Результаты моделирования полета СБЛА

H, км	40	30	20	10	5	1
V, м/с	2000	2200	2750	3100	3250	3400
X, км	1385	1387	1395	1391	1388	1390
$E_д / E_с$	2,9	2,4	1,6	1,3	1,2	1

Приведенные результаты показывают, что с увеличением высоты полета СБЛА затраты энергии при достижении одинаковой дальности уменьшаются. Полученный таким образом выигрыш в энергии может быть использован для осуществления различных маневров при движении СБЛА. Это подтверждает наличие существенных преимуществ у СБЛА по сравнению с ДБЛА.

Список литературы

1. *Жанжеров, Е. Г.* Принципы управления полетом аэробаллистических летательных аппаратов / Е. Г. Жанжеров, И. А. Кашина, А. В. Куликов // Сборник тр. II Междунар. науч.-практ. конф. «Исследование, разработка и применение высоких технологий в промышленности». – СПб., 2006. – С. 174–175.

2. *Сихарулидзе, Ю. Г.* Баллистика летательных аппаратов. – М. : Наука, 1982. – 351 с.

E. G. Zhanzherov, I. A. Kashina, A. V. Kulikov

The Analysis of Possibilities of Using Pilotless Vehicles

The movement of a supersonic pilotless flying vehicle that consists of a carrier rocket and reentry vehicle is studied in the article. The subsonic and supersonic pilotless vehicles have been compared by analyzing the amount of energy that is necessary for these vehicles to reach the same flight range. The correlation between $E_д$ and E_c have been determined taking into account the fact that a supersonic vehicle flight altitude and velocity are much higher than those of a subsonic vehicle, which corresponds to real equation. The flight stimulation of a supersonic flying vehicle (SBFV) have been performed the results of which show that when SBFV flight altitude increases, the amount of energy required to reach the same flight range decreases. Such energy gain can be used to perform various manoeuvres when SBFV is moving. This proves that supersonic vehicles have some considerable advantages as compared with subsonic flying vehicles.

УДК 621.974.4.001.24.4

Ю. В. Иванов, кандидат технических наук
Ижевский государственный технический университет

АНАЛИЗ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕССОРНЫХ АМОРТИЗАТОРОВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ДЛЯ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ТЯЖЕЛЫХ КУЗНЕЧНЫХ МОЛОТОВ

Представлен проверочный расчет параметров амортизаторов для виброизоляции кузнечных молотов.

Ключевые слова: молоты, виброизоляция, рессорные амортизаторы.

Подшаботная виброизоляция кузнечных молотов является распространенным направлением улучшения условий труда в кузнечных цехах, повышения технического состояния и конкурентоспособности данных машин на мировом рынке [1]. Результаты практической эксплуатации виброизолирующих установок молотов показывают, что в случае тяжелых штамповочных молотов (масса падающих частей 10 т и более) существующие размеры шабота молота не позволяют разместить необходимое количество рессор для виброизоляции молота при одноэтажной компоновке. Необходимо применять 2–3-ярусную схему размещения амортизаторов. Кроме того, в ряде существующих установок наблюдается преждевременное разрушение рессор из-за перегрузок, что вызывает, учитывая высокую стоимость рессор, справедливые нарекания производственников.

Для оценки применения варианта используемых рессор следует выполнить предварительный расчет действующих напряжений в материале рессоры и определить необходимые требуемые габаритные размеры рессоры.

Рессоры, применяемые для виброизоляции молотов, работают при пульсирующем цикле нагружения и значительных изгибных нагрузках. Из существующих конструкций мощных многолистовых железнодорожных рессор серийно выпускаются и могут быть рекомендованы четыре типоразмера: 1 – ТЭП.60.31.21.001СБ; 2 – ТЭП.60.31.21.00СБ5; 3 – 5НТ285014СБ; 4 – РВМ.01.00.04.01СБ.

