Изв. АН Армении (сер. ТН), т. XLIII, № 5, 1990, с. 203—206.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.01

В. Г. АРАКЕЛЯН, К. Д. АВЕТИСЯН

ДИНАМИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ ПО КОЭФФИЦИЕНТУ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ДВИЖЕНИЯ И УСЛОВИЮ УРАВНОВЕШИВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА ФУНДАМЕНТ

Разработан метод динамического синтеза механизмов, являющийся симбиозом двух известных задач синтеза механизмов по коэффициенту неравномерности движения и условию уравновешивания динамических нагрузок на фундамент. Реализация условия синтеза осуществляется несимметричной установкой маховой массы на звене приведения, что позволяет не только обеспечить требуемую неравномерность движения механизма, но и его наилучшую равномерную уравновешенность на фундаменте. Предложенный метод синтеза позволяет обеспечить малую металлоемкость, компактность, конструктивную простоту и надежность проектируемых механизмов.

Ил. 1. Библиогр.: 4 назв.

Մշակվել է մեխանիզմների դինամիկական համադրման մեթոդ, որը հանդիսանում է երկու հայտնի խնդիրների համակցություն՝ մեխանիզմների համադրում քաշ շարժման անհավասարաչափության գործակցի և հիմքի վրա մեխանիզմի դինամիկ բեռնվածությունների հավասարակշռման պայմանի։ Համադրման պայմանների իրականացումը իրագործվում է բերման օղակի վրա՝ թափանիվային զանգվածի անհամաչափ տեղադրմամբ, որը թույլ է տալիս ոչ միայն ապահովել մեխանիզմի շարժման պահանջվող անհավասարաչափությունը, այլև նաև նրա լավագույն հավասարաչափ հավասարակշռվածությունը հիմքի վրա։

Համադրման ստացված մեթոդը թույլ է տալիս ապահովել նախագծվող մեխանիզմների ցածր մետաղատարություն և ամփոփություն, կառուցվածքային պարզություն և հուսալիություն։

Проектирование современных машин требует создания оптимальных методов синтеза, позволяющих наряду с достижением улучшенных динамических свойств механизмов обеспечить их малую металлоемкость и компактность, конструктивную простоту и надежность. Одним из путей решения этой задачи — разработка новых методов синтеза, являющихся симбиозом ранее известных и достаточно хорошо изученных методов. Так, например, известная задача обеспечения требуемой неравномерности движения механизма решается посредством увеличения момента инерции входного звена (звена приведения) путем добавления маховой массы [1, 2]. Другая, широко применяемая в современной технике задача уравновешивания механизмов на фундаменте, также решается добавлением корректирующей массы на входном звене [3, 4]. Таким образом получается, что в обоих случаях улучшение динамических характеристик механизма достигается увеличением массы входного звена. При этом синтезируемые параметры связываются между собою свободно выбираемыми параметрами, что указывает на возможность объединения двух этих методов.

Задачу, которая рассмотрена в данной работе, можно сформулировать так: разработать способ установки маховой массы, обеспечивающей не только требуемый коэффициент неравномерности вращения входного звена механизма, но и минимизацию динамических нагрузок на фундамент.

Колебания скорости входного звена механизма оценивается коэффициентом неравномерности движения

$$\delta = (\omega_{max} - \omega_{min})/\omega_{cp},$$

где ω_{max} и ω_{min} — максимальное и минимальное значения угловой скорости входного звена за цикл, ω_{cp} — средняя угловая скорость за цикл.

Практикой установлены те значения δ, которые допустимы в различных случаях. Уменьшение коэффициента δ достигается путем установки на валу входного звена механизма маховика, момент инерции которого определяется по следующей известной формуле [1]:

$$I_{M(O)} = A/\omega_{cp}^2\delta - I_0 - (I_{пр}^{max}(1+\delta) - I_{пр}^{min}(1-\delta))/2\delta, \qquad (1)$$

где A — разность работ движущих сил и сил сопротивления, I_0 — момент инерции входного звена, $I_{пр}^{max}$ и $I_{пр}^{min}$ — приведенные моменты инерции звеньев механизма, соответствующие максимальному ω_{max} и минимальному ω_{min} значениям угловой скорости входного звена.

