотой основания — 0,4 шага.

Так как нет таких специальных строгальных станков для мелких конических колес, то часовщик изготавливает их

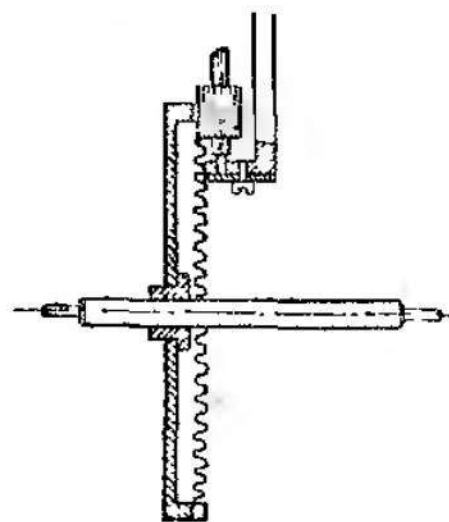


Рис. 47. Коронные колеса.

обычным путем, принимая за начальную ту окружность, которая соответствует средней части конического колеса. Разумеется, такие колеса сцепляются сначала совершенно неправильно, и только после длительной их взаимной при шлифовки (с маслом и наждаком), путем долговременного вращения в сцепленном состоянии, достигается удовлетворительное зацепление.

При проектировании конических колес им полезно задавать большие числа зубцов, довольно крупный шаг, короткий зубец и возможно меньшую ширину зуба — это облегчит их взаимную при шлифовку.

В старинных часах можно нередко встретить прообра конических колес — так называемые коронные колеса (рис. 47). Зубцы коронного колеса, нарезанные с помощью обычно применяемых фрезеров, направлены параллельно оси колеса и сцепляются с обыкновенной трибкой, ось которой перпендикулярна к оси коронного колеса. Теоретически при этих колесах правильное зацепление недостижимо. Тем не менее практика показывает, что, после долговременной работы, такое колесо и трибка при шлифовываются друг к другу и дают сносное зацепление, вполне пригодное для передачи тех малых усилий, для которых применяются эти колеса.

12. Особые зацепления

В некоторых случаях находят себе применение и следующие зацепления.

Зубчатая рейка. Такие рейки (кремальеры) применяются для замены вращательного движения продольным

или наоборот. Зубцы рейки (иногда даже косые) имеют или циклоидальный или разверточный профиль, а сама рейка связывается с обычными трибками. В некоторых случаях зубцы заменяются штифтами, укрепленными в двух параллельных пластинках, т. е. получается зацепление цевочного типа.

Бесконечный винт состоит из винта с крупным шагом, который входит своей парезкой в зубчатое колесо с косым выпуктым зубцом. Если винт одноходовой, т. е. на один шаг приходится только одна нитка, то при каждом обороте винта зубчатое колесо смещается на один зубец. При помощи одноходовых бесконечных винтов из требуемого материала осуществляются передаточные числа от 20 : 1 до 60 : 1 и даже выше. Для передач меньших 20 : 1 приходится применять двух- и трехниточные винты.

Эллиптические колеса применяются для замены равномерного вращения вращением с переменной угловой скоростью. Зубцы нарезаются на эллиптическом ободу колеса, а оси помещаются в фокусах этих эллипсов и притом так, чтобы сцепление колес при их вращении не нарушалось.

Кроме этих колес, применяются еще гиперболические и, наконец, произвольной некрутовой формы с тем лишь ограничением, чтобы обод колеса не имел острых углов.

13. Изготовление зубчатых колес и трибок

Для изготовления ведущего зубчатого колеса вытачивают из требуемого материала шайбу с диаметром, равным диаметру окружности выступов. Затем выпиливают спицы, фрезеруют зубцы и снимают грат.

При фабричном изготовлении колес шайбы предварительно штампуют в обычной форме колес, но только без зубцов. При ручном изготовлении ширина обода колеса делается равной 2—2,5 шага, а спицы утолщают у оси примерно на 0,2 шага. При фабричном изготовлении эти размеры обычно почти вдвое больше, ибо колеса должны выдерживать штамповку.

Отфрезерованные колеса, если они оказываются эксцентричными или имеющими иные исправимые дефекты, подвергаются последующей обработке при помощи вельц-фрезеров. Бременами, чаще всего для того, чтобы исправить головки зубцов, применяются фрезеры Ингольда, представляющие собой стальные зубчатые колеса с наружным диаметром, равным диаметру начальной окружности, т. е. зуб-

цами, покрытыми мелкой насечкой. Такие фрезеры придают правильный профиль головкам зубцов.

Трибки изготавливаются из круглой стали при помощи точно такой же фрезеровки. Диаметр стального цилиндра должен быть равен диаметру окружности выступов данной трибки. После фрезерования, а в некоторых случаях вельцования, трибки, закаленные и отпущенные, должны быть тщательно отшлифованы и полированы, чтобы свести трение при скольжении зубцов до минимума. В нормальных условиях часовой мастер трибок не изготавливает, а получает их готовыми с соответствующих заводов, и подвергает их в дальнейшем только окончательной шлифовке и полировке.

14. Ошибки зацеплений

Ошибки в зацеплениях вызывают увеличенное трение и ускоренный износ колес. Причины таких ошибок — или неправильное изготовление колес или неверная их сборка. Ошибки в изготовлении происходят при внецентровой установке фрезеров — это дает несимметричный профиль зубцов, а также косоугольный зубец. Если фрезер движется непараллельно к оси колеса, получается скошенный зубец. Небрежная шлифовка и полировка также часто портят форму зубца. Фрезеры для очень мелких зубчаток нередко имеют не циклоидальный, а приближающийся к циклоиде круговой профиль, что опять-таки дает неправильную форму зубца. Впрочем, такие колеса при работе с достаточно хорошими трибками притираются и дают, в конце концов, удовлетворительное зацепление.

Одна из самых крупных и трудно устранимых ошибок — это ошибка в шаге, в делении колеса. Эти ошибки могут произойти как вследствие систематических ошибок делительного круга станка, так и небрежности при фрезеровке. Такое колесо почти неисправимо, ибо фрезеры Ингольда придадут правильную форму только головкам зубцов. Почти неисправимы колеса или трибки, не имеющие нужных для данного зацепления размеров; такие колеса и трибки лучше всего сменить.

При сборке колес и часового механизма возможны следующие недостатки: колеса посажены криво или эксцентрично, оси колес и трибок не параллельны друг к другу, наконец, расстояния между центрами осей подобраны неверно, так что начальные окружности колес не соприкасаются, как должно бы быть, а либо пересекают друг друга —

чрезмерно глубокое зацепление, либо не касаются — чрезмерно мелкое зацепление.

Такие ошибки приходится устранять путем новой сборки колес и их новой установки на правильных расстояниях, определяемых при помощи эйнгрифциркуля.

15. Расчет отсутствующих трибок и колес

При восстановлении размеров утерянной трибки при данном колесе и известной передаче следует исходить из начальной окружности ведущего колеса. Вычисления диаметра трибки на основании результатов измерения расстояния между известным числом зубцов ведущего колеса лучше в таких случаях не производить.

Для нахождения диаметра начальной окружности следует измерить наружный диаметр колеса поверх зубцов и склуть удвоенную высоту головки зубца, сообразуясь с приведенными ранее размерами головок. Диаметр начальной окружности трибки получится путем деления найденного диаметра начальной окружности колеса на передаточное число. Диаметр окружности выступов трибки найдем затем, прибавив к диаметру начальной окружности удвоенную высоту головки трибки, т. е. от 0,67 ($\frac{2}{3}$) до 0,8 шага зацепления для нормального немецкого зубца и от 0,34 до 0,4 шага — для полукруглых головок зубцов.

