

## ПУТИ УМЕНЬШЕНИЯ УСКОРЕНИИ ВТОРОГО ПОРЯДКА В КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМАХ

Конструктивные материалы, из которых изготавливаются детали передаточных звеньев кулачковых механизмов, не являются абсолютно жесткими. В результате действия сил или моментов на детали передаточных звеньев они испытывают напряжения, обычно лежащие в пределах упругости. Процесс деформации этих деталей протекает в соответствии с величиной и характером приложения момента или силы. После снятия рабочего момента или силы детали не только восстанавливают свой первоначальный размер и форму, но и приходят в колебательное движение, затухающее вследствие внутреннего межмолекулярного трения.

Таким образом, движение конечного или ведомого звена кулачкового механизма отличается от «идеального» движения, описываемого формулами теории механизмов и машин. Действительное движение ведомого звена складывается из двух движений: основного, диктуемого кинематикой механизма, и относительного, вызванного упругими колебаниями цепи звеньев кулачкового механизма. Действительные скорости ведомого звена также отличаются от «идеальных». Истинные ускорения ведомого звена складываются из основного ускорения, диктуемого «идеальной» кинематикой механизма, и относительного, накладываемого на основное в силу упругих колебаний системы звеньев. Относительные ускорения часто называют ускорениями второго порядка.

Действительные ускорения значительно превышают расчетные, а следовательно, и действительные силы инерции превышают расчетные. Повышение истинных нагрузок в кулачковом механизме приводит к преждевременному износу звеньев и к повышению потребляемой мощности.

Оценке действительных ускорений толкателя кулачковых механизмов посвящены работы Малышева А. П., Кожевникова С. Н., Кобринского А. Е., Маляровой В. М., Митчелла Д., Хроунза И. и др.

Все эти авторы полагают, что кулачковый механизм имеет абсолютно жесткий равномерно вращающийся главный вал, а ведомая система демпфирована таким образом, что ее упругие колебания успевают затухать в периоды пауз. При экспериментальных исследованиях создавались условия, близкие к этим допущениям.

В реальных механизмах цикловых машин-автоматов главный вал имеет вынужденные крутильные, а часто и поперечные упругие колебания, ведомая система практически редко демпфируется, и ее колебания, не успевая затухать от предыдущего цикла, накладываются на возникающие в дальнейшем.

Наличие в протяженной цепи упругих звеньев кулачкового механизма вносит специфическое взаимовлияние вынужденных упругих колебаний как ведущей, так и ведомой механических систем.

В период передачи энергии ведущей системой (ротор электродвигателя, передаточные механизмы главный вал и кулачок) при отсутствии разрывов в кинематической цепи ведущую и ведомую систему можно рассматривать как многомассовую нелинейную.

В период изменения направления передачи энергии в кинематической цепи могут возникать разрывы. Система при этом может соответственно расчлениваться на отдельные двухмассовые или многомассовые системы.

В период верхней и нижней паузы в движении толкателя ведомая система нередко является одномассовой.

Законы приложения возбуждающих сил в кулачковых механизмах могут быть чрезвычайно разнообразны. Бесконечно число комбинаций их условий работы: величин цикловых углов, законов движения толкателей, характера изменения и величин технологического нагружения исполнительных механизмов. Поэтому наряду с дальнейшим углублением теории упругих колебаний, применительно к различным конкретным условиям, необходимо развивать экспериментальные исследования истинной динамики кулачковых механизмов.

Такие исследования проводились нами на специальном стенде, спроектированном в виде установки, приспособленной для монтажа на токарно-винторезном станке модели 1Д62 (рис. 1). Для прецизионного изготовления кулачков использовалось приспособление, спроектированное автором статьи и изготовленное силами мастерских УПИ им. Ив. Федорова. Оценка приспособления и изготовленных кулачков показала удовлетворительную точность.

