

З. М. Аксельрод

Проектирование часов и часовых систем

**Москва
«Книга по Требованию»**

УДК 62-63
ББК 30.6
3-11

3-11 **З. М. Аксельрод**
Проектирование часов и часовых систем / З. М. Аксельрод – М.: Книга по Требованию, 2023. – 328 с.

ISBN 978-5-458-25679-7

В книге изложены вопросы проектирования современных механических и электронно-механических часов и узлов. Рассмотрены часовые низкочастотные, камертонные и кварцевые осциллографы, генераторы и преобразователи колебательного движения. Описаны типовые схемы часов и их классификация. Получены расчетные зависимости. Изложено влияние внешних возмущающих факторов (механические перегрузки, магнитные поля, окружающая температура и др.) на работу часового механизма. Книга предназначена для инженерно-технических работников приборостроительной промышленности. Может быть использована студентами вузов приборостроительной специальности.

ISBN 978-5-458-25679-7

© Издание на русском языке, оформление
«YOYO Media», 2023
© Издание на русском языке, оцифровка,
«Книга по Требованию», 2023

Эта книга является репринтом оригинала, который мы создали специально для Вас, используя запатентованные технологии производства репринтных книг и печати по требованию.

Сначала мы отсканировали каждую страницу оригинала этой редкой книги на профессиональном оборудовании. Затем с помощью специально разработанных программ мы произвели очистку изображения от пятен, клякс, перегибов и попытались отбелить и выровнять каждую страницу книги. К сожалению, некоторые страницы нельзя вернуть в изначальное состояние, и если их было трудно читать в оригинале, то даже при цифровой реставрации их невозможно улучшить.

Разумеется, автоматизированная программная обработка репринтных книг – не самое лучшее решение для восстановления текста в его первоизданном виде, однако, наша цель – вернуть читателю точную копию книги, которой может быть несколько веков.

Поэтому мы предупреждаем о возможных погрешностях восстановленного репринтного издания. В издании могут отсутствовать одна или несколько страниц текста, могут встретиться невыводимые пятна и кляксы, надписи на полях или подчеркивания в тексте, нечитаемые фрагменты текста или загибы страниц. Покупать или не покупать подобные издания – решать Вам, мы же делаем все возможное, чтобы редкие и ценные книги, еще недавно утраченные и несправедливо забытые, вновь стали доступными для всех читателей.

Глава 1

ТИПОВЫЕ СХЕМЫ ЧАСОВ

1.1. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ

Кинематические схемы механических и электронно-механических часов

Во всех часах, за исключением электронных, для передачи и распределения движения используются зубчатые передачи. На рис. 1.1 представлена кинематическая схема наручных механических часов с центральной секундной стрелкой отечественного производства. Зубчатая передача, предназначенная для распределения движения и усилия от механического двигателя до узла спуска, называется основной зубчатой передачей. Введем следующие обозначения колес и трибов * основной зубчатой передачи: z_1 и z'_1 — барабанное колесо и центральный триб; z_2 и z'_2 — центральное колесо и промежуточный триб; z_3 и z'_3 — промежуточное колесо и секундный триб; z_4 и z'_4 — секундное колесо и спусковой триб (триб спускового или анкерного колеса). В малогабаритных часах барабанное колесо z_1 изготовлено как одно целое с барабаном 8 пружинного двигателя. Это колесо вращает центральный триб z'_1 , изготовленный как одно целое с втулкой 5. Центральное колесо z_2 , посаженное жестко на ту же втулку, сцеплено с промежуточным трибом z'_2 , на ось которого запрессовано промежуточное колесо z_3 . Это колесо посредством секундного триба z'_3 вращает секундную ось 4 с секундной стрелкой 1. Секундное колесо z_4 , жестко посаженное на секундную ось, сцеплено со спусковым (анкерным) трибом z'_4 . Узел спуска в данной схеме состоит из анкерного колеса z_x , анкерной вилки 13 и двойного ролика 12, посаженного на ось 10. На этой же оси установлена колебательная система баланс—волосок 11 и 9. Минутный триб z'_5 фрикционно посажен на втулку 5. На ободе этого триба свободно вращается часовое колесо z_6 с часовой стрелкой 3 через зубчатую передачу: минутный триб z'_5 , вексельное колесо z_5 , вексельный триб z'_6 . Минутная стрелка 2 посажена на обод минутного триба. Кулачковая муфта 6 свободно посажена на квадрат оси заводной головки 7. Если муфта сцеплена с заводным трибом z_8 , то для закручивания заводной пружины

* Здесь и далее использован применяемый на практике термин «триб» вместо «шестерня» по ГОСТ 13678—73.