Для приближенного расчета толщины зубца, необходимой в предыдущем вычислении, можно при колесах с большим числом зубцов поступать следующим образом. Вместо $\pi = 3,14$, сравнительно точного отношения диаметра к окружности, можно диаметр окружности выступов данного колеса умножить просто на 3. Полученный результат можно без заметной погрешности принять за искомую длину начальной окружности зубчатого колеса, ибо допущенная нами неточность в 0,14 в числе π компенсируется преувеличенным диаметром окружности выступов. Разделив полученную, таким образом, длину начальной окружности на удвоенное число зубцов, находим искомую толщину зубца. Для колес с малым числом зубцов это приближенное правило не пригодно, так как оно дает большую толщину зубца, чем это имеется в действительности. Приведем еще одно удобное правило для нахождения шага и диаметра начальной окружности по диаметру окружности выступов. Это правило основано на том, что во многих ведущих колесах высота головки зубца равна половине шага зацепления. Исходя из этого,

несложным алгебраическим расчетом приходим к следующему выводу:

Для нахождения диаметра начальной окружности следует измерить диаметр окружности выступов, умножить этот диаметр на число $\pi = 3,14$ и разделить это произведение на число зубцов + число 3,14. Полученное частное представляет шаг зацепления. Отняв его от диаметра окружности выступов, мы и находим искомый диаметр начальной окружности.

Пример. Колесо с 80 зубцами имеет внешний диаметр (диаметр окружности выступов) равный 40,5 мм. Найти диаметр начальной окружности.

Поступая по указанному правилу, находим наше частное, т. е. шаг зацепления или двойную высоту зуба, равным:

$$\frac{40,5 \cdot 3,14}{80 + 3,14} = \frac{127,17}{83,14} \approx 1,53 \text{ мм}$$

и, следовательно, диаметр начальной окружности колеса равен:

$$40,5 \text{ мм} - 1,53 \text{ мм} = 38,97 \text{ мм}.$$

Высказанное выше правило представляет словесное изложение формулы:

$$t = 2k = \frac{\pi \cdot D}{z + \pi}; \quad d = D - t = D - 2k,$$

где t — шаг зацепления, k — высота головки зуба колеса, $\pi = 3,14$, D — диаметр окружности выступов колеса, d — диаметр его начальной окружности. При вычислении удобнее пользоваться формулами, чем правилами, так как формулы нагляднее.

Заметим, что приведенное правило и формулы непригодны для нахождения диаметров начальных окружностей трибок, ибо в последних высоты головок меньше 0,5 шага, а равны: в трибках с острым зубцом от 1,00 до 0,75 от толщины зуба, в трибках с полуострой головкой зуба от 0,75 до 0,67 толщины зуба, а в трибках с полукруглой головкой — 0,5 толщины зуба. Вообще при нахождении диаметра начальной окружности трибки лучше исходить, если это только возможно, из диаметра начальной окружности ведущего колеса и из заданной передачи, т. е. из заданного соотношения диаметров трибки и колеса.

Разберем подобный случай на примере.

Пример. Колесо с 60 зубцами должно сцепляться с трибкой, имеющей 6 зубцов. Внешний диаметр зубчатого колеса равен 98 мм. Найти данные для изготовления трибки.

Прежде всего находим удвоенную высоту головки зуба ведущего колеса. Она будет равна:

$$2k = \frac{\pi \cdot D}{z + \pi} = \frac{98 \cdot 3,14}{60 + 3,14} \text{ мм} = \frac{307,7}{63,14} \approx 4,86 \text{ мм.}$$

и, значит, диаметр начальной окружности колеса:

$$d = D - 2k = 98 \text{ мм} - 4,86 \text{ мм} = 93,14 \text{ мм.}$$

Для нахождения диаметра начальной окружности шестни составляем пропорцию, так как диаметры начальных окружностей d и d' колеса и шестни относятся, как их соответственные числа зубцов z и z' :

$$d : d' = z : z' \text{ или } 93,14 : d' = 60 : 6.$$

Решая ее, находим:

$$d' = \frac{dz'}{z} = \frac{93,14 \cdot 6}{60} = 9,314 \text{ мм.}$$

Отыскиваем теперь шаг нашей шестни. Для этого надо найти длину начальной окружности. Она будет равна $d' \cdot \pi$, или $9,314 \text{ мм} \cdot 3,14$, что дает за окружением 29,25 мм. А так как шестня имеет 6 зубцов, то мы немедленно получаем шаг t равным:

$$t = \frac{\pi d'}{z'} = \frac{29,25}{6} = 4,875 \text{ мм.}$$

Найдем теперь наружный диаметр шестни, принимая, что зубец будет иметь острый профиль головки, и что высота головки зуба шестни k' будет равна $\frac{1}{3}$ шага. Тогда удвоенная высота головки будет:

$$2k' = 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot 4,875 = 3,25 \text{ мм.}$$

и, следовательно, наружный диаметр D' шестни:

$$D' = d' + 2k' = 9,31 \text{ мм} + 3,25 \text{ мм} = 12,56 \text{ мм.}$$

Если нам дано расстояние между осями (центрами) зубчатого колеса и шестни и известна передача, то расчет колес очень прост. Прежде всего мы находим диаметры начальных окружностей колеса и шестни, разделив для этого удвоенное расстояние центров колеса в отношении их чисел зубцов. Размеры остальных элементов колес получаются затем обычным путем.

В конце выпуска помещены вспомогательные таблицы для выбора колес и шестен.

16. Модульные деления зубчатых колес

Все колеса, которые мы до сих пор разбирали, имели самые разнообразные шаги зацепления. Между тем, в крупном машиностроении употребляются так называемые модульные зацепления¹ с шагом кратным числу π или точной деся-

¹ В крупном машиностроении применяются почти исключительно раз-
верточные зацепления. Выбор определенных модулей для этих заце-

точной дроби числа π . Модулем зацепления m называют то целое число или ту точную десятичную дробь, на которую надо умножить число π , чтобы получить шаг зацепления в миллиметрах. Из этого следует, что и сам модуль выражается в миллиметрах. Поясним сказанное на примерах. Пусть модули искомых зубчаток суть соответственно: 0,5 мм, 1 мм; 1,5 мм; 2 мм; 5 мм и т. д. Тогда соответствующие шаги зацеплений будут: 1,57 мм; 3,14 мм, 4,71 мм; 6,28 мм, 15,7 мм и т. д. Очевидно, что при модульных зацеплениях значительно уменьшается произвол при выборе шага, а диаметры начальных окружностей всегда выражаются либо точными целыми числами, либо точными десятичными дробями с небольшим числом десятичных знаков, так как диаметр начальной окружности получается простым умножением модуля на число зубцов. Действительно, для получения диаметра начальной окружности мы должны длину окружности, т. е. произведение из числа зубцов на шаг, разделить на число π . Для выполнения этого деления достаточно разделить на π один из сомножителей, т. е. в данном случае шаг. А так как частное от деления шага на π есть модуль, то мы в результате и получаем, что диаметр начальной окружности равен произведению из числа зубцов на модуль.

Так, например, при числе зубцов, равном 50, диаметры зубчатых колес с перечисленными выше модулями будут соответственно равны: 25, 50, 75, 100, 250 мм и т. д.

Ниже приводим таблицу модульных разверточных зацеплений, которые могут встретиться в крупных (башенных) часовых механизмах и средних приборах.

Модуль в мм ¹	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00
Шаг зацепления в мм	1,57 ₁	2,35 ₆	3,14 ₂	3,92 ₅	4,71 ₂	5,49 ₈	6,28 ₃	7,06 ₈	7,85 ₄	8,63 ₉	9,42 ₅
Толщина зуба в мм	0,76 ₆	1,14 ₈	1,53 ₁	1,91 ₃	2,29 ₈	2,68 ₀	3,06 ₄	3,44 ₆	3,82 ₉	4,21 ₂	4,59 ₆
Ширина впадины в мм	0,80 ₅	1,20 ₇	1,61 ₀	2,01 ₂	2,41 ₅	2,81 ₇	3,22 ₀	3,62 ₂	4,02 ₅	4,42 ₈	4,83 ₀

плений представляет большие выгоды, так как при работе по методу обкатки один и тот же фрезер может служить для нарезания колес с самым разнообразным числом зубцов (одного и того же модуля), что, как мы увидим дальше, не приложимо к циклоидальным зацеплениям.

¹ Модули от 1 мм и выше утверждены стандартом ОСТ 1597.

Между отдельными элементами модульного зацепления существуют следующие соотношения:

$$\text{Модуль} = \frac{\text{шаг}}{\pi} = \frac{\text{диам. нач. окружн.}}{\text{число зубцов}} = \frac{\text{диам. окружн. выст.}}{\text{число зубцов} + 2}$$

Шаг = модулю $\times \pi$, или $t = m\pi$.

