



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

Методика выбора параметров храпового механизма свободного хода с упругими рабочими телами

С.А. Леонов

Сформулирована задача выбора оптимальных параметров храпового механизма свободного хода с упругими элементами в общей постановке и методика выбора параметров на основе решения этой задачи.

Ключевые слова: механизм свободного хода, методика выбора параметров.

The problem of choice of optimal parameters of a free-run mechanism with resilient working bodies has been formulated in a common form as well as the method for parameters choice on the basis of solution of this problem.

Keywords: free-run mechanism, method of parameters choice.

Рассмотрим схему храпового механизма свободного хода с упругими рабочими телами (криволинейными упругими пластинами 1, 3) (рис. 1) [1]. При повороте храпового колеса 2 относительно обоймы 4 упругие пластины поочередно входят в зацепление с зубьями храповика (заклиниваются) и передают крутящий момент от храповика обойме. Такой же результат достигается при повороте обоймы 4 относительно храповика по часовой стрелке. При повороте храповика по часовой стрелке упругие пластины 1, 3 проскальзывают по зубьям храповика, осуществляется свободный ход механизма.

При равномерном распределении осей крепления упругих пластин в обойме (классическая схема храпового механизма с упругими пластинами) погрешности изготовления деталей механизма свободного

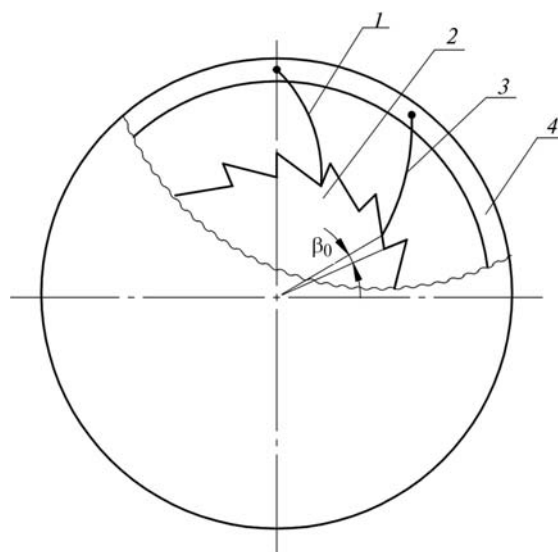


Рис. 1. Схема храпового механизма свободного хода

хода приводят к случайному процессу заклинивания упругих пластин со всеми его недостатками (возможность перегрузки отдельных упругих пластин, увеличение свободного хода механизма при заклинивании и, соответственно, увеличение ударных нагрузок при контакте концов пластин с зубьями храповика, неточный расчет механизма из-за незнания случайных законов распределения концов пластин по полкам зубьев и т. д.) [2, 3].

Рассматриваемая в статье схема храпового механизма отличается от классической храповой схемы с упругими элементами тем, что каждая последующая пластина 3 смещена относительно предыдущей 1 на некоторую величину, характеризуемую углом поворота β_0 храповика (см. рис. 1). В результате случайный процесс заклинивания пластин заменяется направленным процессом: если, например, первой заклинилась пластина 1 , то при дальнейшем повороте храповика обязательно заклинится следующая за ней пластина 3 , у которой наименьшее смещение β_0 от номинального положения относительно первой. За второй включится третья, у которой смещение от номинального положения $2\beta_0$ и т. д. [4, 5]. Условие, при котором случайный процесс заменяется направленным включением пластин, описано в статье [1]. Таким образом, рассматриваемая схема храпового механизма представляет схему с направленным включением пластин, в отличие от классической схемы храпового механизма с упругими элементами, где включение пластин подчиняется случайному закону.