следует вращать заводную головку. При этом движение сообщается колесу z_9 , посаженному на квадрат заводного валика пружинного двигателя 8.

Для установки минутной и часовой стрелок на правильное показание следует предварительно заводную головку оттянуть до упора. При этом рычажная система (на рисунке не показана) выводит кулачковую муфту из сцепления с заводным трибом и

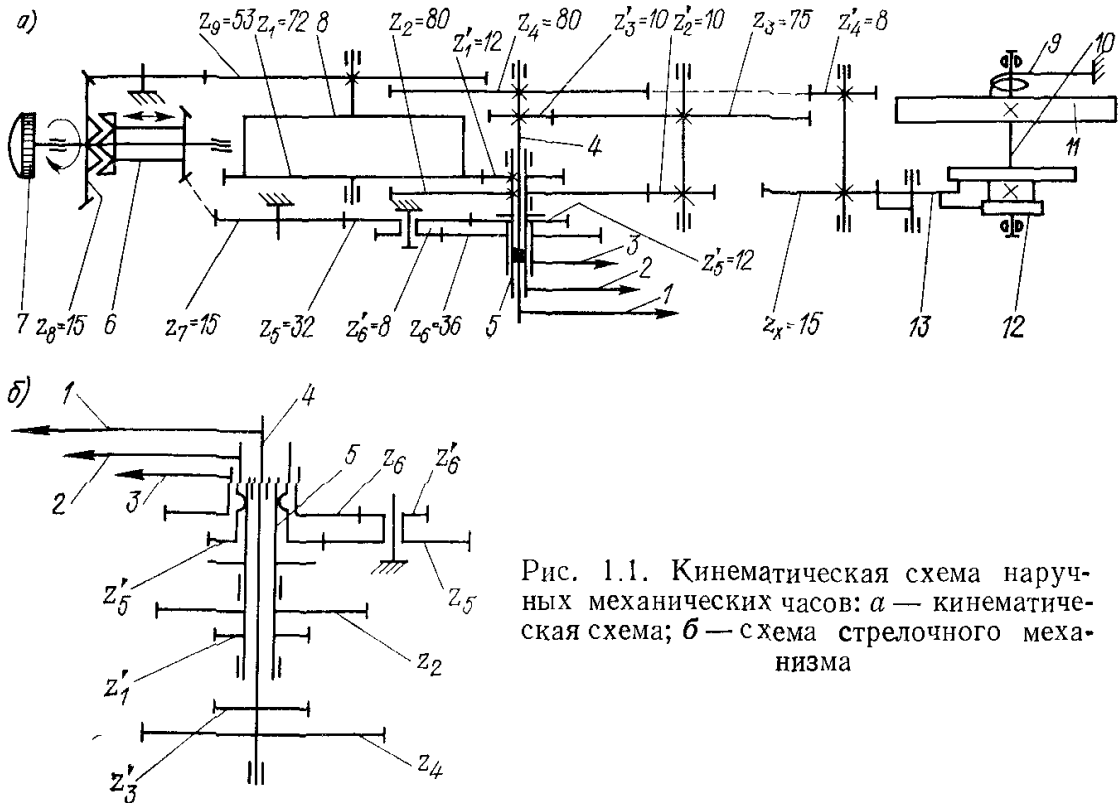


Рис. 1.1. Кинематическая схема наручных механических часов: а — кинематическая схема; б — схема стрелочного механизма

вводит в сцепление с переводным колесом z_7 . На рис. 1.2 приведено конструктивное выполнение узла центральной (секундной) оси, где приведены те же обозначения, что и на кинематической схеме (см. рис. 1.1).