Диам. нач. окружн. = модулю \times число зубцов, или $d = m \cdot z$.

$$\text{Число зубцов} = \frac{\text{диам. нач. окружн.}}{\text{модуль}}, \text{ или } z = \frac{d}{m}.$$

Диаметр окружки выст. = модулю \times число зубцов $+ \text{ удвоенный модуль}$, или $D = m \cdot z + 2m$.

(Высота головки зубца = модулю = m).

(Высота основания зубца = 1,166 модуля = 1,166 m).

(Высота зубца = 2,166 модуля = 2,166 m).

(Толщина зубца = $\frac{39}{80}$ шага).

(Ширина впадины = $\frac{41}{80}$ шага).

Приведенные соотношения, в которых m есть модуль, а прочие буквы имеют значения, указанные в предшествующих параграфах, позволяют произвести расчет модульных нулевых разверточных зацеплений.

17. Первый проект модульных зацеплений для карманных часов

Большое внимание вызвал в свое время проект инженера А. Фистера, предложившего систему модульных зацеплений и для мелких колес карманных часов. Этот проект имел у нас горячего сторонника в лице проф. Н. Б. Завадского.

Инж. А. Фистер указывал, что все механизмы карманных часов могут быть обслужены небольшой системой модульных зацеплений. Он ограничил все их модули исключительно целым числом сотых миллиметра.

Все написанные выше соотношения, кроме тех, которые взяты в скобки, справедливы и для модульных колес Фистера. Отметим здесь только одно соотношение, дополняющее предыдущее, а именно:

Модуль равен сумме диаметров начальных окружностей колеса и трибки, деленной на сумму чисел зубцов этих колес, или

$$m = \frac{d + d'}{z + z'}$$

Что касается высоты головки зуба, то А. Фистер пользуется для этой цели таблицей инженера Перрену-Ге (Perrenoud-Hayes). Эта таблица дает теоретическую удвоенную высоту головки зуба в зависимости от передачи (отношения чисел зубцов колеса и трибки) и от числа зубцов трибки. Такая таблица позволяет, следовательно, сразу перейти от данного диаметра начальной окружности к внешнему диаметру (диаметру окружности выступов).

Таблица двойной высоты головки зуба в долях модуля

Число зубцов трибки	Передача ¹ от колеса к трибке					Высота голов- ки зуба для зубчатой рейки (кремальеры)
	2—3(2,5)	3—5(4)	5—7(6)	7—20(13,5)	20 и выше	
6	2,62	2,68	2,74	2,80	2,82	1,43
7	2,76	2,84	2,92	2,98	3,02	1,52
8	2,90	2,98	3,06	3,12	3,18	1,62
10	3,16	3,24	3,32	3,40	3,44	1,76
12	3,38	3,48	3,56	3,64	3,72	1,89

Способ применения таблицы ясен из следующего примера.

Пример. Пусть нам требуется найти внешний диаметр колеса с 60 зубцами, сцепляемого с трибкой, имеющей 10 зубцов, причем модуль равен 0,24 мм.

Решая задачу, мы сразу находим:

1) диаметр начальной окружности колеса = $60 \cdot 0,24 \text{ мм} = 14,40 \text{ мм}$, так как $d = m \cdot z$;

2) диаметр начальной окружности трибки = $10 \cdot 0,24 \text{ мм} = 2,40 \text{ мм}$, так как $d' = m \cdot z'$.

Так как передача от колеса к трибке равна 8, а число зубцов трибки равно 10, то из таблицы мы получаем, что двойная высота головки зуба равна 3,40 модуля или:

$$3,40 \cdot 0,24 \text{ мм} = 0,816 \text{ мм} = 2k.$$

¹ В скобках приведены средние значения передач, к которым, в сущности, относятся табличные данные.

Следовательно, внешний диаметр колеса, по округлении, равен:

$$D = d + 2k' = 19,20 \text{ мм} + 0,81 \text{ мм} = 20,01 \text{ мм},$$

а высота головки зуба равна 0,405 мм.

Что касается трибок, то Фистер считал необходимым придавать их зубцам полукруглый профиль, так как трибки чрезмерно малы, чтобы их зубцы можно было нарезать с теоретически правильным профилем.

Для трибок с числом зубцов меньшим 12 он принимал толщину зуба равной $\frac{1}{3}$ шага, следовательно, для радиуса закругления выступа зуба — половину этой величины, т. е. $\frac{1}{6}$ шага. А так как шаг равняется модулю, умноженному на π , то мы для таких трибок имеем:

$$\text{Толщина зуба} = \frac{\pi}{3} \times \text{модуль} = 1,05 \text{ модуля} = 1,05 \text{ м.}$$

$$\text{Радиус закругления выступа} = \frac{\pi}{6} \times \text{модуль} = 0,525 \text{ модуля} = 0,525 \text{ м.}$$

$$\text{Двойная высота головки зуба} = \frac{\pi}{3} \times \text{модуль} = 1,05 \text{ модуля} = 1,05 \text{ м.}$$

Для трибок с 12 и более зубцами он принимает толщину зуба равной $\frac{2}{5}$ шага, следовательно, для них мы точно также имеем:

$$\text{Толщина зуба} = \frac{2\pi}{5} \times \text{модуль} = 1,25 \text{ модуля} = 1,25 \text{ м.}$$

$$\text{Радиус закругления зуба} = \frac{\pi}{5} \times \text{модуль} = 0,625 \text{ модуля} = 0,625 \text{ м.}$$

$$\text{Двойная высота головки} = \frac{2\pi}{5} \times \text{модуль} = 1,25 \text{ модуля} = 1,25 \text{ м.}$$

Все эти данные позволяют без труда выбрать нужный размер для зубчатых колес, чтобы нарезать трибки.

Далее Фистер пришел к заключению, что все сорта и размеры карманных часов могут быть сконструированы и построены так, что при расчете трибок и колес можно будет ограничиться только 26 определенными модулями и что, следовательно, для изготовления зубчаток и трибок достаточно будет иметь четыре небольших набора фрезеров:

1. Для нарезки зубчатых колес.
2. » » трибок с числом зубцов меньшим 12.
3. » » трибок с числом зубцов 12 и более.
4. » исправления зубчаток, т. е. фрезеров Ингольда.

Толщины фрезеров первых трех родов соответственно равны: $\frac{1}{2}$ шага, $\frac{2}{3}$ шага и $\frac{2}{5}$ шага, а диаметры фрезеров Ингольда вычисляются, как обычно, умножением на модуль.

Ниже приведена таблица этих избранных 26 модулей и размеров соответствующих фрезеров, наглядным образом знакомящая с идеями А. Фистера.

Фрезеры для модульных колес Фистера

Модуль Фистера	Фрезер для зубчатого колеса	Фрезер для трибок с числом зубцов меньшим 12	Фрезер для трибок с числом зубцов 12 и более	Фрезер Ингольда	
				Диаметр	Число зубцов
в миллиметрах					
0,09	0,141	0,188	0,169	2,97	33
0,10	0,157	0,208	0,188	3,30	33
0,11	0,172	0,230	0,207	3,63	33
0,12	0,188	0,250	0,225	3,96	33
0,13	0,204	0,272	0,244	3,90	30
0,14	0,219	0,292	0,262	4,20	30
0,15	0,235	0,314	0,282	4,50	30
0,16	0,251	0,334	0,301	4,80	30
0,17	0,266	0,354	0,319	4,25	25
0,18	0,282	0,376	0,338	4,50	25
0,19	0,298	0,396	0,357	4,75	25
0,20	0,314	0,418	0,376	5,00	25
0,21	0,329	0,438	0,394	5,25	25
0,22	0,345	0,460	0,414	5,50	25
0,23	0,361	0,480	0,433	5,75	25
0,24	0,377	0,502	0,452	6,00	25
0,25	0,392	0,522	0,470	5,00	20
0,26	0,408	0,544	0,489	5,20	20
0,27	0,423	0,564	0,507	5,40	20
0,28	0,439	0,585	0,526	5,60	20
0,29	0,455	0,606	0,546	5,60	20
0,30	0,471	0,628	0,565	6,00	20
0,31	0,486	0,648	0,583	6,20	20
0,32	0,502	0,669	0,601	6,40	20
0,33	0,518	0,690	0,621	6,60	20
0,34	0,533	0,710	0,639	6,80	20

Предложение А. Фистера в его чистом виде на практике не было осуществлено.