Испытания экспериментальных образцов механизмов свободного хода в вариаторах, инерционных трансформаторах вращающего момента машин и мотоциклов показали, что наиболее слабым местом являются упругие пластины. Наибольшими оказываются напряжения изгиба в среднем сечении пластины, где действует максимальный изгибающий момент, и контактные напряжения в месте контакта конца пластины и храповика. В других сечениях пластины напряжения меньше. Зуб храпо-

вика при конструктивном исполнении является достаточно прочным, разрушений храповиков не наблюдалось. Подавляющее число разрушений вызвано напряжениями изгиба в наиболее опасном среднем сечении пластины. Поэтому естественно в качестве целевой функции (критерия оптимальности) выбрать напряжение изгиба $\sigma_{из}$ в среднем опасном сечении наиболее нагруженной пластины, включившейся при заклинивании механизма первой.

Используем выражение для напряжения изгиба, полученное в статье [5]

$$\sigma_{из} = \frac{6U_1 n \beta_0 R}{rbh^2}, \quad (1)$$

где U_1 — жесткость пластины (момент, который необходимо приложить к храповику, чтобы повернуть его на 1 рад при условии заклинивания одной пластины); n — число заклинивающихся пластин; R — радиус упругой пластины, выполненной в форме полукольца; r — радиус впадин зубьев храповика; b, h — ширина и толщина пластины.

Предполагается, что пластина имеет прямоугольное сечение.

Для определения числа n включившихся пластин воспользуемся зависимостью, полученной в статье [1]:

$$M = \frac{1}{2} U_1 \beta_0 n(n+1). \quad (2)$$

Уравнение (2) имеет корни

$$n_{1,2} = -\frac{1}{2} \pm \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{2M}{U_1 \beta_0}}.$$

Отрицательный корень отбрасываем. Остается положительный, который и представляет зависимость между жесткостью U_1 пластины и количеством включившихся пластин:

$$n = -\frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{2M}{U_1 \beta_0}}. \quad (3)$$

Выражение для толщины h пластины найдем, используя известные формулы для перемещения f конца пластины:

$$h = \left(\frac{6\pi R^3 U_1}{r^2 b E} \right)^{1/3}, \quad (4)$$

где E — модуль упругости первого рода.

Подставляя в формулу (1) выражение (3) для n и выражение (4) для h , после преобразований получим

$$\sigma_{и} = \frac{0,85\beta_0 r^{1/3} E^{2/3} U_1^{1/3}}{b^{1/3} R} \left(\sqrt{\frac{1}{4} + \frac{2M}{\beta_0 U_1}} - \frac{1}{2} \right). \quad (5)$$

Жесткость пластины U_1 и момент M , передаваемый механизмом свободного хода, величины соизмеримые. Угол β_0 , отражающий смещение пластин от номинального положения, составляет сотые доли радиана. Отсюда, пренебрегая в (5) малыми величинами $1/4$ и $1/2$, выражение (5) упростим к виду

$$\sigma_{и} = \frac{1,2\beta_0^{1/2} r^{1/3} E^{2/3} M^{1/2}}{b^{1/3} R U_1^{1/6}}. \quad (6)$$

Наименьшее значение $\sigma = f(U_1)$ будем искать при различных ограничениях. Можно было бы рассматривать напряжение изгиба как функцию нескольких переменных $\sigma = f(U_1, r, R, \beta_0)$, но влияние параметров r, R, β_0 четко просматривается в выражениях (5) и (6). Модуль упругости E для сталей величина постоянная. Момент M , передаваемый механизмом свободного хода, при поисках оптимума принимаем постоянным. Аналогично ширина b определяет осевой габарит механизма свободного хода и также принимается постоянной. Таким образом, поиск минимума целевой функции $\sigma = f(U_1)$ проводится при условии постоянства габаритов механизма и максимального передаваемого момента при заклинивании.

В качестве первого ограничения при поиске наименьшего значения напряжения изгиба следует принять

$$\sigma_{и} = k\sigma_{н}, \quad (7)$$

где k — коэффициент соотношения уровней изгибных и контактных напряжений, введенный при выводе условия равнопрочности упругих пластин [5].

Ограничение (7) является условием равнопрочности упругой пластины [5]. Без учета этого условия можно было бы добиться низких напряжений изгиба, но прийти к разрушению конца пластины вследствие высоких контактных напряжений.