Определим передаточные отношения основной зубчатой передачи в механических часах.

Если T — период колебаний осциллятора, z_x — число зубьев спускового колеса, то частота вращения спускового колеса $\nu_x = 1/(Tz_x)$. Передаточное отношение между осями секундного и спускового колеса $i_1 = \nu_x/\nu_c = 60/(Tz_x)$.

Передаточное отношение между осью минутного триба и осью секундного колеса $i_2 = 60$. Наконец, передаточное отношение между осью барабана и осью центрального триба $i_3 = t_x/N_6$, где N_6 — частота вращения барабана за время t_x ; t_x — заданная продолжительность хода часов от одного завода пружинного двигателя. Полное передаточное отношение основной зубчатой передачи

$$i = i_1 i_2 i_3 = \frac{60 \cdot 60 t_x}{N_6 T z_x}. \quad (1.1)$$

Пример. Определить передаточные отношения и числа зубьев колес и трибов основной зубчатой передачи наручных часов (см. рис. 1.1) по следующим данным: $T = 1/3$ с; $N_5 = 8$; $t_x = 48$ ч; число зубьев спускового колеса $z_x = 15$. Заметим, что передаточное отношение одной сцепляющейся пары при применении часового профиля зацепления не должно превышать 10—12.

Итак имеем: $i_1 = z_4/z_4' = 12$; $i_2 = \frac{z_2 z_3}{z_2' z_3'} = 60$; $i_3 = z_1/z_1' = 6$.

Если взять $z_4' = 8$; $z_1' = 12$; $z_2' = z_3' = 10$, то получим $z_4 = 96$; $z_1 = 12$; $z_2 = 80$; $z_3 = 75$.

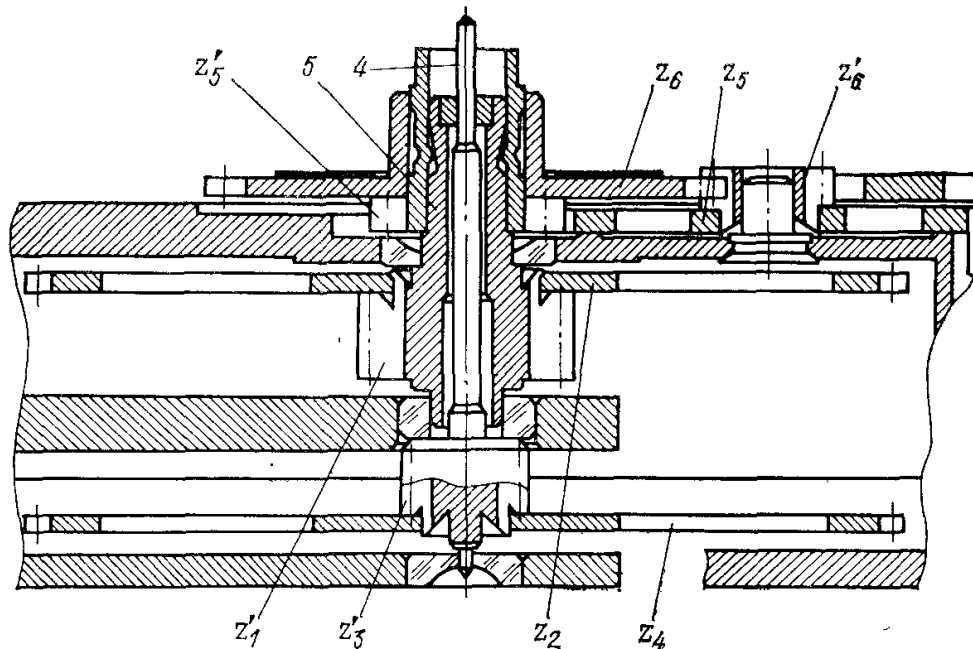


Рис. 1.2. Конструкция узла центральной оси

Передаточное отношение между минутным трибом и часовым колесом $i_4 = \frac{z_5' z_6'}{z_5 z_6} = 1/12$. При этом должно удовлетворяться условие $1/2 (z_5' + z_5) m_1 = 1/2 (z_6' + z_6) m_2$, где m_1 и m_2 — модули зацепления. Если $m_1 = m_2$, то $z_5' + z_5 = z_6' + z_6$, и мы получим $z_5' = 12$, $z_5 = 32$, $z_6' = 8$, $z_6 = 36$. Из рис. 1.1 видно, что $1/2 (z_2 + z_2') m_3 = 1/2 (z_3 + z_3') m_4$. Подставив полученные значения числа зубьев колес и трибов, получим

