

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ САМОТОРМОЗЯЩИХ МЕХАНИЗМОВ В ПРИВОДАХ ГОРНЫХ МАШИН

Агеев С. С.,

Научный руководитель доцент Дьяконова В. Я.,

Сибирский федеральный университет

Самоторможение – свойство механизма, заключающееся в том, что механизм всегда можно привести в движение лишь со стороны входного звена. При попытке привести его в движение со стороны выходного звена силы трения в механизме должны осуществить его торможение.

Свойством самоторможения пользуются довольно широко и давно. На рис. 1, а показана схема грузоподъемной лебедки Герона с самоторможением, созданной около 120 г. до н. э. В настоящее время самоторможение широко используется во многих грузоподъемных механизмах горного машиностроения.

На рис. 1, б показана система управления с использованием (для повышения надежности управления) двух двигателей и дифференциала. Размещение самотормозящих механизмов между двигателем и дифференциалом позволяет при отказе одного из двигателей автоматически перейти на управление системой вторым двигателем, причем моменты остаются по величине теми же, а скорость управления уменьшается вдвое.

На рис. 1, в показана схема захвата промышленного робота. Самоторможение в этой конструкции целесообразно для удержания груза «рукой» робота после отключения двигателя.

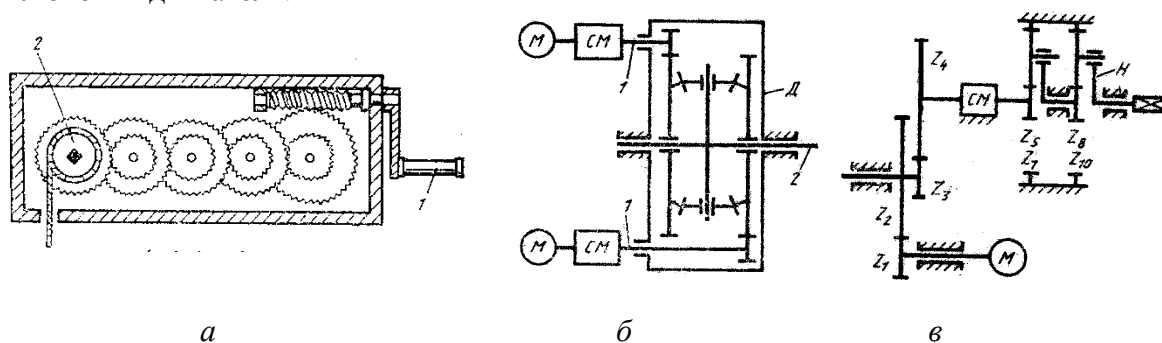


Рис. 1. Примеры применения самотормозящих механизмов:

М – двигатель; СМ – самотормозящий механизм; Д – дифференциал; 1 – ведущее звено; 2 – ведомое звено; 3 – центральное тело; Н – водило; Z – число зубьев колес.

Основными самотормозящими механизмами до недавнего времени были винт-гайка скольжения, червячные и клиновые. Все они хорошо изучены и конструктивно просты. Расчетные формулы для них изложены во всех учебниках по прикладной механике. Важнейшая экономическая характеристика таких механизмов – КПД практически не превышает 0,3-0,4. Это значит, что такой механизм, установленный в кинематическую цепь механической системы, поглощает 60-70% работы движущих сил. Эксплуатация таких механизмов экономически невыгодна. Поэтому получение высокого КПД является основной задачей при проектировании самотормозящих механизмов. С середины 50-х годов получили развитие самотормозящие механизмы принципиально нового типа, КПД которых может достигать значений 0,75-0,85, а иногда и выше.

Теоретический предел для КПД прямого хода таких механизмов определяется известной формулой $\eta = \operatorname{tg}\alpha / \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$, где ρ – угол трения в паре винт-гайка (или червяк-колесо), а α – угол подъема (наклона) винтовой линии. При соблюдении критерия самоторможения во фрикционной паре $\alpha \leq \rho$, получаем $\eta \leq 0,5$. Однако этот результат может быть улучшен.