Несколько иная система модульных колес для часов предложена в новейшее время Г. А. Бернером (G. A. Berner) в его книге: «*Vaquet et Guide pratique pour les taillades des*

«ingtenages en horlogerie et pendulerie». Таблицы модульных часовых зацеплений на основе предложений Г. А. Бернера приведены в книге Л. П. Шишелова и А. Т. Томберга «Зубчатые зацепления в точной механике».

18. Расчет модульных циклоидальных зацеплений

Несмотря на свою простоту и ясность, система модульных циклоидальных зацеплений Фистера имеет на первый взгляд существенный недостаток, который, без сомнения, явился одной из причин, задержавших примененные модульные зацепления в часах.

Как мы раньше указывали, профили зубцов циклоидальных колес состояются из кусочков эпициклоид и гипоциклоид, образованных перекатыванием по начальным окружностям колес, так называемых производящих кругов, причем диаметры этих производящих кругов соответственно равны радиусам начальных окружностей. Поэтому колеса с одинаковыми модулями и числами зубцов, но предназначенные для трибок с разными числами зубцов, т. е. с разными начальными диаметрами, имеют также и различные профили зубцов. Итак, строго говоря, циклоидальные колеса с равными модулями, но для различных передаточных чисел, должны нарезаться совершенно различными фрезерами, имеющими каждый свой совершенно определенный профиль.

Но приведенное возражение является чисто теоретическим, и предложение Фистера оказалось практически вполне осуществимым, правда, лишь с некоторыми поправками. Не надо забывать, что при практическом выполнении какого-либо колеса никогда не удастся осуществить наперед предложенный строго точный теоретический профиль. Поэтому колеса с равными модулями и с не слишком различными передаточными числами могут быть нарезаны при помощи одного и того же фрезера, так как незначительная ошибка в профиле зубцов не вызывает сколько-нибудь существенного ухудшения качества зацепления. Так как употребление модульных циклоидальных зацеплений до известной степени упрощает изготовление зубчатых колес для часов, то можно рассчитывать на достаточно широкое их применение в ближайшем будущем.

В виду этого дадим те простые правила и формулы, по которым можно выполнить расчет модульных циклоидальных зацеплений.

Мы знаем уже, что модуль m есть шаг зацепления t деленный на 3,14¹.

Обратив это правило, мы скажем:

Шаг зацепления равен модулю, умноженному на 3,14. т. е.

$$t = \pi m = 3,14 m.$$

В зубчатых колесах как толщина зубца, так и ширина впадины равны половине шага. Поэтому имеем новое правило:

Толщина зубца колеса s , а также ширина t впадины равны модулю, умноженному на 1,57 (на половину 3,14). т. е.

$$s = 1,57 m.$$

Так как, кроме того, в таких колесах при немецком зубце как высота головки зубца, так и высота основания равны толщине зубца, то мы имеем правило:

Высота головки зубца k , а также и его основания f равны модулю, умноженному на 1,57. т. е.

$$k = f = 1,57 m.$$

Для швейцарского практического острого зубца колеса имеем несколько иные данные:

$$k \approx 1,35 m; f = 1,55 m.$$

При первоначальном ознакомлении с модульными зацеплениями мы получаем правило:

Диаметр начальной окружности равен произведению модуля на число зубцов, или:

$$d = mz \text{ и } d' = mz'.$$

Поэтому нам теперь нетрудно получить как внешний, так и внутренний диаметры колеса (т. е. диаметры окружностей выступов и впадин). В первом случае нам надо к диаметру начальной окружности прибавить удвоенную высоту головки зубца, а во втором случае отнять удвоенную высоту основания зубца. При немецком зубце эти удвоенные величины равны модулю, умноженному на 3,14.

Итак мы получаем правило для колес с немецким зубцом:

¹ 3,14 — число π ; см. примечание к стр. 33.

Внешний диаметр колеса D (диаметр окружности выступов) равен произведению модуля на число зубцов, сложенному с произведением модуля на 3,14, или — равен произведению модуля на число зубцов, увеличенное на 3,14.

$$D = m (z + 3,14).$$

Внутренний диаметр D_i (диаметр окружности впадин) равен произведению модуля на число зубцов, уменьшенное на 3,14, т. е.

$$D_i = m (z - 3,14).$$

Пример. Для зубчатого колеса с 75 зубцами и модулем 0,20 мм вычислить размеры его частей для немецкого зубца.

Решение. Высота головки зубца:

$$0,20 \text{ мм} \cdot 1,57 = 0,314 \text{ мм}.$$

Высота основания зубца, его толщина и ширина впадины между зубцами имеют такой же размер.

Диаметр начальной окружности равен:

$$0,20 \text{ мм} \cdot 75 = 15,00 \text{ мм}.$$

Внешний диаметр:

$$0,20 \text{ мм} \cdot (75 + 3,14) = 0,20 \text{ мм} \cdot 78,14 = 15,628 \text{ мм}.$$

Внутренний диаметр:

$$0,20 \text{ мм} \cdot (75 - 3,14) = 0,20 \text{ мм} \cdot 71,86 = 14,372 \text{ мм},$$

или за округлением:

$$15,63 \text{ мм и } 14,37 \text{ мм}.$$

Перейдем теперь к вычислению трибков и дадим соответствующие правила и для них.

Остановимся сначала на трибках с острым профилем зубца (немецкий зубец), при котором зацепление обратимо, т. е. когда ведущим колесом может явиться как колесо, так и трибка.

При числе зубцов равном или большем десяти трибка имеет, как мы знаем, такие размеры в долях шага t :

Толщина зубца	0,4 t	Высота головки	0,4 t
Ширина впадины	0,6 t	Высота основания	0,6 t

Приняв во внимание, что шаг равен модулю, умноженному на 3,14, после умножения находим:

Толщина зубца	1,25	модуля. т. е.	$s' = 1,25 m$
Ширина впадины	1,89	"	$l' = 1,89 m$
Высота головки	1,25	"	$k' = 1,25 m$
Высота основания	1,89	"	$f' = 1,89 m$

И кроме того:

Внешний диаметр D' трибки равен модулю, умноженному на число зубцов z' , увеличенное на 2,50, или:

$$D' = m (z' + 2,50).$$

Внутренний диаметр D_i' равен модулю, умноженному на число зубцов, уменьшенное на 3,78 или:

$$D_i' = m (z' - 3,78).$$

Если трибка имеет меньше десяти зубцов, размеры ее частей в долях шага равны:

Толщина зубца	0,33	$= \frac{1}{3} t$
Ширина впадины	0,66	$= \frac{2}{3} t$
Высота головки	0,33	$= \frac{1}{3} t$
Высота основания		$= 0,6 t$

Выражая все это через модуль, получаем:

Толщина зубца	1,05	модуля, т. е.	$s' = 1,05 m$
Ширина впадины	2,09	"	$l' = 2,09 m$
Высота головки	1,05	"	$k' = 1,05 m$
Высота основания	1,89	"	$f' = 1,89 m$

и, кроме того, следующие правила для нахождения внешнего и внутреннего диаметров трибки:

Внешний диаметр трибки равен модулю, умноженному на число зубцов, увеличенное на 2,10, или:

$$D' = m (z' + 2,10).$$

Внутренний диаметр трибки равен модулю, умноженному на число зубцов, уменьшенное на 3,78, или:

$$D_i' = m (z' - 3,78).$$

Для трибок с полукруглыми головками (полукруговой профиль), когда ведущим колесом может быть только зубчатое колесо, но не трибка, правила для вычисления размеров частей получаются непосредственно из предыдущих. При этом надо помнить, что высота головки зубца равна половине толщины зубца.

Таким образом, для трибок с числом зубцов десять и более, имеем:

Толщина зубца	1,25	модуля. т. е.	$s' = 1,25$	m
Ширина впадины	1,89	"	$l' = 1,89$	m
Высота головки	0,62 ₅	"	$k' = 0,62_5$	m
Высота основания	1,89	"	$f' = 1,89$	m

Внешний диаметр такой трибки равен модулю, умноженному на число зубцов, увеличенное на 1,25, или:

$$D' = m (z' + 1,25).$$

Для внутреннего диаметра справедливо то же правило, что и для соответствующей трибки с острым профилем.