$$m_4 = \frac{80 + 10}{75 + 10} m_3.$$

Взяв $m_3 = 0,14$, получим $m_4 = 0,116$.

Модули зацепления выбираются в соответствии с существующим стандартом (ГОСТ 13678—73). Допускается применение модулей, не предусмотренных стандартом, для зубчатых передач соосных механизмов.

Если M_x — вращающий момент на оси спускового колеса; η — к. п. д. одной сцепляющейся пары, учитывающий также потери на трение в подшипниках; a — число сцепляющихся пар, то вращающий момент пружинного двигателя без учета потери энергии на преодоление возможных дополнительных нагрузок

$$M_d = i M_x / \eta^a. \quad (1.2)$$

На рис. 1.4 показан вариант конструктивного выполнения узла центральной оси (обозначения те же, что и на рис. 1.3). Спускное колесо 1 и триб z_1 изготовлены как одно целое из пластмассы. Все цапфы осей вращаются в отверстиях латунных плат. Часовое колесо z_5 напрессовано на втулку, которая при помощи предварительно изогнутой плоской пружины поджимается к пластине часов. В рассматриваемом механизме период колебаний баланса $T = 0,4$ с, а число зубьев спускового колеса $z_x = 15$. При этом $i_1 = z_1/z'_1 = 10$. Если взять $z'_1 = 8$, то $z_1 = 80$. Передаточное отношение между осью центрального зубчатого колеса и осью секундного триба $i_2 = \frac{z_3 z_2}{z'_3 z'_2} = 60$.

Если $z'_3 = z'_2 = 8$, то $z_3 = 60$ и $z_2 = 64$. Далее

$$i_4 = \frac{z_4 z'_5}{z_4 z_6} = 1/12.$$

При одинаковом модуле зацепления: $z_4 + z'_4 = z'_5 + z_6$, причем $z'_4 = 15$; $z_4 = 45$; $z'_5 = 12$; $z_6 = 48$.

На рис. 1.5 приведена кинематическая схема наручных камертонных часов отечественного производства. Колебание камертона 6 с частотой $f = 360$ Гц, возбуждаемое электронной схемой (на рисунке не показана), преобразуется во вращательное движение колес при помощи толкающей собачки 7 и храпового колеса 8, имеющего $z_1 = 300$. Фиксация храпового колеса осуществляется собачкой 9. Передаточное отношение между осью храпового колеса и осью секундной стрелки 3

$$i_1 = \frac{60f}{z_1} = 72 = \frac{z_8 z_7 z_5 z_3}{z_7 z_6 z_4 z_2}.$$

Минутная 4 и часовая 5 стрелки получают вращение через зубчатые передачи соответственно:

$$i_2 = \frac{z_8 z_9}{z_7 z_{10}} = 1/60; \quad i_3 = \frac{z_{11} z_{13}}{z_{12} z_{14}} = 1/12.$$

Центральное колесо z_{10} посажено на ось с некоторым трением, создаваемым фрикционной пружинкой 2. Установка минутной и часовой стрелок на правильное показание осуществляется путем вращения переводной головки 1. При повороте головки вокруг оси aa на 90° происходит расцепление колеса z_{15} с переводным колесом z_{12} .

