



Леонов
 Сергей Анатольевич
 аспирант кафедры
 «Теоретическая и
 прикладная механика»
 (Владимирский
 государственный
 университет)

УДК 621.838.216

Оптимизация параметров храпового механизма свободного хода с упругими рабочими телами

С.А. Леонов

Выводится аналитическая зависимость между параметрами одной из схем храпового механизма свободного хода, позволяющая обеспечить равномерность упругих рабочих тел.

Ключевые слова: механизм свободного хода, упругие тела, оптимизация.

The analytic dependence between parameters of one of the ratchet free-run mechanisms is derived. It allows to provide a uniform strength of resilient working bodies.

Keywords: free-run mechanism, resilient bodies, optimization.

Наиболее распространенные роликовые механизмы свободного хода передают крутящий момент с помощью сил трения, возникающих между роликами и внутренней и наружной обоймами. Храповые механизмы свободного хода привлекают тем, что они передают крутящий момент с помощью нормальных сил (за счет упора рабочего тела в зуб храповика). Нормальные силы, согласно известному закону механики, больше сил трения, создаваемых нормальными силами, на порядок ($N = F_{тр} / f$). Это существенное преимущество храповых механизмов создает предпосылки для разработки более долговечных механизмов [1].

Рассмотрим схему храпового механизма свободного хода (рис. 1), в котором каждое следующее рабочее тело (упругая пластина 3) сдви-

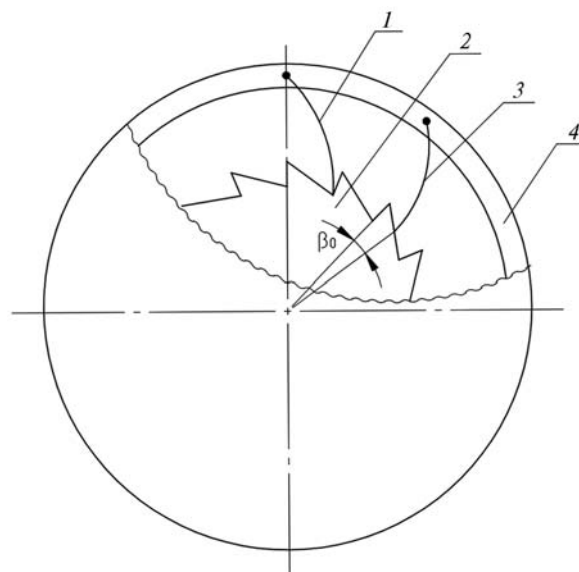


Рис. 1. Схема храпового механизма свободного хода

нуто по отношению к предыдущему телу 1 на величину, соответствующую углу β_0 поворота храповика 2.

Без сдвига конец пластины 3 должен был бы находиться во впадине предыдущего зуба. Такой сдвиг легко осуществить за счет смещения отверстий под оси пластин при обработке обоймы 4. Указанное решение соответствует конструкции с направленным включением пластин, в отличие от обычной конструкции, в которой отсутствует сдвиг и включение пластин подчиняется случайному закону из-за неточностей изготовления деталей. Направленное включение пластин позволяет равномерно распределить пластины по полкам зубьев храповика, свести к минимуму свободный ход храповика и ударные нагрузки при заклинивании механизма.

Нетрудно видеть, что чем более податливые пластины 1, тем большее количество их заклинивается при передаче механизмом одного и того же крутящего момента M . Следовательно, конец каждой пластины воспринимает меньшую нагрузку и контактные напряжения σ_n в месте контакта упругой пластины со впадиной зуба снижаются. Однако у упругой пластины появляется слабое место: примерно середина пластины, где возникает наибольшее изгибное напряжение $\sigma_{из}$. Изгибные напряжения, наоборот, растут с увеличением податливости пластины. Податливость можно менять, например, изменяя толщину h пластины. Ширина b пластины и диаметр наружной обоймы 4

должны оставаться неизменными, так как предполагается поиск оптимума при неизменных габаритах механизма свободного хода. Таким образом, возникает оптимизационная задача выбора таких параметров (прежде всего упругости пластин), при которых конструкция будет равнопрочной. Наши испытания опытных образцов показывают, что из строя выходят в первую очередь пластины, зуб храповика оказывается прочнее. Поэтому будем решать задачу нахождения оптимальной податливости (жесткости) пластины, исходя из условия ее равнопрочности.