Наилучшее равномерное уравновешивание плоских механизмов [3] осуществляется размещением на входном звене корректирующей массы, величина которой определяется из условия

$$\max_{\varphi\in[0,2\pi]} |\overline{P}_к - \overline{P}(\varphi)| \to \min_{m_к,\ \varphi_к},$$

где $\overline{P}_к$ — сила инерции корректирующей массы, $\overline{P}(\varphi)$ — главный вектор неуравновешенных сил, $m_к$ и $\varphi_к$ — корректирующая масса и ее угол размещения.

Статический момент корректирующей массы относительно оси вращения входного звена представляется в виде

$$S = m_к r_к = f(m_i,\ l_i,\ r_i,\ P_{пс}), \qquad i = 1, \ldots, n, \qquad (2)$$

где m_i, l_i и r_i — масса, длина и координата центра масс i-го звена механизма, $P_{пс}$ — сила полезного сопротивления, n — число подвижных звеньев механизма.

Предположим, что маховик имеет массу, равную корректирующей массе ($m_м = m_к$), и установлен на валу входного звена несимметрично, с некоторым эксцентриситетом e (рис.).

В этом случае условия (1) и (2) можно представить следующим образом:

$$\begin{cases} I_{M(O)} = I_{M(S)} + m_м e^2, \\ m_м e = S. \end{cases} \qquad (3)$$

Учитывая, что с целью получения необходимого момента инерции при возможно малой массе $m_м$ и диаметре $D_м$ (рис.) маховик выполняют в виде тяжелого обода, соединенного со втулкой тонким диском, момент инерции маховика можно представить в виде $I_{м(S)} = m_м D_м^2/4$ [2]. Подставляя это значение момента инерции маховика в систему уравнений (3) и разрешив ее относительно массы маховика, получим

$$m_м = \frac{I_{м(O)} + \sqrt{I_{м(O)}^2 - D_м^2 S^2}}{D_м^2/2}. \qquad (4)$$

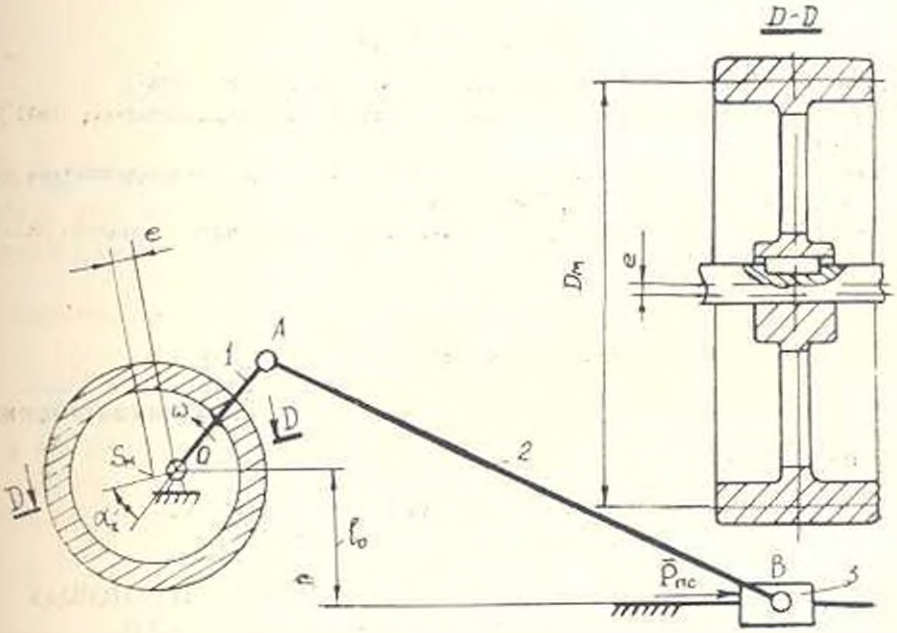

Рис.