Регистрация крутящих моментов на главном валу стенда, угловых ускорений ведомого диска, а также усилия нагружающей пружины производилась при помощи проволочных датчиков сопротивлений и соответствующей тензометрической аппаратуры: четырехканальным усилителем ТУ-4 и магнитно-электрическим осциллографом Н-700. С целью выявления искажений, вносимых в регистрируемые параметры шлейфом осциллографа и усилителем, были использованы проверочные измерительные схемы с поляризованным реле и звуковым генератором ЗГ-10. В результате этой проверки были отобраны шлейфы осциллографа, не дающие искажения задаваемого сигнала прямолинейной формы при заданной рабочей частоте импульсов. Для отметки фазовых углов на осциллограммах были использованы микропереключатели, срабатывающие в крайних верхнем и нижнем положениях коромысла.

Для экспериментального исследования и оценки ускорений второго порядка были изготовлены кулачки, обеспечивающие законы периодического движения коромысла: а) синусоида — «С<sub>0</sub>», б) косинусоида — «К», в)  $\omega = \text{const}$  — «0050», г) сложная парабола 3-й степени — «III», д) диаграмма, очерченная трапецией и вогнутой параболой степени 1,5 — «0317 (1,5)», е) равномерно убывающее ускорение — «0000».\*

Законы периодического движения «С<sub>0</sub>», «К» и «0050» отобраны для сопоставления получаемых результатов исследования с данными других исследователей. Законы «III» и «0317 (1,5)» представляют интерес с точки зрения влияния на величину ускорений второго порядка интенсивности нарастания ускорения первого порядка в начальный момент

\* Обозначения соответствуют принятым в книге [4].

движения коромысла. Закон движения «0000» отобран для сопоставления с законом «К» при общем условии, что в начальный момент они имеют производную ускорений первого порядка, равную бесконечности.

В отличие от ранее проведенных исследований, программой наших экспериментов предусмотрена оценка влияния на величину ускорений второго порядка толкателя варьирования крутильной жесткости ведущей системы, последовательного демпфирования систем механизма, а также регистрация истинных крутящих моментов, возникающих на валу кулачка.

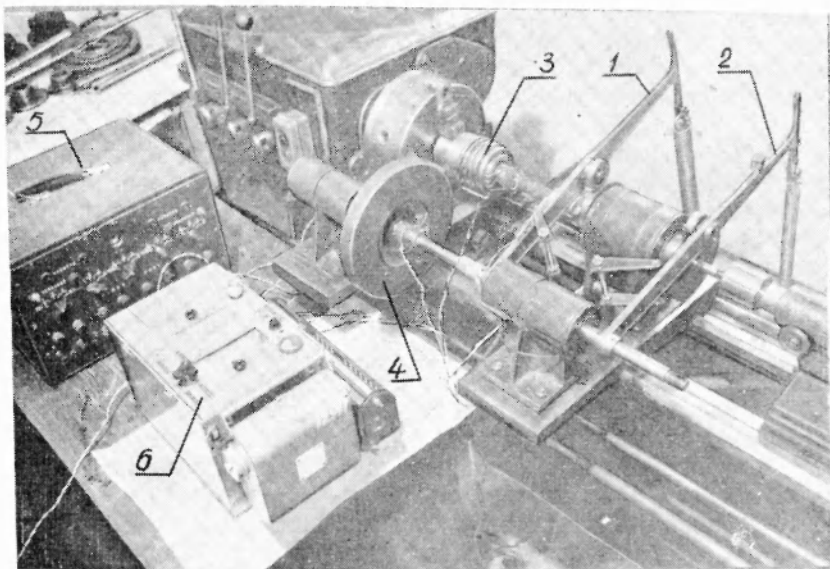


Рис. 1. Экспериментальный стенд:

1 — исполнительный коромысловый кулачковый механизм; 2 — уравновешивающий кулачковый механизм; 3 — токосъемник; 4 — ведомый инерционный диск; 5 — четырехканальный тензометрический усилитель ТУ-4; 6 — магнитно-электрический осциллограф Н-700.