Вторым ограничением является естественное ограничение изгибных и контактных напряжений допускаемыми напряжениями

$$\sigma_{и} = [\sigma]_{и}, \quad \sigma_{н} = [\sigma]_{н}. \quad (8)$$

Наконец, следует ввести конструктивные ограничения на изменение параметров. Радиус R изгиба пластины не может быть меньше разности между радиусом R_4 наружной обоймы и радиусом r храповика

$$R > \frac{R_4 - r}{2}.$$

С другой стороны, радиус R должен быть меньше, чем $\sqrt{R_4^2 - r^2}$, иначе конец пластины может не зацепляться за зуб храповика:

$$R < \sqrt{R_4^2 - r^2}.$$

Радиус r храповика, например, при установке в автомобильном стартере не может быть менее радиуса r_1 вала, по которому перемещается механизм свободного хода при вводе шестерни в зацепление с венцом маховика двигателя, и не может быть более внутреннего радиуса R_5 обоймы:

$$r_1 < r < R_5.$$

Параметр β_0 согласно условию, сформулированному в статье [1], должен удовлетворять неравенству

$$\beta_0 > k_1 \alpha.$$

Таким образом, задача выбора оптимальных параметров формулируется следующим образом: найти наименьшее значение целевой функции $\sigma_{и} = f(U_1)$:

$$\sigma_{и} = \frac{0,85\beta_0 r^{1/3} E^{2/3} U_1^{1/3}}{b^{1/3} R} \left(\sqrt{\frac{1}{4} + \frac{2M}{\beta_0 U_1}} - \frac{1}{2} \right) \quad (9)$$

при ограничениях

$$\begin{aligned} \sigma_{и} &= k\sigma_H; \\ \sigma_{и} &\leq [\sigma]_{и}, \quad \sigma_H \leq [\sigma]_H; \\ \frac{R_4 - r}{2} < R < \sqrt{R_4^2 - r^2}; \quad r_1 < r < R_5; \quad \beta_0 > k_1\alpha. \end{aligned} \quad (10)$$

Воспользуемся выражением для σ_H , полученным на основании формулы Герца в статье [5]:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{U_1 n \beta_0 E}{rbR_1}}, \quad (11)$$

где R_1 — приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей конца пластины и впадины зуба,

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

R_2 — радиус кривизны впадины зуба; R_3 — радиус кривизны конца пластины.

Подставляя в формулу (11) выражение (3) для количества пластин n , получим

$$\sigma_H = \frac{0,418\beta_0^{1/2} E^{1/2} U_1^{1/2}}{r^{1/2} b^{1/2} R_1^{1/2}} \left(\sqrt{\frac{1}{4} + \frac{2M}{U_1\beta_0}} - \frac{1}{2} \right)^{1/2}. \quad (12)$$

Как и в случае изгибных напряжений второе слагаемое $2M / (U_1\beta_0)$ под корнем значительно превышает значения $1/4$ и $1/2$. Отбрасывая их, получим приближенное выражение для σ_H :

$$\sigma_H = \frac{0,497\beta_0^{1/4} E^{1/2} M^{1/4}}{r^{1/2} b^{1/2} R_1^{1/2}} U_1^{1/4}. \quad (13)$$

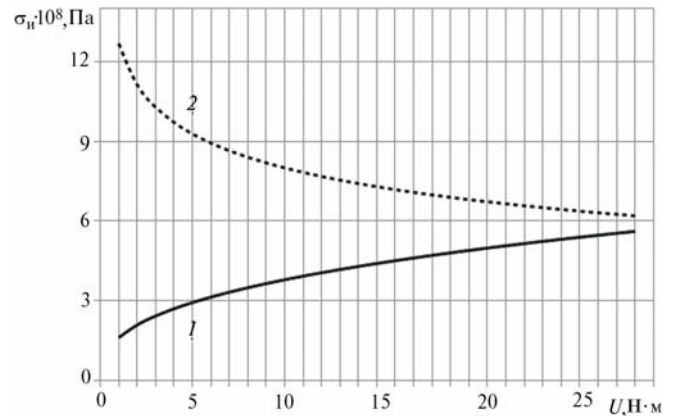


Рис. 2. Зависимости контактного напряжения (1) и напряжения изгиба (2) от жесткости пластины