На рис. 1.6 приведена кинематическая схема кварцевых наручных часов со стрелочной индикацией отечественного производства. Шаговый двигатель 1 подключен к выходу электронного блока часов (на рисунке не показан). В обмотку катушки статора двигателя поступают импульсы постоянного тока чередующейся полярности с частотой 1 Гц, причем при каждом импульсе тока ротор поворачивается на 45° . Таким образом, частота вращения ротора

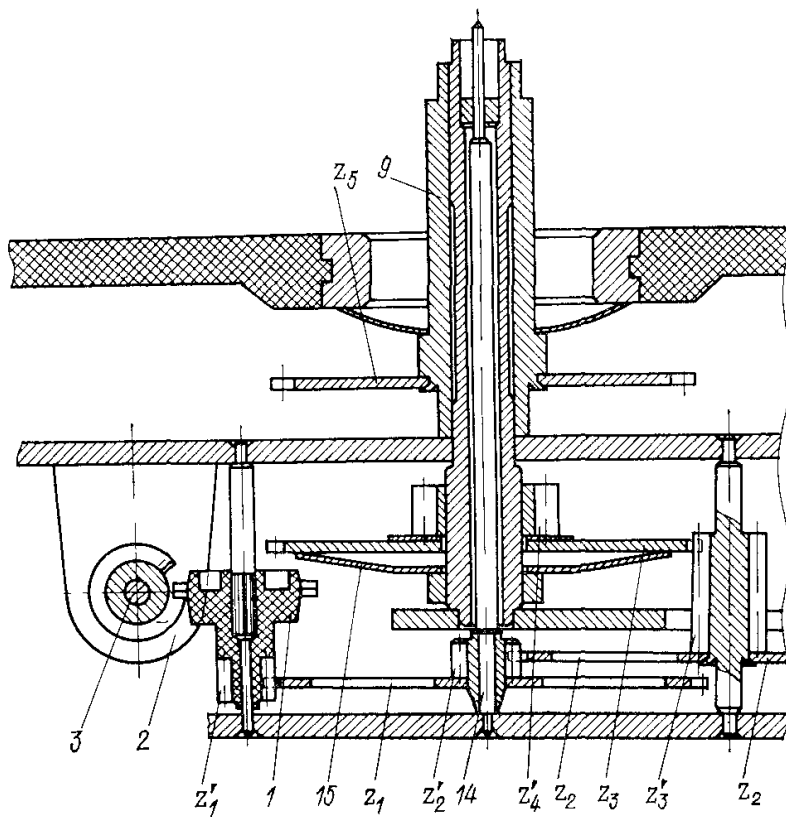


Рис. 14 Конструкция узла центральной оси

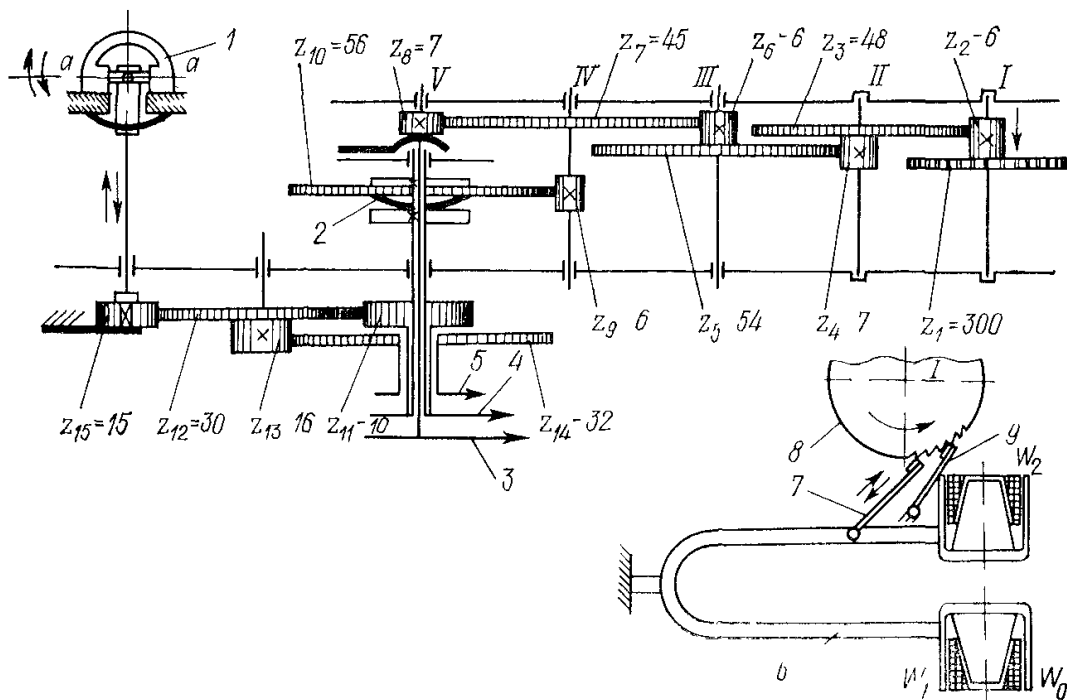


Рис. 15. Кинематическая схема наручных камертонных часов

7,5 об/мин. Передаточное отношение между осью ротора и секундной осями, равное 1/7,5, реализуется зубчатой передачей

$$\frac{z_1 z_3}{z_2 z_4} = \frac{36 \cdot 16}{72 \cdot 60}$$

Передаточное отношение между секундной и минутной осями

$$\frac{z_5 z_7}{z_6 z_8} = \frac{7 \cdot 7}{60 \cdot 49} = 1/60.$$

Наконец, передаточное отношение между минутной осью и осью часового колеса

$$\frac{z_9 z_{11}}{z_{10} z_{12}} = \frac{12 \cdot 8}{32 \cdot 36} = 1/12.$$

