ЛИТЕРАТУРА

1. **Миклясв П.Г., Нешпор Г.С., Кудряшов В.Г.** Кинетика разрушения. - М.: Металлургия, 1979. - 278 с.
2. **Давид Броек.** Основы механики разрушения. - М.: Высшая школа, 1980. - 368 с.
3. **Малинин Н.Н.** Прикладная теория пластичности и ползучести. - М.: Машиностроение, 1975. -399 с.
4. **Петросян Г.Л.** Исследование вопросов влияния трещин на процессы пластического деформирования и разрушения спеченных материалов // Прогрессивные технологические процессы в машиностроении. Тез. докл. / Академия наук УССР, Институт проблем материаловедения. - г. Луцк, 1989. - С. 47-48.
5. **Петросян Г.Л.** Пластическое деформирование порошковых материалов. - М.: Металлургия, 1988. - 153 с.

ГИУА 17.03.1997

Изв. НАН и ГИУ Армении (сер. ТН). т. I., № 3, 1997, с. 171-174.

УДК 69.002.54.83 **МАШИНОСТРОЕНИЕ**

А.С. САРКИСЯН

УНИВЕРСАЛЬНЫЙ КРИТЕРИЙ ОПТИМИЗАЦИИ РУЧНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

Ներկայացվում է ձեռքի հարվածային էլեկտրական մեքենաների երկրաչափական և կառուցվածքային պարամետրերի լավարկման նոր չափանիշ, որը ներառում է մինչև այժմ հայտնի երկու չափանիշները։

Предлагается новый критерий для оптимизации геометрических и конструктивных параметров ручных электрических машин ударного действия, совмещающий два других критерия.

Ил. 1. Библиогр.: 2 назв.

A new criterion for geometrical and design parameter optimization is proposed for a manual electric machine with a percussion combining the other two criteria known at present.

Ill. 1. Ref. 2.

В настоящее время известны два критерия для оптимизации геометрических и конструктивных параметров ручных электрических машин с компрессионно-вакуумным (КВ) ударным механизмом: минимум силы, действующей на корпус машины по ее продольной оси [1,2], и максимум энергетического использования машины. Исследования показали, что эти два критерия можно совмещать в одном, более универсальном критерии.

Нагрузочная диаграмма ручной машины с КВ ударным механизмом имеет явно выраженный пиковый характер (рис.), где M_c-момент сопротивления на валу кривошипа, φ-угол поворота его вала. Снижение пиковости нагрузочной диаграммы, т.е ее

приближение к неизменной во времени нагрузке, означало бы всестороннее улучшение ударного механизма. При такой постановке вопроса заслуживает внимания отношение

$$\mu = M_{c\,м} / M_{c\,ср}, \qquad (1)$$

где $M_{c\,м}$ и $M_{c\,ср}$ — соответственно максимальное и среднее значения момента сопротивления. $M_{c\,ср}$ представляет высоту прямоугольника oabc, площадь которого равна площади, ограниченной кривой $M_c(\varphi)$ и осью абсцисс. Для подобной нагрузочной диаграммы выражение (1) характеризует степень ее неравномерности. Чем ближе μ к единице, тем меньше неравномерность и наоборот.

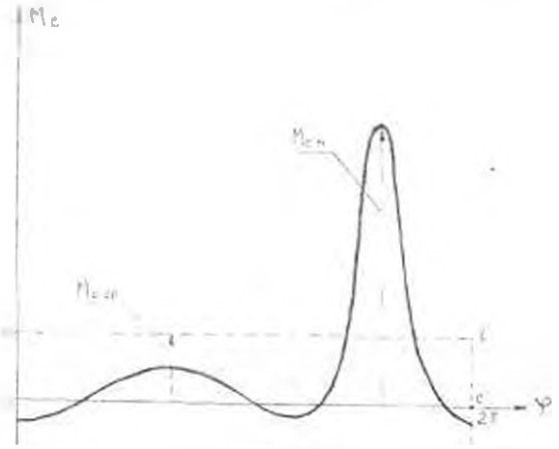

Рис. Нагрузочная диаграмма КВ ударного механизма

Момент сопротивления на валу кривошипа для КВ ударного механизма выражается по формуле [1]

$$M_c = rFPf(\varphi), \qquad (2)$$

где r — радиус кривошипа; F — площадь сечения цилиндра; P — избыточное давление в рабочей камере; $f(\varphi)$ — некоторая функция, зависящая от угла поворота вала кривошипа

$$f(\varphi) = \sin\varphi + \frac{0{,}5\lambda \sin 2\varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}},$$

λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Энергия, переданная приводным двигателем за время одного цикла ударному механизму, равна

$$E = \int_0^{2\pi} M_c d\varphi = rF \int_0^{2\pi} Pf(\varphi) d\varphi. \qquad (3)$$

Среднее значение момента сопротивления будет

$$M_{c\,ср} = \frac{E}{2\pi} = \frac{rF}{2\pi} \int_0^{2\pi} Pf(\varphi) d\varphi. \qquad (4)$$

Максимальное значение момента сопротивления согласно (2) равно

$$M_{с.м} = rF[Pf(\varphi)]_м, \qquad (5)$$

где $[Pf(\varphi)]$ - максимальное значение функции, получаемой от произведения двух функций: избыточного давления P и $f(\varphi)$.