Учитывая, что на тяжелых штамповочных молотах выполняется многоударная штамповка с максимальным коэффициентом восстановления скорости удара (жесткий удар), рессоры испытывают максимальное число циклов нагружения и их количество ограничено размерами плиты шабота, поэтому оценка действующих напряжений в каждом типоразмере рессор должна быть выполнена на стадии выдачи рекомендаций по комплектованию амортизаторами виброизолирующей установки.

Для анализа характеристик рессор используем, например, схему виброизолирующей установки 25-тонного штамповочного молота (рис. 1) как наиболее мощного среди представителей тяжелых молотов. Рессоры размещены непосредственно под шаботом

молота. Существующие габаритные размеры шабота не позволяют разместить необходимое количество рессор в один ряд, поэтому используется 2- или 3-этажная компоновка при параллельной установке.

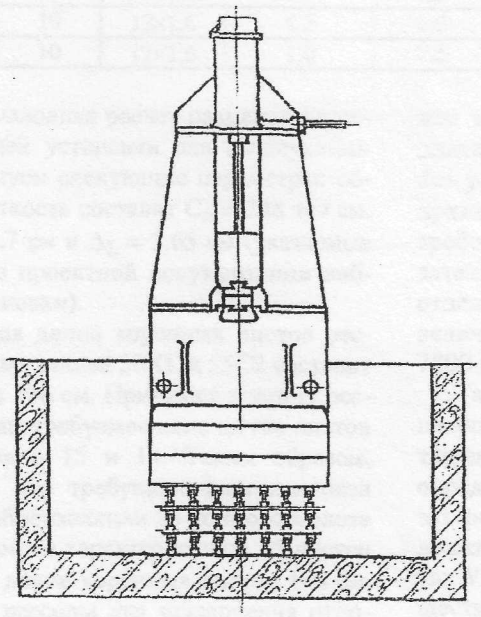

Рис. 1. Конструкция виброизолирующей установки тяжелого штамповочного молота

Прочностные характеристики рессор для виброизоляции молотов (рис. 2) определяются следующими параметрами: жесткость рессор; статическая и динамическая осадка виброизолирующей установки; действующие напряжения изгиба в конструкции рессоры.

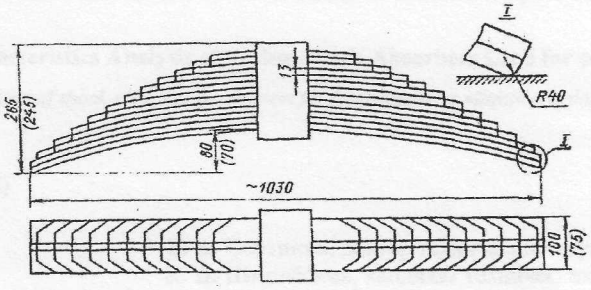

Рис. 2. Железнодорожные рессоры для виброизоляции молотов

Расчетная жесткость рессоры определяется по следующей формуле [2]:

$$C = \frac{3,45Enbh^3}{L^3}, \qquad (1)$$

где E – модуль упругости материала рессоры; n – число листов в рессоре; b, h – ширина и толщина листа рессоры; L – длина листа рессоры.

Статическая осадка конструкции виброизолирующей установки на рессорах определяется по формуле

$$\Delta_{ст} = \frac{G_м}{C_ш^{ст}}, \qquad (2)$$

где $G_м$ – вес молота; $C_ш^{ст}$ – статическая жесткость шабота, равная жесткости рессор.

Статическая жесткость рессор определяется в виде

$$C_ш^{ст} = nC_р, \qquad (3)$$

где n – число рессор виброизолирующей установки; $C_р$ – статическая жесткость рессоры.

Динамическое послеударное перемещение виброизолирующей установки определяется по следующей формуле:

$$\Delta_д = \frac{V_ш}{2\pi f_ш}, \qquad (4)$$

где $V_ш$ – послеударная скорость шабота молота; $f_ш$ – динамическая, парциальная частота колебаний виброизолирующей установки, составляющая 3–4 Гц.