Для трибок, имеющих число зубцов меньше десяти, точно так же имеем:

Толщина зубца	1,05	модуля. т. е.	$\bar{s}' = 1,05$	m
Ширина впадины	2,09	"	$l' = 2,09$	m
Высота головки	0,52 ₅	"	$k' = 0,52_5$	m
Высота основания	1,89	"	$f' = 1,89$	m

Внешний диаметр трибки равен модулю, умноженному на число зубцов, увеличенное на 1,05, или:

$$D' = m (z' + 1,05).$$

Разумеется, для всех этих трибок справедливо то же основное правило, при помощи которого мы вычисляем диаметр начальной окружности колеса, а именно:

Диаметр начальной окружности d' трибок равен произведению модуля на число z зубцов трибки, т. е.

$$d' = m \cdot z'.$$

Для нахождения расстояния между центрами колеса и трибки пользуемся тем же правилом, что мы приводили в предыдущем параграфе:

Расстояние L между центрами зубчатого колеса и трибки равно модулю, умноженному на полусумму чисел их зубцов, т. е.

$$L = m \cdot \frac{z + z'}{2}.$$

В качестве примера, вычислим размеры частей трибки с десятью зубцами, сцепленной с зубчатым колесом в 75 зубцов модуля 0,20 мм.

Сначала будем считать, что зубцы имеют острый профиль (немецким зубец).

Очевидно, что модуль трибки равен модулю колеса, т. е. 0,20 мм. Затем находим следующее:

Толщина зубца и высота головки равны:

$$0,20 \text{ мм} \cdot 1,25 = 0,25 \text{ мм}.$$

Ширина впадины и высота основания равны:

$$0,20 \text{ мм} \cdot 1,69 \approx 0,34 \text{ мм}.$$

Внешний диаметр трибки равен:

$$0,20 \text{ мм} \cdot (10 + 2,50) = 0,20 \text{ мм} \cdot 12,50 = 2,50 \text{ мм}.$$

Внутренний диаметр трибки:

$$0,20 \text{ мм} \cdot (10 - 3,78) = 0,20 \text{ мм} \cdot 6,22 \approx 1,24 \text{ мм}.$$

Диаметр начальной окружности:

$$0,20 \text{ мм} \cdot 10 = 2,00 \text{ мм}.$$

Расстояние центров колеса и трибки:

$$0,20 \text{ мм} \cdot \frac{75 + 10}{2} = 0,20 \text{ мм} \cdot 42,5 = 8,50 \text{ мм}.$$

Если бы мы выбрали трибку с полукруглым профилем зубца, то она отличалась бы от предыдущей только высотой головки и размером внешнего диаметра, так как в этом случае высота головки была бы:

$$0,20 \text{ мм} \cdot 0,625 \approx 0,12 \text{ мм},$$

а внешний диаметр:

$$0,20 \text{ мм} \cdot (10 + 1,25) = 0,20 \text{ мм} \cdot 11,25 = 2,25 \text{ мм}.$$

Для трибок со швейцарским острым практическим зубцом и полуострым зубцом, отличающихся иной высотой головок зубцов, могут быть применены нижеследующие средние соотношения.

При остром практическом зубце и толщине зубца трибки в $1/3$, т. е. в 0,33... шага:

Толщина зубца	1,05	модуля, т. е.	$s' = 1,05 m$
Ширина впадины	2,09	" "	$l' = 2,09 m$
Высота головки	0,87	" "	$k' = 0,87 m$
Высота основания	1,75	" "	$f' = 1,75 m$

Внешний диаметр трибки равен модулю, умноженному на число зубцов, увеличенное на 1,74, т. е.

$$D' = m (z' + 1,74).$$

внешний диаметр трибки равен модулю, умноженному на число зубцов, уменьшен на 3,50, т. е.

$$D'_i = m (z - 3,50).$$

При таком же профиле зуба, но толщине зуба 0,40 шага:

Толщина зуба	1,25 модуля, т. е.	$s' = 1,25 m$
Ширина впадины	1,89	" " $l' = 1,89 m$
Высота головки	1,05	" " $k' = 1,05 m$
Высота основания	1,75	" " $f' = 1,75 m$

Внешний диаметр трибки равен модулю, умноженному на число зубцов, увеличен на 2,10, т. е.

$$D' = m (z + 2,10).$$

Внутренний диаметр такой же, как и в предыдущем случае.

При полуостром профиле головки имеем три группы соотношений, отличающихся, главным образом, высотой головки и внешним диаметром трибки.

При толщине зуба трибки в 0,33... шага:

Толщина зуба	1,05 модуля, т. е.	$s' = 1,05 m$
Ширина впадины	2,09	" " $l' = 2,09 m$
Высота головки	0,66 ₅	" " $k' = 0,66_5 m$
Высота основания	1,75	" " $f' = 1,75 m$
Внешний диаметр	$D' = m (z' + 1,33).$	

При толщине зуба трибки в 0,40 шага:

Толщина зуба	1,25 модуля, т. е.	$s' = 1,25 m$
Ширина впадины	1,89	" " $l' = 1,89 m$
Высота головки	0,80	" " $k' = 0,80 m$
Высота основания	1,75	" " $f' = 1,75 m$
Внешний диаметр	$D' = m (z' + 1,60)$	

При толщине зуба трибки в 0,36... шага:

Толщина зуба	1,15 модуля, т. е.	$s' = 1,15 m$
Ширина впадины	1,99	" " $l' = 1,99 m$
Высота головки	0,74	" " $k' = 0,74 m$
Высота основания	1,75	" " $f' = 1,75 m$
Внешний диаметр	$D' = m (z' + 1,48)$	

Внутренний диаметр трибки всюду одинаков и равен:

$$D'_i = m (z' - 3,50).$$

Для лучшего усвоения приведенных здесь крайне простых правил мы рекомендуем читателю вычислить размеры трибки с семью зубцами, сцепленной с колесом, имеющим 70 зубцов, приняв модуль равным 0,23 мм.

Модульные циклоидальные зацепления упрощают расчет и до известной степени и изготовление зубчатых часовых колес, но достигаемое упрощение и единообразие еще далеко не достаточно. Профили зубцов, в особенности их толчков, как это можно видеть, сопоставив элементы только немецкого и швейцарского зубцов, представляют все же достаточно крупные разногласия, вызванные различными практическими поправками теоретического циклоидального профиля. Поправки эти имели целью облегчить изготовление соответствующих дисковых фрезеров для нарезки колес и дать известную, правда очень ограниченную, возможность сменности циклоидальных шестерен. А вместе с тем они вызвали нежелательный результат: появление заметного числа отличных друг от друга практических систем псевдоциклоидальных зацеплений, затрудняющих взаимозаменяемость деталей.

При практической нарезке любых циклоидальных колес для каждой из указанных систем требуется по 8 (при более грубой работе) или по 15 (при более точной работе) дисковых фасонных фрезеров на каждый модуль, т. е. весьма значительное число фрезеров. Часовщика спасает здесь только то обстоятельство, что в наиболее ответственной части часового механизма часов чаще всего применяются передачи от 7:1 до 10:1, для которых достаточен очень незначительный набор фрезеров на один модуль. Однако, несмотря на это, состояние вопроса с циклоидальными часовыми зацеплениями нельзя считать достаточно благополучным.

В последнее время ведутся работы по части применения в часах эвольвентных (разверточных) зацеплений, обеспечивающих полностью сменные колеса одного модуля. Так, Чарльз Бюль усиленно рекомендует для стрелочного механизма и колес ремонтуара эвольвентные шестерни с углом зацепления в 25° , так как подобные колеса помимо их сменности имеют более крупный диаметр окружности впадин, чем циклоидальные колеса (важно для часов малого калибра). Вместе с тем пригодные для нарезки указанных эвольвентных колес дисковые фрезера осуществимы на практике с весьма большой степенью приближения к теоретически верному разверточному профилю.