На рис. 2 представлены зависимости контактного напряжения $k\sigma_H$ (12) (сплошная кривая 1) и напряжения изгиба (9) (штриховая кривая 2) от жесткости U_1 при следующих данных:

$$\begin{aligned} M &= 3,928 \text{ Н·м}; \quad E = 19,62 \cdot 10^{10} \text{ Па}; \quad r = 0,012 \text{ м}; \\ b &= 0,01 \text{ м}; \quad R = 0,013 \text{ м}; \quad R_1 = 0,00105 \text{ м}; \\ \beta_0 &= 0,04. \end{aligned}$$

Как видно на рис. 2 и упрощенных выражений (6) и (13), зависимости напряжений изгиба и контактных напряжений от жесткости U_1 пластин представляют монотонные кривые. Это значительно упрощает поиск оптимальной точки U_1^0 , в которой достигается наименьшее значение целевой функции $\sigma = f(U_1)$. Точка U_1^0 пересечения кривых $\sigma_{и} = f(U_1)$ и $k\sigma_H = f_1(U_1)$ и будет оптимальным решением поставленной задачи (9), (10). В области $U_1 < U_1^0$, в которой выбранное значение жесткости U_1 находится левее точки U_1^0 , пластины будут быстрее разрушаться из-за напряжений изгиба, в области $U_1 > U_1^0$, правее точки U_1^0 — из-за контактных напряжений по линии соприкосновения конца пластины с храповиком.

Оптимальная точка U_1^0 находится в области достаточно жестких пластин, в которой включаются одна — три пластины. Однако, следует помнить, что в окрестности точки U_1^0 , значения $\sigma_{и}$ и $k\sigma_H$ близки друг к другу и поэтому не

обязательно выбирать значения жесткости в точке U_1^0 .

В соответствии с решением оптимизационной задачи строится методика выбора параметров механизма свободного хода при конструировании. Методика предусматривает несколько приближений (шагов). На первом шаге считаем известными момент, передаваемый механизмом свободного хода и габариты (ширина b и диаметр наружной обоймы) механизма. Исходя из опыта создания конструкций механизмов свободного хода, ограничений (10) и существующих конструктивных возможностей подбираем значения параметров r , R , R_1 . Первоначально значение параметра β_0 можно задать в интервале 0,04—0,05. Далее принимаем решение о количестве пластин, которые должны заклиниваться при передаче заданного момента. На первом шаге целесообразно принять $n \approx 2 - 3$. Когда β_0 , M , n заданы, значение жесткости рассчитывают по выражению (3), толщину h пластины — по выражению (4), напряжения изгиба $\sigma_{\text{и}}$ — по выражению (5) и контактные напряжения $\sigma_{\text{н}}$ — по выражению

(12). На последнем этапе первого шага проводится проверка и согласование перемещения конца пластины, числа зубьев и длины полки зуба храповика. После завершения первого шага конструктор имеет полное представление и по своему усмотрению он меняет параметры согласно рекомендациям методики и переходит ко второму шагу.

Литература

1. *Леонов С.А., Леонов А.И.* К выбору параметров храпового механизма свободного хода с направленным включением рабочих тел // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2011. № 4. С. 13–16.
2. *Фолифоров М.А.* Влияние погрешностей изготовления различных элементов механизма свободного хода на условия его заклинивания // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2007. № 11. С. 3–8.
3. *Леонов А.И.* Микрохраповые механизмы свободного хода. М.: Машиностроение, 1982. 219 с.
4. *Леонов С.А., Филимонов В.Н.* О возможности направленного включения рабочих тел в механизме свободного хода // Современные проблемы машиностроения: труды V Международной научно-технической конференции; Томский политехнический университет. Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2010. С. 75–77.
5. *Леонов С.А.* Оптимизация параметров храпового механизма свободного хода с упругими рабочими телами // Известия вузов. Машиностроение. 2011. № 2. С. 12–15.

Статья поступила в редакцию 05.05.2011 г.