В процессе экспериментирования варьировались: законы периодического движения ведомого звена кулачкового механизма; число циклов главного вала в минуту (50,6; 83,6; 133,5); частотные характеристики ведущей (81; 121,3 и 196 гц) и ведомой систем (29,7; 32,7; 38,2; 47,3 гц).

Обработка осциллограмм, полученных в результате проведенных экспериментов, дала возможность установить, что кривые крутящих моментов, угловых ускорений ведомого диска и изменения усилия нагружающей пружины искажены наложением влияния гармонических колебаний. Истинная динамика кулачковых механизмов зависит от конкретных сочетаний частоты приложения, характера и величины возмущающего импульса, частотных параметров ведущей и ведомой систем и нагружающей пружины.

Сопоставление кривых крутящих моментов, полученных расчетным путем, и действительных крутящих моментов, зарегистрированных в процессе экспериментов, показало, что расхождения между ними возникают в результате наложения торсионных крутильных колебаний ведущего вала и искажения характера и величины действительных динамических нагрузок, создаваемых ведомой системой.

Критерием оценки ведущей системы может служить коэффициент динамичности крутящего момента — отношение действительного пика крутящего момента к расчетному, «идеальному». Коэффициент динамичности крутящего момента зависит от закона периодического движения коромысла, числа циклов главного вала и частотной характеристики ведущей системы. В диапазоне проведенных исследований он находился в пределах от 1,05 до 1,3, в зависимости от конкретных условий.

Таблица коэффициентов динамичности для ведомой системы

Соб- ственная частота ведущей системы, гц	Соб- ственная частота ведомой системы, гц	Закон «С <sub>0</sub> »			Закон «0050»			Закон «К»		
		об/мин			об/мин			об/мин		
		50,6	83,6	133,5	50,6	83,6	133,5	50,6	83,6	133,5
196	29,7	1,85	1,36	1,40	3,45	4,20	4,45	1,40	1,70	1,95
	с демпф.	1,20	1,06	1,05	2,00	3,20	3,93	1,40	1,42	1,69
121,3	29,7	1,75	1,35	1,32	4,00	4,15	4,52	2,10	2,52	2,00
	с демпф.	1,31	1,08	1,06	2,00	3,32	4,08	1,40	1,52	1,81
81	29,7	1,65	1,35	1,30	4,40	4,18	4,90	2,72	2,80	2,00
	с демпф.	1,43	1,10	2,20	2,20	3,52	4,30	1,42	1,60	1,85
Соб- ственная частота ведущей системы, гц	Соб- ственная частота ведомой системы, гц	Закон «Ш»			Закон «0317(1,5)»			Закон «0000»		
		об/мин			об/мин			об/мин		
		50,6	83,6	133,5	50,6	83,6	133,5	50,6	83,6	133,5
196	29,7	1,60	1,22	1,40	2,20	1,82	3,20	1,80	2,10	2,30
	с демпф.	1,22	1,05	1,18	1,62	1,60	2,02	1,16	1,41	1,52
121,3	29,7	1,60	1,15	1,51	2,50	2,40	3,20	1,82	2,00	2,20
	с демпф.	1,30	1,07	1,22	1,68	1,65	2,13	1,42	1,63	1,68
81	29,7	1,60	1,22	1,68	2,68	2,70	3,10	1,85	2,10	2,20
	с демпф.	1,41	1,10	1,30	1,77	1,80	2,20	1,60	1,80	1,70

Кривые действительных угловых ускорений значительно искажены наложением собственных торсионных колебаний вала ведомой системы (т. е. наличием ускорений второго порядка). Критерием для оценки действительных пиков сил инерции ведомой системы является коэффициент динамичности, представляющий собой отношение действительно-го пика ускорений к пику ускорений первого порядка, т. е. «идеальных».