Суточное колесо z_{15} календарного устройства подключено к часовому колесу через зубчатую передачу

$$\frac{z_{12} z_{14}}{z_{13} z_{15}} = \frac{36 \cdot 12}{18 \cdot 48} = 1/2.$$

При этом суточное колесо вращается по часовой стрелке. На схеме показаны секундная, минутная и часовая стрелки 2, 3 и 4. Для установки минутной (и часовой) стрелки на правильное показание следует сначала переместить валик 5 влево для сцепления колес

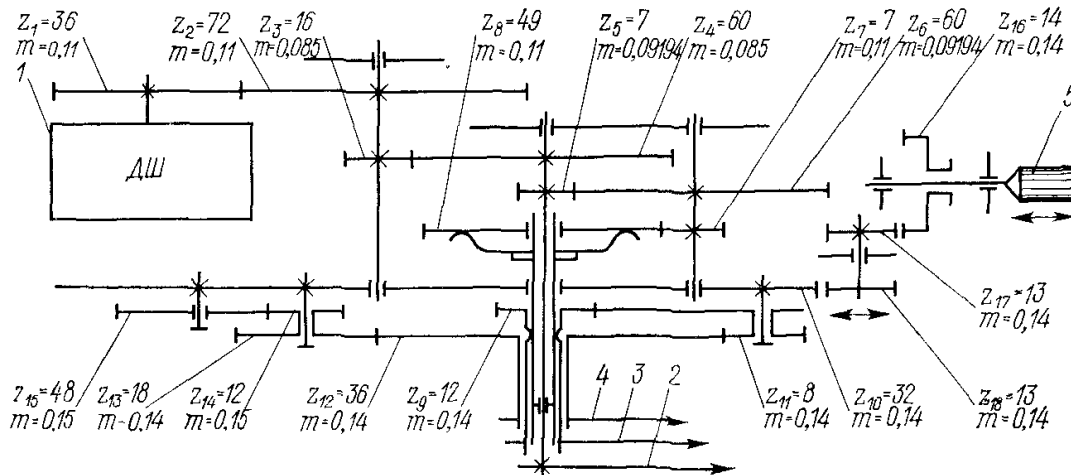


Рис. 1.6. Кинематическая схема кварцевых наручных часов со стрелочной индикацией

$z_{16}—z_{17}$ и $z_{18}—z_{10}$, а затем повернуть валик вокруг своей оси на угол, зависящий от размера накопленной ошибки показания часов. На рисунке приведены значения модулей зацепления зубчатых колес и трибов.

Приведенные типовые примеры показывают, что полное передаточное отношение основной зубчатой передачи и, следовательно, число пар колес и трибов зависит от периода колебаний осциллятора, типа преобразователя, продолжительности хода часов между двумя последовательными операциями завода и числа оборотов пружинного двигателя (механические часы).