Упругие пластины положим имеющими форму полукольца радиуса R (рис. 2, а). Конец A пластины закреплен шарнирно в обойме механизма свободного хода. К противоположному концу B приложена сила P со стороны храповика. Поскольку пластина находится в равновесии под действием двух сил (сила P и реакция шарнира A), они направлены по одной прямой (хорде AB). Силами трения в шарнире A и в точке контакта пластины с храповиком пренебрегаем (детали механизма предполагаются находящимися в смазанном состоянии).

Контактные напряжения в месте контакта конца B пластины с храповиком и напряжения изгиба в наиболее опасном сечении OO пластины не должны превышать допускаемые напряжения

$$\sigma_n \leq [\sigma]_n; \quad \sigma_{из} \leq [\sigma]_{из}. \quad (1)$$

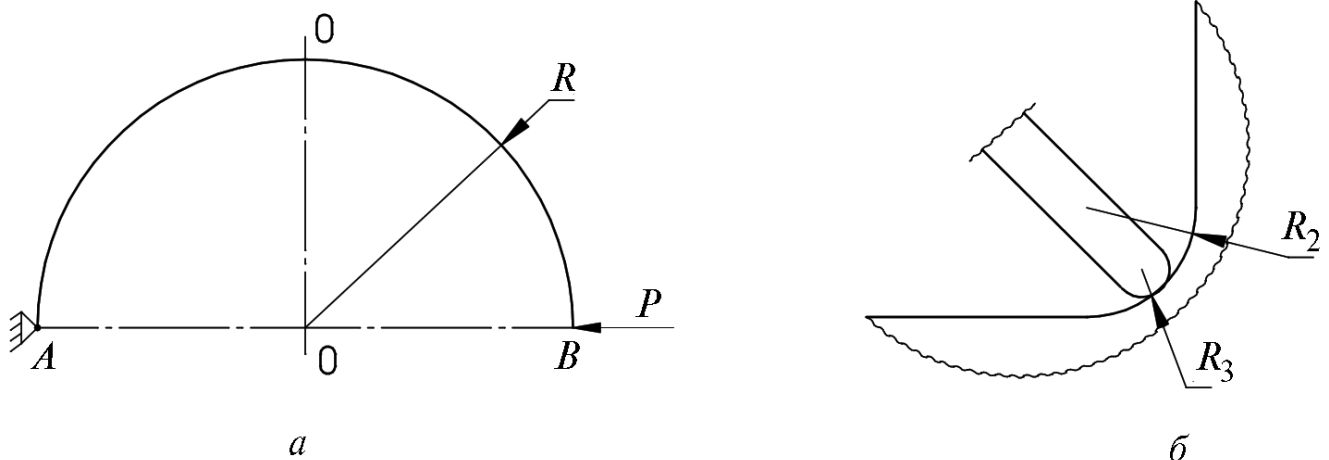


Рис. 2. Схема упругой пластины:

а — общая схема; б — зона контакта пластины с впадиной храповика

Поскольку уровень допускаемых контактных и изгибных напряжений различен, введем коэффициент k соотношения уровней и запишем

$$[\sigma]_{\text{и}} = k[\sigma]_{\text{н}}. \quad (2)$$

Для легированных термообработанных сталей с достаточно большой твердостью $k \approx 0,6$.

Полагая в (1) $\sigma_{\text{н}}$ и $\sigma_{\text{и}}$ равными допускаемым (предельный случай), равенство (2) запишем в виде

$$\sigma_{\text{и}} = k\sigma_{\text{н}}. \quad (3)$$

Выражение (3) и является условием равнопрочности пластины.

Контактное напряжение $\sigma_{\text{н}}$ выразим, воспользовавшись формулой Герца [2], в предположении, что контакт впадины зуба и конца пластины происходит по линии

$$\sigma_{\text{н}} = 0,418 \sqrt{\frac{PE}{bR_1}}, \quad (4)$$

где P — сила, действующая на пластину со стороны храповика; b — ширина пластины; E — приведенный модуль упругости материалов поверхностных слоев конца пластины и зуба храповика, равный

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2},$$

где E_1, E_2 — модули упругости материалов пластины и зуба храповика; R_1 — приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей:

$$\frac{1}{R_1} = \frac{R_2 - R_3}{2R_2R_3},$$

где R_2 — радиус кривизны впадины зуба (рис. 2, б); R_3 — радиус кривизны конца пластины (рис. 2, б).

Сила P равна

$$P = \frac{M_1}{r}, \quad (5)$$

где M_1 — максимальный момент, передаваемый наиболее нагруженной пластиной; r — радиус храповика.