Помимо сменности колес, малой чувствительности заце-

ния к ошибкам в расстояниях центров и некоторых других преимуществ эвольвентных зацеплений, в их пользу получил новейший способ нарезки разверточных шестерен по методу обкатки.

При старом, но еще весьма употребительном способе изготовления эвольвентных колес при помощи дисковых фрезеров нарезка их требовала не меньшего числа различных фрезеров на один модуль, чем нарезка циклоидальных зубчаток. Например, существуют наборы даже до 26 фрезеров на один и тот же модуль, так как профиль фасонного дискового фрезера для эвольвентных зацеплений, не завися от передачи, зависит зато от числа зубцов нарезаемого колеса. При нарезке по методу обкатки, когда режущим инструментом служит или червячный фрезер, или инструмент в виде зубчатой рейки или зубчатого колеса, все эвольвентные колеса одного и того же модуля изготавливаются с теоретически правильным профилем при помощи одного и того же режущего инструмента. Эта экономия в режущем инструменте и большая точность получаемого профиля являются новыми весьма вескими доводами в пользу эвольвентного зацепления.

Одна из первых машин подобного типа для нарезки эвольвентных колес для часов была изготовлена фабрикой «Микрон». Эта машина снабжена червячным фрезером с задней обточкой зубцов, что позволяет заточивать режущую кромку без всяких изменений ее профиля. Профиль зубцов фрезера чаще всего рассчитан для угла зацепления в $17.^\circ 5'$. Высота головки зуба принята равной 1,3 модуля, высота основания — 1,5 модуля, значит, диаметры окружности выступов, окружности впадины и начальной окружности представляются при наших обозначениях выражениями:

$$D = m(z + 2,6); \quad D_i = m(z - 3,0); \quad d = mz.$$

Все сказанное заставляет думать о возможности широкого применения эвольвентного зацепления и в часовом производстве.

Таблица 1. Длины математических маятников

Число колебаний маятника в один час	Длина маятника в см	Изменение длины маятника при изменении суточного хода на 1 минуту	Число колебаний маятника в один час	Длина маятника в см	Изменение длины маятника при изменении суточного хода на 1 минуту
16 000	50,3	0,07	12 000	89,5	0,12
15 900	50,9	0,07	11 900	91,0	0,12
15 800	51,6	0,07	11 800	92,5	0,13
15 700	52,3	0,07	11 700	94,1	0,13
15 600	52,9	0,07	11 600	95,7	0,13
15 500	53,6	0,07	11 500	97,4	0,13
15 400	54,3	0,08	11 400	99,1	0,13
15 300	55,0	0,08	11 300	100,9	0,14
15 200	55,7	0,08	11 200	102,7	0,14
15 100	56,5	0,08	11 100	104,5	0,14
15 000	57,3	0,08	11 000	106,4	0,14
14 900	58,0	0,08	10 900	108,4	0,15
14 800	58,8	0,08	10 800	110,5	0,15
14 700	59,6	0,08	10 700	112,5	0,15
14 600	60,4	0,08	10 600	114,6	0,16
14 500	61,3	0,08	10 500	116,8	0,16
14 400	62,1	0,09	10 400	119,1	0,16
14 300	63,0	0,09	10 300	121,4	0,17
14 200	63,9	0,09	10 200	123,8	0,17
14 100	64,8	0,09	10 100	126,3	0,17
14 000	65,7	0,09	10 000	128,8	0,18
13 900	66,7	0,09	9 900	131,4	0,18
13 800	67,6	0,09	9 800	134,1	0,18
13 700	68,6	0,09	9 700	136,9	0,19
13 600	69,6	0,09	9 600	139,8	0,19
13 500	70,7	0,09	9 500	142,8	0,19
13 400	71,7	0,10	9 400	145,9	0,20
13 300	72,8	0,10	9 300	149,0	0,20
13 200	73,9	0,10	9 200	152,2	0,21
13 100	75,1	0,10	9 100	155,5	0,21
13 000	76,2	0,10	9 000	159,0	0,22
12 900	77,4	0,11	8 900	162,5	0,22
12 800	78,6	0,11	8 800	166,2	0,23
12 700	79,9	0,11	8 700	170,0	0,23
12 600	81,1	0,11	8 600	174,0	0,24
12 500	82,4	0,11	8 500	178,2	0,24
12 400	83,8	0,11	8 400	182,5	0,25
12 300	85,1	0,12	8 300	187,0	0,25
12 200	86,5	0,12	8 200	191,6	0,26
12 100	88,0	0,12	8 100	196,4	0,27

Таблица I. Длины математических маятников (окончание)

Число колебаний маятника в один час	Длина маятника в м.м.	Изменение длины маятника при изменении суточного хода на 1 минуту	Число колебаний маятника в один час	Длина маятника в м.м.	Изменение длины маятника при изменении суточного хода на 1 минуту
8 000	201,3	0,27	4 000	805,0	1,09
7 900	206,4	0,28	3 900	846,8	1,15
7 800	211,7	0,29	3 800	892,0	1,21
7 700	217,2	0,30	3 700	940,1	1,28
7 600	223,0	0,30	3 600	994	1,35
7 500	229,0	0,31	3 550	1 022	1,39
7 400	235,2	0,32	3 500	1 052	1,43
7 300	241,7	0,33	3 450	1 082	1,47
7 200	248,5	0,34	3 400	1 114	1,52
7 100	255,5	0,35	3 350	1 147	1,56
7 000	262,9	0,36	3 300	1 182	1,61
6 900	270,5	0,37	3 250	1 219	1,66
6 800	278,6	0,38	3 200	1 258	1,71
6 700	286,9	0,39	3 150	1 298	1,76
6 600	295,7	0,40	3 100	1 340	1,82
			3 050	1 385	1,88
6 500	304,9	0,41	3 000	1 431	1,95
6 400	314,5	0,43	2 900	1 532	2,1
6 300	324,5	0,44	2 800	1 643	2,2
6 200	335,1	0,46	2 700	1 767	2,4
6 100	346,2	0,47	2 600	1 905	2,6
6 000	357,8	0,48	2 500	2 061	2,8
5 900	370,0	0,50	2 400	2 236	3,0
5 800	382,9	0,52	2 300	2 435	3,3
5 700	396,4	0,54	2 200	2 661	3,6
5 600	410,7	0,56	2 100	2 921	4,0
5 500	425,8	0,58	2 000	3 220	4,4
5 400	441,7	0,60	1 900	3 568	4,9
5 300	458,5	0,62	1 800	3 975	5,4
5 200	476,3	0,65	1 700	4 457	6,0
5 100	495,2	0,67	1 600	5 031	6,8
5 000	515,2	0,70	1 500	5 725	7,8
4 900	536,5	0,73	1 400	6 572	8,9
4 800	559,1	0,76	1 300	7 622	10,4
4 700	583,1	0,79	1 200	8 945	12,2
4 600	608,7	0,83	1 100	10 645	14,5
4 500	636,1	0,86	1 000	12 880	17,5
4 400	665,3	0,90			
4 300	696,7	0,95			
4 200	730,2	0,99			
4 100	766,2	1,04			