Во-первых, критерий $\alpha \leq \rho$ целесообразно заменить. Благодаря неопределенности неравенство – очень неудобная зависимость в расчетах. Введем понятие «запас по самоторможению» $\Delta\rho$. Если воспользоваться приведенным выше критерием, то $\Delta\rho = \rho - \alpha$. Если $\Delta\rho > 0$, то самоторможение обеспечивается; чем больше $\Delta\rho$, тем выше запас (надежность) самоторможения.

Запас по самоторможению дает возможность сравнивать между собой характеристики различных различных механизмов при одинаковой степени надежности самоторможения. На рис. 2 представлен график изменения КПД винтовой (червячной, клиновой) пары в зависимости от расчетного угла трения ρ ($\rho = \operatorname{arctg}f$, где f – коэффициент трения). Из графиков видно, что имеются оптимальные значения ρ , при которых КПД достигает максимума. Таким образом, получается, что с увеличением трения растет КПД, но только до определенных пределов. Такой результат, кажущийся парадоксальным, объясняется тем, что с увеличением углов до $10-14^\circ$ функция $\operatorname{tg}\alpha / \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$ растет. Это значит, что выгоднее применять фрикционные пары с углами трения $12-15^\circ$ (коэффициент трения $f = 0,20 - 0,27$), чем с низкими значениями ($5-7^\circ$).

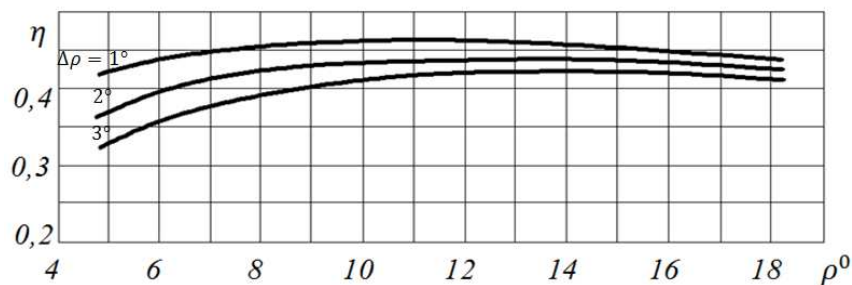


Рис. 2. График изменения КПД винтового самотормозящего механизма: ρ_0 – угол трения в паре винт-гайка; $\Delta\rho$ – запас по самоторможению.

Известно, что винтовую поверхность всегда можно развернуть на плоскость с ошибкой в результатах расчета не более 2-3%. Таким образом, исследование винтовых или червячных механизмов можно заменить исследованием плоских клиновых аналогов, что проще и нагляднее. На рис. 3 показан клиновой аналог обычного червячного (ортогонального) и винтового механизмов.

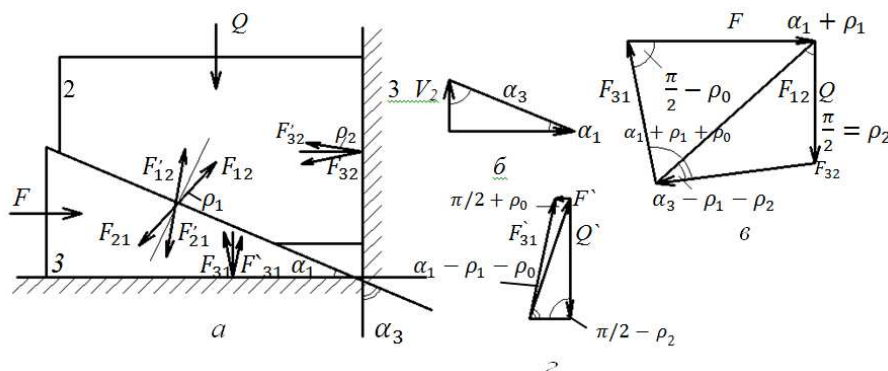


Рис. 3. Клинной механизм – аналог ортогонального червячного механизма и винтового механизма: а) схема клинового механизма; б) план скоростей; в) план сил для прямого хода; г) план сил для обратного хода.