Весь расчет ведем по наиболее нагруженной пластине, которой является пластина, заклинивающаяся первой. Вторая пластина заклинится только после того, как храповик повернется на угол β_0 , соответствующий заложенному при конструировании сдвигу, и момент, передаваемый ею, будет меньше M_1 . Третья пластина заклинится после поворота храповика на угол $2\beta_0$, и передаваемый момент будет еще меньше и т. д.

Введем понятие жесткости U_1 пластины, которая определяется как момент, который необходимо приложить к храповику, чтобы повернуть его относительно обоймы в направлении заклинивания на один радиан. При этом предполагается, что механизм содержит только одну упругую пластину. Тогда M_1 можно представить в виде

$$M_1 = U_1\beta_1, \quad (6)$$

где β_1 — максимальный угол поворота храповика при условии включения n пластин.

Между величинами β_0 и β_1 можно установить зависимость. Действительно, в момент включения второй пластины храповик повернется на угол β_0 и $\beta_1 = \beta_0$. В момент включения третьей пластины храповик повернется на угол $2\beta_0$ и $\beta_1 = 2\beta_0$. В момент включения $(n + 1)$ пластины (когда эта пластина включилась, но еще не нагружена) храповик повернется на угол $n\beta_0$ и $\beta_1 = n\beta_0$. Таким образом, при условии включения и нагружения n пластин будем иметь

$$\beta_1 = n\beta_0. \quad (7)$$

Используя выражения (5), (6), (7), равенство (4) преобразуем к виду

$$\sigma_{\text{н}} = 0,418 \sqrt{\frac{U_1 n \beta_0 E}{bR_1}}. \quad (8)$$

Напряжение изгиба в наиболее опасном сечении OO наиболее нагруженной пластины равно

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{PR}{W}, \quad (9)$$

где P — сила, действующая со стороны храповика на конец B пластины; R — радиус пласти-

ны; W — момент сопротивления в среднем прямоугольном сечении пластины OO , равный

$$W = \frac{bh^2}{6}.$$

Здесь b и h — соответственно ширина и толщина пластины.

Используя (5), (6), (7), выражение (9) преобразуем к виду

$$\sigma_{и} = \frac{6U_1 n \beta_0 R}{rbh^2}. \quad (10)$$

При вычислении напряжений в сечении OO пластины не учтены напряжения от действия сжимающей силы P . По оценкам, они составляют примерно 10% [1].

Подставляя (8) и (10) в (3), получаем

$$\frac{6U_1 n \beta_0 R}{rbh^2} = 0,418k \sqrt{\frac{U_1 n \beta_0 E}{bR_1}}. \quad (11)$$

Таким образом, в рассмотренном случае получено компактное аналитическое выражение (11), связывающее параметры механизма свободного хода. При выполнении равенства (11) получаем конструкцию механизма с равнопрочными упругими пластинами, обеспечивающими наибольшую долговечность. Если параметры не удовлетворяют равенству (11), то или контактные, или изгибные напряжения оказываются большими, чем в оптимальном случае, и долговечность конструкции снижается.

Список литературы

1. *Леонов А.И.* Микрохраповые механизмы свободного хода. М.: Машиностроение, 1982. 219 с.
2. *Иосилевич Г.Б.* Детали машин: Учеб. для вузов. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.

Статья поступила в редакцию 20.12.2010 г.

В ИЗДАТЕЛЬСТВЕ МГТУ им. Н.Э. БАУМАНА

вышел в свет учебник

под общей редакцией А.М. Архарова и И.К. Буткевича

«Машины низкотемпературной техники.

Криогенные машины и инструменты»

Приведены методы расчета и конструирования криогенных машин, безмашинных криогенераторов и криоинструментов, наиболее широко применяемых в низкотемпературной технике.

Рассмотрены поршневые и лопастные машины, предназначенные как для криогенерации (детандеры, криогенные газовые машины), так и для циркуляции криоагента (насосы), а также криогенные аппараты, реализующие струйный, вихревой, пульсационный, волновой и магнитокалорический эффекты при получении холода. Приведены расчеты и конструкции специфических криогенераторов и криоинструментов, используемых в криохирургии. Рассмотрены процессы, происходящие в машинах и аппаратах, работающих в двухфазной области параметров состояния криоагентов.

Содержание учебника соответствует курсу лекций, который авторы читают в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Для студентов, инженеров, магистров, аспирантов и специалистов.

По вопросам приобретения обращаться:
Тел.: (499) 263-60-45, тел./факс: 261-45-97