После подстановки (4) и (5) в (1) имеем

$$\mu = 2\pi[Pf(\varphi)]_м / \int_0^{2\pi} Pf(\varphi)d\varphi. \qquad (6)$$

Для придания общности формуле (6) переходим к относительным единицам. Если пренебречь потерями в ударном механизме, то энергия, определенная по формуле (3), полностью передается ударнику (рабочему инструменту), а энергия, полученная ударником, выражается по следующей формуле [1]:

$$E_{уд} = mV^2(1-R^2)/2, \qquad (7)$$

где m - масса ударника; V - скорость ударника в момент удара; R - коэффициент восстановления скорости.

Используя базисные величины [1, 2], в которые входят основные геометрические и конструктивные параметры ударного механизма, формулу (7) можно записать в относительных единицах:

$$E_{уд} = P_0 v^2(1-R^2)/2\lambda\beta. \qquad (8)$$

В (8) обозначены

$$\alpha = P_0F/mH_0\omega_0^2;\ \beta = r/H_0;\ v = V/H_0\omega_0,$$

где P_0 – атмосферное давление; H_0 – начальное расстояние между ударником и поршнем; $\omega_0 = \pi Z_0/30$ – некоторая постоянная угловая скорость, определяемая по числу ударов в минуту Z_0.

После подстановки (8) в (6) окончательно получим

$$\mu = 4\pi\frac{\alpha\beta[Pf(\varphi)]_м}{v^2(1-R^2)}, \qquad (9)$$

где $P = P/P_0$ – избыточное давление в относительных единицах.

Графики функций p и $f(\varphi)$ показывают, что их максимумы наступают в конце рабочего цикла практически одновременно (при угле $\varphi = 285°$).

Поэтому можно записать

$$[Pf(\varphi)]_м = P_м[f(\varphi)]_м.$$

При такой раздельной форме записи сомножителей произведения $[Pf(\varphi)]_м$ имеем

$$\mu = 4\pi\frac{\alpha P_м\beta}{v^2(1-R^2)}[f(\varphi)]_м. \qquad (10)$$

В числителе (10) произведение $\alpha P_м$ отражает силу, действующую на поршень [1]. В знаменателе дробь $v^2(1-R^2)/4\pi$ указывает уровень энергетического использования ударного механизма. Из [10] очевидно также, что μ зависит от β. В [2] показано, что с уменьшением β снижается отрицательное влияние

инерционных сил. Чем меньше αP_u и β и чем больше $\nu^2(1-R^2)$, тем более высокими являются показатели ударного механизма. Но это полностью согласуется с условием μ, т.е. чем меньше неравномерность нагрузочной диаграммы, тем совершенен ударный механизм. Следовательно, выражение (10) может служить критерием оптимизации геометрических и конструктивных параметров компрессионно-вакуумного ударного механизма. При этом совместно учитываются как сила, действующая на поршень, так и уровень энергетического использования ударного механизма, а также влияние инерционных сил.

В [2] показано, что при помощи восьми безразмерных коэффициентов, а именно α, β, R и $K_1,\ldots,K_5$, можно однозначно вычислить все основные геометрические и конструктивные параметры ударного механизма. На основании критерия, выражающегося в (10), и математической модели, предложенной в [2], получены следующие оптимальные значения для этих коэффициентов: $\alpha = 0,4$; $\beta = 0,2\ldots0,3$; $R = 0,2$; $K_1 = 1,1$, $K_2 = 1,1\ldots1,2$; $K_3 = 0,06\ldots0,08$; $K_4 = 0$; $K_5 = 1,3\ldots1,4$. Они хорошо согласуются с ранее полученными значениями, но с учетом универсального характера нового критерия являются более приоритетными, а также отражают предельные возможности компрессионно-вакуумного механизма. Минимальное значение критерия неравномерности нагрузочной диаграммы достигает 4...5.

Критерий уровня неравномерности нагрузочной диаграммы, выражающийся в (9) или (10), справедлив для КВ ударного механизма. Однако его суть и способ получения носят общий характер и могут быть использованы для других видов ударных механизмов. В каждом конкретном случае необходимо базисные величины подобрать таким образом, чтобы в них входили геометрические и конструктивные параметры, подлежащие оптимизации.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Пятов В.Л.** Применение вычислительной техники при исследовании ручных машин ударного действия // Реф. тем. сб.: Механизированный инструмент и отделочные машины / ЦНИИТЭстроймаш. 1974. - Сер. IV. - С. 3-55.

2. **Саркисян А.С.** Влияние инерционных сил на вибрацию ручных машин ударного действия // Строительные и дорожные машины. - 1991. - № 4. - С. 22-24.

ГИУА

26.04.1996