Соотношение между движущей силой F и силой полезного сопротивления Q определится из рассмотрения планов сил для прямого и обратного ходов (рис. 3, б, в). Используя теорему синусов получим:

$$\frac{F}{\sin(\alpha_1 + \rho_1 + \rho_0)} = \frac{F_{21}}{\sin\left(\frac{\pi}{2} - \rho_0\right)}; \quad \frac{Q}{\sin(\alpha_3 - \rho_1 - \rho_2)} = \frac{F_{12}}{\sin\left(\frac{\pi}{2} + \rho_2\right)}.$$

где обозначено: ρ_0, ρ_1, ρ_2 – приведенные углы трения; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – углы клиньев. Величину КПД прямого хода получим из зависимости:

$$\eta = \frac{\sin\alpha_1 \cdot \sin(\alpha_3 - \rho_1 - \rho_2) \cdot \cos\rho_0}{\sin\alpha_3 \cdot \sin(\alpha_1 + \rho_1 + \rho_0) \cdot \cos\rho_2},$$

Тогда КПД обратного хода: $\eta' = \frac{\sin\alpha_3 \cdot \sin(\alpha_1 - \rho_1 - \rho_0) \cdot \cos\rho_2}{\sin\alpha_1 \cdot \sin(\alpha_3 + \rho_1 + \rho_2) \cdot \cos\rho_0},$

Самоторможение (т. е. $\eta' < 0$) будет иметь место при условии $\alpha_1 \leq \rho_1 + \rho_0$.

Видим, что трение в паре звеньев 1 и 3 (ρ_0) (рис. 3) способствует увеличению КПД механизма. Данная фрикционная пара является либо направляющей в клиновом механизме, либо подшипником в винтовом или червячном механизмах. Таким образом, общепринятая формула для определения КПД:

$$\eta = \eta_{\text{пш}} \cdot \frac{\operatorname{tg}\alpha_1}{\operatorname{tg}(\alpha_1 + \rho_1)},$$

где $\eta_{\text{пш}}$ – затраты на трение в подшипниках ($\eta_{\text{пш}} \approx 0,93 - 0,96$), не отражает физическую сущность явления, так как подшипники органически входят в структуру механизма.

График (рис. 2) показывает, что с ростом $\Delta\rho$ падает КПД механизма. Однако небольшие значения $\Delta\rho$ (порядка $1-2^\circ$) допустимо применять чрезвычайно редко, так как из-за нестабильности трения, разброс истинных значений углов трения превосходит желаемое ожидание $\Delta\rho$. Таким образом, стабилизация трения (путем подбора соответствующих смазок, обработки поверхностей и т. п.) является крайне необходимой для улучшения экономических показателей механизмов.

Исследования уравнения движения механизма в форме работ показали, что для достижения высокого КПД прямого хода, сохраняя свойство самоторможения, необходимо иметь высокое значение коэффициента $\chi = A_{\text{вс}}' / A_{\text{вс}}$,

где: $A_{\text{вс}}'$ – работа сил вредных сопротивлений во время обратного хода механизма; $A_{\text{вс}}$ – работа сил вредных сопротивлений во время рабочего хода механизма.

В этом случае:

$$\eta = \frac{\chi}{\chi + \xi}.$$

где ξ – коэффициент надежности самоторможения ($\xi \geq 1$).

Рассмотрим работу дисковой самотормозящей муфты (рис. 4). Ведущее звено (коленчатый рычаг 1) передает диску 3 момент на большем плече R_1 , чем ведомое звено (коленчатый рычаг 2) на плече r . Вследствие различных плеч звено 1 и является ведущим, а звено 2 – ведомым. От моментов M_1 и M_2 возникают силы F_1 и F_2 ($F_1 = M_1/R_1$; $F_2 = M_2/r$).