Таблицы колес и трибок для карманных часов по Г. Сиверту

Таблица II. Колесо с 60 зубцами

1	2	3		4		5	6		7
Внешний диаметр колеса в мм	Толщина зубцов колеса и фрезера в мм	Диаметр фрезера Ингольда		Зацепление с шестизуб- цовой трибкой			Зацепление с восьмизуб- цовой трибкой		
		с 30 зубцами	с 25 зубцами	Внешн. диаметр трибки		Расстояние цент- ров в мм	Внешн. диаметр трибки		Расстояние цент- ров в мм
				в мм	по англ. мерке		в мм	по англ. мерке	
7,0	0,175	3,32	—	0,77	68	3,66	1,00	60	3,77
7,2	0,18	3,42	—	0,80	67	3,76	1,03	58	3,87
7,4	0,185	3,51	—	0,82	66	3,87	1,05	57	3,98
7,6	0,19	3,61	—	0,84	65	3,97	1,08	56	4,09
7,8	0,195	3,70	—	0,86	64	4,08	1,11	56	4,20
8,0	0,20	3,80	—	0,89	64	4,18	1,14	55	4,30
8,2	0,205	3,89	—	0,91	63	4,29	1,17	55	4,41
8,4	0,21	3,99	—	0,93	62	4,39	1,20	55	4,52
8,6	0,215	4,08	—	0,95	61	4,49	1,23	54	4,63
8,8	0,22	4,18	—	0,97	60	4,60	1,25	54	4,73
9,0	0,235	4,27	3,55	1,00	60	4,70	1,28	54	4,84
9,2	0,23	—	3,63	1,02	59	4,81	1,31	54	4,95
9,4	0,235	—	3,71	1,04	57	4,91	1,34	54	5,06
9,6	0,24	—	3,79	1,06	57	5,02	1,37	53	5,16
9,8	0,245	—	3,87	1,08	56	5,12	1,40	53	5,27
10,0	0,25	—	3,95	1,11	56	5,23	1,43	53	5,38
10,2	0,255	—	4,03	1,13	55	5,33	1,46	52	5,49
10,4	0,26	—	4,11	1,15	55	5,44	1,48	52	5,60
10,6	0,265	—	4,18	1,17	55	5,54	1,51	52	5,70
10,8	0,27	—	4,26	1,20	55	5,65	1,54	51	5,81
11,0	0,275	—	4,34	1,22	54	5,75	1,57	51	5,92
11,2	0,28	—	4,42	1,24	54	5,85	1,60	51	6,03
11,4	0,285	—	4,50	1,26	54	5,96	1,63	51	6,13
11,6	0,29	—	4,58	1,28	54	6,06	1,65	51	6,24
11,8	0,295	—	4,66	1,31	54	6,17	1,68	50	6,35
12,0	0,30	—	4,74	1,33	54	6,27	1,71	50	6,46

Таблица III. Колесо с 64 зубцами

1	2	3	4		5
Внешний диаметр колеса в мм	Толщина зубцов колеса и фрезера в мм	Диаметр фрезера Нюгольда с 25 зубцами	Зацепление с восьмизубцовой трибкой		Расстояние центров в мм
			Внешний диаметр трибки		
			в мм	по англ. мерке	
9,0	0,21	3,35	1,21	55	4,82
9,2	0,215	3,42	1,24	54	4,93
9,4	0,22	3,50	1,26	54	5,04
9,6	0,225	3,57	1,29	54	5,15
9,8	0,23	3,65	1,32	54	5,25
10,0	0,23	3,72	1,35	54	5,36
10,2	0,235	3,79	1,38	53	5,47
10,4	0,24	3,87	1,40	53	5,57
10,6	0,245	3,94	1,43	53	5,68
10,8	0,25	4,02	1,46	52	5,79
11,0	0,255	4,09	1,48	52	5,90
11,2	0,26	4,16	1,51	52	6,00
11,4	0,265	4,24	1,54	51	6,11
11,6	0,27	4,31	1,57	51	6,22
11,8	0,275	4,39	1,59	51	6,32
12,0	0,28	4,46	1,62	51	6,43
12,2	0,285	4,53	1,65	51	6,54
12,4	0,29	4,61	1,67	50	6,65
12,6	0,295	4,68	1,70	50	6,75
12,8	0,30	4,76	1,73	49	6,86
13,0	0,30	4,84	1,75	49	6,97
13,2	0,305	4,91	1,78	49	7,08
13,4	0,31	4,98	1,81	49	7,18
13,6	0,315	5,06	1,84	48	7,29
13,8	0,32	5,13	1,86	48	7,40
14,0	0,325	5,21	1,89	47	7,50
14,2	0,33	5,28	1,92	47	7,61
14,4	0,335	5,35	1,94	46	7,72
14,6	0,34	5,43	1,97	46	7,83
14,8	0,345	5,50	2,00	46	7,93
15,0	0,35	5,58	2,02	45	8,04
15,2	0,355	5,65	2,05	45	8,15
15,4	0,36	5,73	2,08	44	8,25
15,6	0,365	5,80	2,11	44	8,36
15,8	0,37	5,88	2,13	43	8,47
16,0	0,375	5,95	2,16	43	8,58
16,2	0,38	6,03	2,19	43	8,68
16,4	0,385	6,10	2,21	43	8,79
16,6	0,39	6,18	2,24	42	8,90
16,8	0,395	6,25	2,27	42	9,00

Таблица IV. Колесо с 70 зубцами

1	2	3		4			5
Внешний диаметр колеса в мм	Толщина зубцов колеса и фрезера в мм	Диаметр фрезера Нигольда		Зацепление с осмизубцовой трибкой			
		с 30 зубцами	с 25 зубцами	Диаметр трибки			Расстояние центров в мм
				на трех зубцах в мм	внешний в мм	по англ. мерке	
9,0	0,193	3,69	—	0,94	0,99	60	4,74
9,2	0,197	3,77	—	0,96	1,01	59	4,84
9,4	0,201	3,85	—	0,98	1,03	58	4,95
9,6	0,205	3,94	—	1,00	1,05	57	5,05
9,8	0,210	4,02	—	1,02	1,08	56	5,16
10,0	0,214	4,10	—	1,04	1,10	56	5,26
10,2	0,218	4,18	3,49	1,03	1,13	55	5,37
10,4	0,222	4,26	3,56	1,08	1,14	55	5,48
10,6	0,227	4,35	3,62	1,11	1,16	55	5,58
10,8	0,231	—	3,69	1,13	1,19	55	5,69
11,0	0,235	—	3,76	1,15	1,21	54	5,79
11,2	0,240	—	3,83	1,17	1,23	54	5,89
11,4	0,244	—	3,90	1,19	1,25	54	6,00
11,6	0,248	—	3,97	1,21	1,27	54	6,11
11,8	0,252	—	4,04	1,23	1,30	54	6,21
12,0	0,257	—	4,10	1,25	1,33	54	6,32
12,2	0,261	—	4,17	1,27	1,34	54	6,43
12,4	0,265	—	4,24	1,29	1,36	53	6,53
12,6	0,270	—	4,31	1,31	1,38	53	6,63
12,8	0,274	—	4,38	1,34	1,41	53	6,74
13,0	0,278	—	4,45	1,36	1,43	53	6,84

Таблица V. Колесо с 75 зубцами

1	2	3		4		5
		Диаметр фрезера Ингольда		Зацепление с десятизубцовой трибкой		
		с 30 зубцами	с 25 зубцами	Внешний диаметр трибки	Расстояние центров в мм	
в мм	по англ. мерке					
9,0	0,180	3,46	—	1,27	54	4,90
9,2	0,184	3,53	—	1,30	54	5,00
9,4	0,188	3,61	—	1,33	54	5,11
9,6	0,192	3,69	—	1,36	53	5,22
9,8	0,196	3,76	—	1,38	53	5,33
10,0	0,200	3,84	—	1,41	53	5,44
10,2	0,204	3,92	—	1,44	52	5,55
10,4	0,208	3,99	—	1,47	52	5,66
10,6	0,212	4,07	—	1,50	52	5,77
10,8	0,216	4,15	—	1,53	51	5,88
11,0	0,220	4,22	3,52	1,55	51	5,98
11,2	0,224	4,30	3,58	1,58	51	6,09
11,4	0,228	—	3,65	1,61	51	6,20
11,6	0,232	—	3,71	1,64	51	6,31
11,8	0,236	—	3,78	1,67	50	6,42
12,0	0,240	—	3,84	1,70	50	6,53
12,2	0,244	—	3,90	1,72	49	6,64
12,4	0,248	—	3,97	1,75	49	6,75
12,6	0,252	—	4,03	1,78	49	6,85
12,8	0,256	—	4,10	1,81	48	6,96
13,0	0,260	—	4,16	1,84	48	7,07
13,2	0,264	—	4,22	1,87	47	7,18
13,4	0,268	—	4,29	1,89	47	7,29
13,6	0,272	—	4,35	1,92	46	7,40
13,8	0,276	—	4,42	1,95	46	7,51

Таблица VI. Колесо с 80 зубцами
(Барaban и среднее колесо)