Произведение коэффициента динамичности на константу пика ускорений первого порядка ( $K_d \cdot C$ ) является существенным критерием качественной оценки реальной динамики машин. Так, наибольшая константа пика ускорения, из числа рассматриваемых законов периодического движения, соответствует закону «С<sub>0</sub>» ( $C = 6,28$ ); в действи-

тельности величина пика истинного ускорения, определяемая произведением  $K_d \cdot C$ , во многих случаях меньше, чем те же произведения для других законов.

На рис. 2 приведены типичные осциллограммы кривых действительных ускорений с нанесенными на них диаграммами «идеальных» ускорений, а в таблице приведены результаты обработки серии осцил-

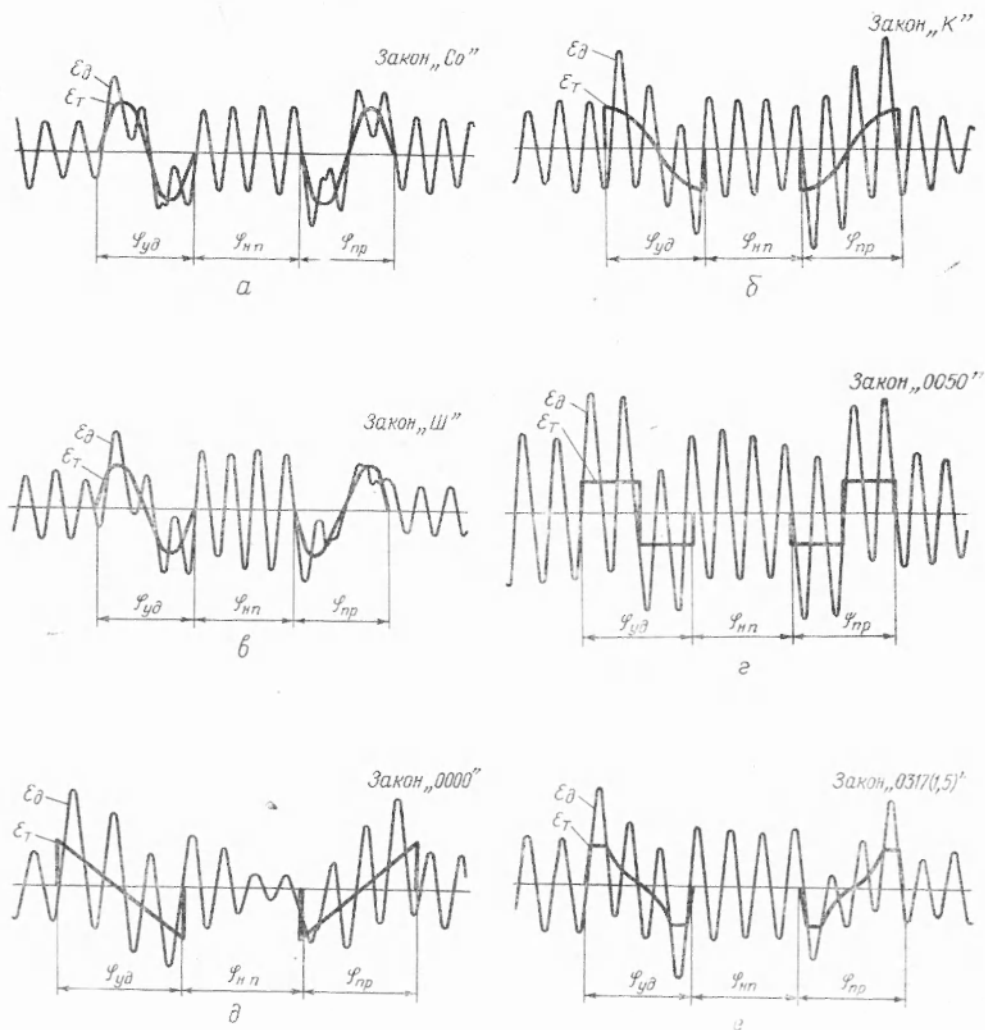


Рис. 2. Осциллограммы кривых ускорения, рассматриваемых законов:

а — осциллограмма кривой ускорения для закона «Со»; б — осциллограмма кривой ускорения для закона «К»; в — осциллограмма кривой ускорения для закона «Ш»; г — осциллограмма кривой ускорения для закона «0050»; д — осциллограмма кривой ускорения для закона «0000»; е — осциллограмма кривой ускорения для закона «0317(1,5)».