Второе решение квадратного уравнения может привести к неконструктивным (нереализуемым) параметрам маховика, поэтому ограничимся рассмотрением лишь одного корня. Диаметр $D_м$ маховика выбирается по конструктивным соображениям с учетом условия $D_м < l_{м(S)}$ S. После определения массы маховика определяется расстояние e от оси симметрии маховика до оси его вращения. Нетрудно убедиться в том, что при отсутствии необходимости в уравновешивании механизма (т. е. при $e = 0$) выражение (4) для определения массы маховика принимает следующую известную форму [1, 2]: $m_м = I_{м(O)}/D_м^2$. Таким образом, разработанный метод динамического синтеза позволяет с помощью несимметричной установки маховика обеспечить не только требуемую неравномерность движения механизма, но и уравновешенность на фундаменте.

Пример. При заданных размерах: $l_{O_1A} = 0{,}1$ *м*, $l_{AB} = 0{,}2$ *м*, $l_O = 0$; массах $m_1 = 0{,}8$ *кг*, $m_2 = 2{,}3$ *кг*, $m_3 = 3{,}1$ *кг*; координатах центров масс $l_{OS_1} = 0{,}05$ *м*, $l_{AS_2} = 0{,}1$ *м*, $l_{BS_3} = 0$; моментах инерции $I_{S_1} = 0{,}003$ *кг·м²*, $I_{S_2} = 0{,}013$ *кг·м²*, $I_{S_3} = 0{,}03$ *кг·м²*; силы полезного сопротивления $P_{пс} = 100$ *Н* и средней угловой скорости входного звена $\omega_{ср} = 15$ *с⁻¹* кривошипно-ползунного механизма спроектировать маховик, обеспечивающий коэффициент неравномерности движения $[\delta] = 1{,}5$ и наилучшую равномерную уравновешенность механизма. По предложенной методике выбирая $D_M = 0{,}2$ *м*, определяем: $m_M = 21{,}5$ *кг*, $e = 0{,}01$ *м*, $\varphi_e = 0$.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Артоболевский И. И.* Теория механизмов.— М.: Наука, 1967.— 776 с.
2. *Баранов Г. Г.* Курс теории механизмов и машин.— М.: Машиностроение, 1967.— 508 с.
3. *Гервонимус Я. Л.* О применении методов Чебышева к задаче уравновешивания механизмов.— М.—Л.: ОГИЗ, 1948.— 148 с.
4. *Гервонимус Я. Л.* Динамический синтез механизмов по Чебышеву.— Харьков: Изд-во ХГУ, 1958.— 134 с.

Изв. АН Армении (сер. ТН), т. XLIII, № 5, 1990, с.

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 620.10:621.762

Г. Л. ПЕТРОСЯН, В. Г. СААКЯН, Г. В. МУСАЕЛЯН
К. Н. ЭДИЛЯН, А. О. СИМОНЯН

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ТОЛСТОСТЕННЫХ ТИТАНОВЫХ ФИЛЬТРОВ ПО ДОПУСКАЕМЫМ НАГРУЗКАМ

Предложен численный метод определения предельного давления толстостенных титановых фильтров. Использованы зависимости теории пластичности реальных пористых материалов. Приведен анализ данных для различных толщин и пористостей толстостенных титановых фильтров.

Ил. 3. Библиогр. 3 назв.

Մշակված է հաստապատ տիտանե ֆիլտրերի թույլատրելի ճնշման որոշման թվային մեթոդ։ Օգտագործված է իրական ծակոտկեն նյութերի պլաստիկության տեսության բանաձևերը։ Բերված է տարբեր հաստատությունների և ծակոտկենության հաստապատ տիտանե ֆիլտրերի ուժանային ճնշման սահմանների վերլուծությունը։

В работе [1] используется метод конечных элементов для исследования процесса пластического деформирования толстостенных бесконечно длинных спеченных труб, нагруженных радиальным давлением. Следует отметить, что это решение не охватывает все практически важные случаи пластического деформирования толстостенных спеченных труб.