Зубчатые передачи в приборах времени

Зубчатое зацепление, применяемое в приборах времени (для основной передачи), должно иметь малые углы входа в зацепление, большие боковые и радиальные зазоры во избежание заклиниваний между зубьями при осевых смещениях и попадания пыли. Профиль зацепления должен обеспечивать упрощение геометрии режущего инструмента. Существенное значение имеет возможность при малых модулях зацепления и малых числах зубьев трибов получать большие передаточные отношения одной сцепляющейся пары. Это дает возможность уменьшить число сцепляющихся пар передаточного механизма часов. Этим условиям в значительной мере удовлетворяет часовое зацепление, построенное на базе циклоидального зацепления. В часовом зацеплении (колесо—ведущее, триб—ведомый) ножки зубьев колеса и триба очерчены радиально направленными отрезками прямых, что достигается при $r_n/R = 0,5$, где r_n — радиус производящей окружности; R — радиус делительной окружности. Уменьшение угла входа в зацепление и увеличение радиального зазора достигается за счет уменьшения высоты головки триба. При этом головка триба очерчивается дугами окружности, лежащими ниже эпициклоиды, головка зуба колеса — дугами окружности, близко расположенными к эпициклоиде. Боковой зазор создается за счет уменьшения толщины зуба триба. Часовое зацепление допускает получение передаточных отношений до 10 и даже до 12 для одной сцепляющейся пары. Это зацепление, как и циклоидальное, чувствительно к смещению расстояния между центрами вращения.

Поскольку зацепление происходит не по сопряженным профилям, то это вызывает некоторое непостоянство передаточного отношения в пределах одного шага, изменяет характер линии зацепления и пр.

Коэффициент полезного действия часовой зубчатой передачи [39]

$$\eta = \frac{M_k \omega_k}{M_1 \omega_1} = i_m i, \quad (1.3)$$

где $i_m = M_k/M_1$, $i = \omega_k/\omega_1$, M_1 , M_k , ω_1 и ω_k — соответственно вращающие моменты и угловые скорости первой и k -й оси зубчатой передачи. В часовой зубчатой передаче не соблюдается постоянства отношения вращающих моментов i_m и передаточного отношения i в пределах угла поворота φ , причем $\varphi_{вх} \leq \varphi \leq \varphi_{вых}$, где $\varphi_{вх}$ — угол входа в зацепление; $\varphi_{вых}$ — угол выхода из зацепления.

Коэффициент полезного действия зубчатой передачи зависит от потерь на трение скольжения между зубьями и от потерь на трение в опорах. Изменение к. п. д. и i_m зубчатой пары при повороте в пределах от $\varphi_{вх}$ до $\varphi_{вых}$ вызывает перепад амплитуды колебаний осциллятора и, следовательно, снижение точности и надежности работы часов.

В табл. 1.1 приведены значения к. п. д. отдельных сцепляющихся пар z_k/z_T основной зубчатой передачи наручных часов [39].

Таблица 1.1. Коэффициенты полезного действия зубчатой передачи

z_k/z_m	$\eta_{ср}$	$\eta'_{ср}$	$\Delta\eta$
72/12	0,8440	0,9650	0,0271
80/10	0,9003	0,9437	0,1099
75/10	0,9268	0,9400	0,0295
80/10	0,8920	0,9181	0,1671

В таблице сделаны следующие обозначения: $\eta_{ср}$ — среднее значение к. п. д. с учетом потерь на трение в опорах; $\eta'_{ср}$ — среднее значение к. п. д. без учета потерь на трение в опорах; $\Delta\eta = \eta_{вх} - \eta_{вых}$. Среднее значение к. п. д. всей основной колесной системы с учетом потерь на трение в опорах $\eta_{\Sigma} = 0,63$.