лограмм для шести законов периодического движения и частотных характеристик ведущего вала 81; 121,3 и 196 гц для демпфированных и недемпфированных систем механизма.

При установившемся движении ведущего вала на его основное равномерное вращательное движение накладываются вынужденные крутильные колебания. Очевидно, что упругие колебания вала кулачка сообщают движущемуся коромыслу добавочные импульсы, изменяю-

щие его истинное движение. Следовательно, крутильные колебания ведущего вала являются источником вынужденных колебаний ведомой системы при угловых перемещениях коромысла.

В свою очередь, возникающие упругие колебания ведомой системы вызывают дополнительные вынужденные колебания ведущего вала. Данные, полученные в результате проведенных экспериментальных исследований, подтверждают это. Наиболее эффективным средством борьбы с различного рода колебаниями являются демпферы, или глушители колебаний. Они представляют собой устройства, предназначенные для рассеивания потенциальной энергии упругости, накапливаемой системой под действием внешних возмущающих нагрузок. Известно, что введение дополнительных сопротивлений дает возможность снизить

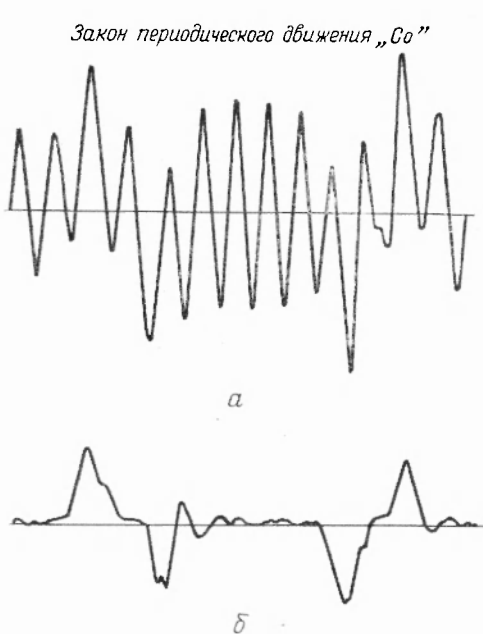


Рис. 3. Осциллограмма кривой ускорения для закона «С<sub>0</sub>»: а — до демпфирования; б — после демпфирования.

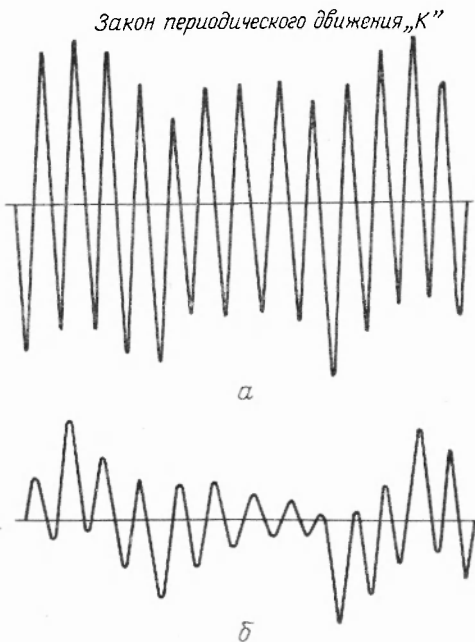


Рис. 4. Осциллограмма кривой ускорения для закона «К»: а — до демпфирования; б — после демпфирования.