Условие движения механизма: $M_1 \geq M_2 + M_T$.

Видно, что уменьшение момента трения M_T приводит к увеличению эффективности муфты (уменьшается движущий момент). В свою очередь момент трения зависит от величины и направления сил F_1 и F_2 . Если механизм выполнен по схеме рис. 4, то момент трения будет определяться разностью сил $F_2 - F_1$, что существенно уменьшает работу сил трения прямого хода. Если же конструкцию

выполнить по рис. 4, б, то эффект будет обратный, так как момент трения в этом случае зависит от суммы $F_1 + F_2$.

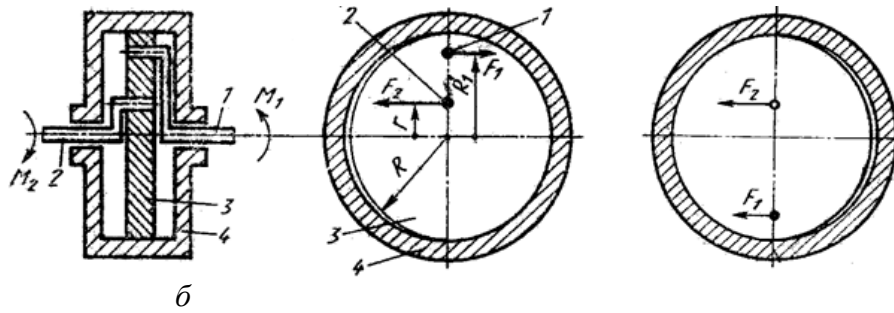


Рис. 4. а) схема дисковой муфты: 1 – ведущее звено; 2 – ведомое звено; 3 – диск; 4 – корпус муфты; б) вариант конструктивного решения муфты.

Рассмотрим режимы работы самотормозящих механизмов на примере дисковой муфты. Момент трения определяется по формуле:

$$M_T = (F_2 - F_1) f \cdot R = \left(\frac{M_2}{r} - \frac{M_1}{R_1} \right) f \cdot R.$$

где: f - коэффициент трения плавающего диска 3 о корпус 4 (рис. 4).

Тогда условие движения для тягового режима будет иметь вид:

$$M_1 \left(1 + \frac{f \cdot R}{R_1} \right) \geq M_2 \left(1 + \frac{f \cdot R}{r} \right).$$

В режиме статического равновесия необходимое значение момента движущих сил:

$$M_1 = M_2 \frac{R_1}{r} \left(\frac{r + f \cdot R}{R_1 + f \cdot R} \right).$$

Следовательно КПД дисковой муфты:

$$\eta = \frac{r}{R} \left(\frac{R_1 + f \cdot R}{r + f \cdot R} \right).$$

Однако, самотормозящие механизмы необходимо рассчитывать еще и на режим оттормаживания. Сущность такого расчета заключается в том, что свойство самоторможения исключает самопроизвольное движение механизма под действием сил производственных сопротивлений (например, самопроизвольное движение вниз поднятого груза). При этом режиме должно соблюдаться условие: $M_1 + M_2 \geq M_T$.

После преобразований получим:

$$M_1 \geq M_2 \cdot \frac{R_1}{r} \left(\frac{f \cdot R - r}{R_1 - f \cdot R} \right).$$

Для радиуса R_1 надо проверить условие заклинивания. Размер радиуса должен быть больше критического, то есть $R_1 > fR$. Выполнение этого условия необходимо для холостого хода механизма, то есть $M_2 = 0$.

Исследования показали, что при выборе параметров размеров муфты из условия прочности определяют радиус вала, затем, выбрав материалы фрикционной пары, определяют f , а по условию самоторможения находят R .

При проектировании самотормозящих механизмов необходимо учитывать следующие особенности:

- выбор параметров осуществлять с учетом необходимости обеспечения надежности самоторможения, реверсивности механизмов;
- рассматривать тяговый режим и режим оттормаживания, учитывая что в тяговом режиме надо обеспечить высокий КПД самотормозящего механизма.