При расчете основных параметров зубчатых передач с часовым профилем следует пользоваться ГОСТ 13678—73 «Передачи зубчатые цилиндрические мелкомодульные с часовым профилем». Стандартом предусмотрены зубчатые передачи с часовым профилем двух типов: зубчатые передачи, в которых ведущими являются колеса, а ведомыми — трибы; зубчатые передачи, в которых ведущими являются трибы, а ведомыми — колеса; реверсивные зубчатые передачи. Приведены формулы и значения коэффициентов для расчета геометрических параметров и размеров зубчатых колес и передач. Установлены шесть степеней точности зубчатых колес и передач, обозначаемых в порядке убывания точности цифрами 1, 2, 3, 4, 5, 6. Причем для степени точности 1 допуски и отклонения не регламентируются. Даны таблицы допусков на параметры зубчатых колес и передач для различных степеней точности. Стандарт распространяется на цилиндрические зубчатые передачи с числом зубьев колес до 100 и модулем от 0,05 до 1 мм. Минимальное число зубьев триба 6.

В электронно-механических часах с колебательной системой баланс—волосок и в кварцевых часах со стрелочной индикацией применяются замедленные зубчатые передачи от двигателя на исполнительные устройства. В подобных зубчатых передачах используется эвольвентное зацепление, которое должно обладать преимущественно заплоским зацеплением с коэффициентом доплюсного перекрытия 0,25—0,3 от коэффициента заплоского перекрытия [31].

Из-за погрешностей основных шагов в зацеплении находится одна пара зубьев, т. е. коэффициент перекрытия равен 1. При малых числах зубьев ведущего колеса (6—12) угол профиля исходного контура составляет 10—12° [53]. Для уменьшения влияния погрешностей изготовления предусмотрены радиальный

(0,45 ÷ 0,4) *m* и боковой (0,22 ÷ 0,4) *m* зазоры. Следует отметить, что применение эвольвентного зацепления вместо часового упрощает профиль и сокращает номенклатуру режущего инструмента для изготовления колес и трибов, а также повышает к. п. д. зубчатой передачи.

Выполнив расчет кинематики часового механизма, производят габаритный расчет основных блоков. Задачей габаритного расчета является размещение всех основных блоков в заданные габариты (в заданный калибр) в соответствии с техническим заданием. При этом определяются геометрические параметры зубьев и размеры зубчатых передач. Наружный диаметр барабана пружинного двигателя (в механических часах) должен быть возможно больше, что позволяет получить достаточную энергию двигателя. Это относится также к наружному диаметру баланса, так как увеличение стабильности функционирования часов достигается за счет увеличения момента инерции баланса при малой массе. Зубья сцепляющейся пары, нагруженной наибольшим вращающим моментом, обычно проверяются на прочность.

Прибор для определения дефектов в зубчатой передаче часов

На рис. 1.7 дана схема прибора для определения дефектов основной зубчатой передачи малогабаритных часов *. Измерительная ось 7 представляет собой стальную ленту прямоугольного сечения, заземленную своими концами в цапгах 8 и 16. В средней части измерительной оси закреплен щуп 4 с накладкой 5, привинченной к держателю 6. К держателю приклеено зеркало 17. Регулирование чувствительности осуществляется путем изменения действующей длины измерительной оси.

Часовой механизм (без вилки, пружинного двигателя и колебательной системы) устанавливается на столик 1, который приводится во вращение электродвигателем через редуктор. При этом поводок, закрепленный посредством втулки 3 на центральной оси 2 часов, приходит в соприкосновение со щупом и поворачивает его, закручивая тем самым измерительную ось. Угол закручивания измерительной оси (упругой ленты), пропорциональный приведенному моменту трения зубчатой передачи, преобразован в пропорциональный этому моменту электрический сигнал при помощи фотоэлектрического преобразователя. Световой поток от осветителя 15, проходя через конденсатор 14, диафрагму 13, зеркало 12 и объектив 18, падает на зеркало 17, установленное на измерительной оси. Отражаясь от этого зеркала, световой поток направляется на дифференциальное фотосопротивление 9, проходя предварительно через объектив 18, зеркало 11 и маску 10. Преобразователь отрегулирован таким образом, что при отсутствии нагрузки на измерительную ось щели в диафрагме и прямоугольные

* А. с. 544938 (СССР).