амплитуды колебаний одномассовой и многомассовой систем до любого предела при любом характере внешнего возбуждения колебаний.

В процессе экспериментирования нами сделана попытка оценить влияние демпфирования систем кулачкового механизма на величину коэффициента динамичности.

Для демпфирования ведомой системы было использовано тормозное устройство, создающее тормозной момент на ведомом диске, равный одной сотой от момента сил инерции.

Для демпфирования ведущего вала использовалась установка уравновешивающих кулачковых механизмов, обладающих, как известно, удовлетворительными демпфирующими свойствами. Замыкающая пружина была погружена для демпфирования в цилиндр с виброгасящей средой (минеральное масло — нигрол).

Результаты экспериментов показали, что демпфирование только нагружающей пружины незначительно понижает коэффициенты динамичности: демпфирование ведущего вала — в отдельности и совместно

с нагружающей пружиной — понижает коэффициенты динамичности несколько больше. Значительно понизило величины коэффициентов динамичности демпфирование ведомой системы торможением — как ведомой системы в отдельности, так и совместно с другими системами.

На рис. 3 и рис. 4 представлены осциллограммы ускорений во времени: *a* — до демпфирования систем механизма и *b* — после демпфирования нагружающей пружины, ведомой и ведущей систем, соответственно для законов периодического движения «*C<sub>0</sub>*» и «*K*».

Из приведенных осциллограмм видно, что демпфирование систем кулачкового механизма в значительной степени понижает величины коэффициентов динамичности. Характерно также и то, что влияние демпфирования систем механизма больше сказывается при больших скоростях, что особенно важно для быстроходных машин-автоматов. Так, до демпфирования системы коэффициент динамичности  $K_d$  для закона «*C<sub>0</sub>*» был равен 2,2 при  $n = 50,6$  об/мин; при  $n = 133,5$  об/мин  $K_d = 2,6$ . После демпфирования при  $n = 50,6$  об/мин коэффициент динамичности стал 1,6, а при  $n = 133,5$  об/мин  $K_d = 1,05$ . Следовательно, при  $n = 50,6$  об/мин коэффициент динамичности был понижен после демпфирования в 1,38 раза, а при  $n = 133,5$  — в 2,5 раза.

Таким образом, при проектировании законов периодического движения ведомых звеньев следует выбирать в зависимости от конкретных условий работы и параметров жесткости исполнительных механизмов машин-автоматов.

Необходимо уделить большее внимание демпфированию систем с целью значительного снижения ускорений второго порядка ведомых звеньев цикловых исполнительных механизмов машин-автоматов.

Установка уравнивающих кулачковых механизмов не только демпфирует работу ведущей и ведомой систем, но также существенно разгружает передаточные механизмы привода и увеличивает жизненный ресурс машин-автоматов.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. С. Н. Кожевников. Выбор закона движения ведомого звена кулачкового механизма, Сб. трудов Днепропетровского металлургического института, вып. XVII, 1949.
2. А. Е. Кобринский. К выбору закона движения толкателя, Труды семинара по ТММ АН СССР, т. IX, вып. 35, 1950.
3. А. П. Малышев. Новая теория боевых механизмов ткацких станков, «Известия хлопчатобумажной промышленности», 1934, № 9—10.
4. К. В. Тир. Комплексный расчет кулачковых механизмов, Машгиз, М., 1958.
5. А. Н. Полудов. Опыт экспериментального исследования уравнивающего кулачкового механизма с пружинным нагружением, Научные труды НИИПМ, т. 24, 1963.

#### THE WAYS OF SECOND ORDER DECELERATION IN THE CAM MECHANISMS

A. N. POLUDOV

The true dynamics of the cam mechanisms is investigated. The installation of the balancing cam mechanisms not only damps the work of the driving and driven systems, but also it essentially unloads the transmissive mechanisms of the cam gear and increases some vital resources of automatic machines.

---