1	2	3		4		5
Внешний диаметр колеса в мм	Толщина зубцов колеса и фрезера в мм	Диаметр фрезера Ингольда		Зацепление с десятизубцовой трибкой		
		с 30 зубцами	с 25 зубцами	Диаметр трибки		Расстояние центров в мм
				в мм	по англ. мерке	
10,0	0,188	3,61	—	1,33	54	5,41
10,2	0,190	3,68	—	1,36	53	5,52
10,4	0,195	3,75	—	1,38	53	5,63
10,6	0,199	3,83	—	1,41	53	5,74
10,8	0,202	3,90	—	1,44	52	5,85
11,0	0,206	3,97	—	1,46	52	5,96
11,2	0,210	4,04	—	1,49	52	6,06
11,4	0,214	4,11	—	1,52	51	6,17
11,6	0,217	4,19	—	1,54	51	6,28
11,8	0,221	4,26	3,55	1,57	51	6,39
12,0	0,225	4,33	3,61	1,60	51	6,50
12,2	0,229	—	3,67	1,62	51	6,61
12,4	0,232	—	3,73	1,65	51	6,71
12,6	0,236	—	3,79	1,68	50	6,82
12,8	0,240	—	3,85	1,70	50	6,93
13,0	0,244	—	3,91	1,73	49	7,04
13,2	0,247	—	3,97	1,76	49	7,15
13,4	0,251	—	4,03	1,78	49	7,25
13,6	0,255	—	4,09	1,81	48	7,36
13,8	0,259	—	4,15	1,83	48	7,47
14,0	0,262	—	4,21	1,86	47	7,58
14,2	0,266	—	4,27	1,89	47	7,69
14,4	0,270	—	4,33	1,91	46	7,80
14,6	0,274	—	4,39	1,94	46	7,90
14,8	0,277	—	4,45	1,97	46	8,01
15,0	0,281	—	4,51	1,99	46	8,12
15,2	0,285	—	4,58	2,02	45	8,23
15,4	0,289	—	4,64	2,05	45	8,34
15,6	0,292	—	4,70	2,07	44	8,45
15,8	0,296	—	4,76	2,10	44	8,55

Таблица VI. Колесо с 80 зубцами (окончание)

1	2	3	4		5
Внешний диаметр колеса в мм	Толщина зубцов колеса и фрезера в мм	Диаметр фрезера Нигольда с 25 зубцами	Зацепление с десятизубцовой трибкой		
			Диаметр трибки		Расстояние центров в мм
			в мм	по англ. мерке	
16,0	0,300	4,82	2,13	43	8,66
16,2	0,304	4,88	2,15	43	8,77
16,4	0,307	4,94	2,18	43	8,88
16,6	0,311	5,00	2,21	42	8,99
16,8	0,315	5,06	2,23	42	9,10
17,0	0,319	5,12	2,26	42	9,20
17,2	0,322	5,18	2,29	42	9,31
17,4	0,326	5,24	2,31	41	9,42
17,6	0,330	5,30	2,34	41	9,53
17,8	0,334	5,36	2,37	41	9,64
18,0	0,337	5,42	2,39	41	9,75
18,2	0,341	5,48	2,42	40	9,85
18,4	0,345	5,54	2,45	40	9,96
18,6	0,349	5,60	2,47	39	10,07
18,8	0,352	5,66	2,50	39	10,18
19,0	0,356	5,72	2,53	38	10,29
19,2	0,360	5,78	2,55	38	10,39
19,4	0,364	5,84	2,58	37	10,50
19,6	0,367	5,90	2,61	36	10,61
19,8	0,371	5,96	2,63	36	10,72
20,0	0,375	6,02	2,66	35	10,83
20,2	0,379	6,08	2,68	35	10,94
20,4	0,382	6,14	2,71	35	11,04
20,6	0,386	6,20	2,74	35	11,15
20,8	0,390	6,26	2,76	34	11,26
21,0	0,394	6,32	2,79	34	11,37
21,2	0,397	6,38	2,82	33	11,48
21,4	0,401	6,44	2,84	33	11,59
21,6	0,405	6,50	2,87	32	11,69
21,8	0,409	6,56	2,90	32	11,80
22,0	0,412	6,62	2,92	31	11,91

Таблица VII. Стрелочный механизм

Расстояние центров в мм	Внешние диаметры							
	минутной трибки с 10 зубцами		вексельн. колеса с 30 зубцами		вексельн. трибки с 8 зубцами		часового колеса, с 32 зубцами	
	в мм	по англ. мерке	в мм	по англ. мерке	в мм	по англ. мерке	в мм	по англ. мерке
2,5	1,40	53	4,02	20	1,15	55	4,30	17
2,6	1,46	52	4,19	19	1,20	55	4,47	15
2,7	1,51	52	4,35	16	1,24	54	4,64	12
2,8	1,57	51	4,51	14	1,29	54	4,82	10
2,9	1,62	51	4,67	12	1,33	54	4,99	8
3,0	1,68	50	4,83	10	1,38	53	5,16	5
3,1	1,74	49	4,99	9	1,43	53	5,33	3
3,2	1,79	49	5,16	5	1,47	52	5,50	2
3,3	1,85	48	5,32	3	1,52	51	5,68	1
3,4	1,90	47	5,48	2	1,56	51	5,85	—
3,5	1,96	46	5,64	1	1,61	51	6,02	—
3,6	2,02	46	5,80	—	1,66	50	6,19	—
3,7	2,07	45	5,96	—	1,70	50	6,36	—
3,8	2,13	44	6,12	—	1,75	49	6,54	—
3,9	2,18	43	6,28	—	1,79	49	6,71	—
4,0	2,24	42	6,44	—	1,84	48	6,88	—
4,1	2,30	42	6,60	—	1,89	47	7,05	—
4,2	2,35	41	6,76	—	1,93	46	7,22	—
4,3	2,41	41	6,92	—	1,98	46	7,40	—
4,4	2,46	40	7,08	—	2,02	45	7,57	—
4,5	2,52	38	7,24	—	2,07	44	7,74	—

Оглавление

Предисловие ко второму изданию 5

Отдел первый. Теоретические основы

I. Часовое производство

Часовое производство в царской России и в СССР (7).

II. Краткие сведения из механики. Основные понятия о силе и работе.

1. Понятие о моментах силы (14).
2. Рычаги первого и второго рода (16).
3. Наклонная плоскость (20).
4. Клин и винт (22).
5. Трение (23).

III. Устройство часов и их регуляторов. 0 часовых механизмах.

A. Маятник.

1. Маятники физический и математический. Основной закон колебаний маятника (28).
2. Приведенная длина маятника. Центр качаний (29).
3. Зависимость периода колебания маятника от его длины. Расчет длины маятника (31).
4. Влияние температуры на маятник (34).
5. Компенсационные маятники (36).
6. Ртутный и инварный маятники Рифлера. Кварцевый маятник Сатори (38).
7. Температурное расслоение и его влияние на маятник (41).
8. Регулировка маятника. Теоретический маятник Шулера (42).
9. Влияние плотности воздуха на колебания маятника (43).
10. Барометрическая компенсация часов. Герметические цилиндры (43).
11. Влияние амплитуды маятника на ход часов. Выбор подвесной пружины (45).

B. Баланс.

IV. Спуски (ходы).

1. Спуск с крючковым якорем (спуск Клемента, ход с гаечком) (49).
2. Спуск Грахама (51).
3. Цилиндрический спуск (55).
4. Анкерный спуск (59).
5. Часы со шпindelным спуском (71).
6. Хронометровый спуск (74).

V. Колесный механизм часов и зацепления (эйнгрифы).

1. Схема колесного механизма часов (85).
2. Законы передачи скорости и силы при помощи зубчатых колес (87).
3. Арифме-

тический расчет чисел зубцов передаточных колес (90). 4. Расчет колес передаточного механизма часов (93). 5. Расчет колес стрелочного механизма (95). 6. Теория профилей зубчатых колес (98). 7. Циклоиды и эвольвенты (развертки) (101). 8. Зубчатые колеса и трибки с циклоидальным зацеплением (104). 9. Цевочные зацепления (109). 10. Разверточные (эвольвентные) зацепления (111). 11. Конические колеса (113). 12. Особые зацепления (114). 13. Изготовление зубчатых колес и трибок (115). 14. Ошибки зацеплений (116). 15. Расчет отсутствующих трибок и колес (117). 16. Модульные деления зубчатых колес (119). 17. Первый проект модульных зацеплений для карманных часов (121). 18. Расчет модульных циклоидальных зацеплений (125).

Приложения. 134