Тогда

$$V_ш = \frac{V_б(1+\varepsilon)}{1+\frac{m_м}{m_б}}, \qquad (5)$$

где $V_б$ – скорость бабы молота; ε – коэффициент восстановления скорости удара; $m_м$ – масса молота; $m_б$ – масса бабы молота.

Расчетные действующие напряжения изгиба рессоры определяются по формуле [2]

$$\sigma_и = \frac{1,5C_р(\Delta_{ст}+\Delta_д)L}{nbh^2} \le [\sigma], \qquad (6)$$

где $[\sigma]$ – предел выносливости материала рессоры.

Выполним расчет нагрузочных параметров вышеуказанных рессор. Результаты расчетов сведены в таблицу.

Величина предела выносливости материала рессоры (без поверхностной обработки) составит: для сталей 50ХГ – 5300 кг/см^2 и 55С2 – 5000 кг/см^2. Для оценки возможности использования рессор для целей виброизоляции выполним расчет по определению геометрии рессоры с учетом допускаемых напряжений.

Решая совместно уравнения (1) и (6), определяем необходимую длину рессоры в виде

$$L = 2,28\sqrt{\frac{Eh\Delta}{\sigma}}, \qquad (7)$$

где $\Delta = \Delta_{ст} + \Delta_д$ – суммарная деформация рессоры при ударах молота.

Тогда необходимое количество листов рессоры определяется по следующей формуле:

$$n = \frac{CL^3}{3,45Eh^3b}. \qquad (8)$$

Параметры рессор для виброизоляции молотов

Рессора	L, см	n, шт.	b×h, см	$C_{ст}$, тс/см	N = 24 (2 ряда)			N = 186 (3 ряда)		
					$\Delta_{ст}$, см	$\Delta_д$, см	σ, кг/см^2	$\Delta_{ст}$, см	$\Delta_д$, см	σ, кг/см^2
1	114,6	8	12×1,6	2,3	3,4	1,6	6570	2,3	1,3	5792
2	132,5	8	12×1,6	1,9	4,2	1,7	7065	2,8	1,4	6454
3	139,0	10	12×1,6	1,3	6,0	2,1	7147	4,1	1,7	5073
4	152,5	10	12×1,6	1,0	7,1	2,4	7702	5,2	1,9	5390

Таким образом, выполняя расчет размеров рессоры виброизолирующей установки для вышеуказанного молота, используем следующие параметры: общая статическая жесткость составит $C_{ст}$ = 248 тс / см: $\Delta_{ст}$ = 3,95 см; $\Delta_д$ = 1,7 см и Δ_Σ = 5,65 см (указанные данные приводятся в проектной документации виброизолирующей установки).

Тогда необходимая длина коренных листов рессоры для используемых сталей 50ХГ и 55С2 составит соответственно 140 и 136 см. Принимая ширину рессор b = 12 см, получим требуемое количество листов рессоры соответственно 15 и 14. Таким образом, следует утверждать, что требуемая многолистовая рессора для целей виброизоляции 25-тонного молота должна иметь следующие характеристики: 15 листов размером 12×1,6 см, длина коренных листов 140 см. Сопрягаемые листы рессоры для исключения относительного смещения в процессе работы должны иметь на своих поверхностях продольный выступ. Также следует учитывать, что для обеспечения продолжительной эксплуатации рессоры свободная стрела прогиба рессоры должна составлять не менее 5 см и жесткость – не менее 1 тс / см.

Следуя расчетным данным необходимо отметить, что из рессор, пригодных для целей виброизоляции, наиболее подходят варианты 3, 4 из вышеприведенной таблицы. Данные конструкции обеспечат более длительную эффективную эксплуатацию рессоры без разрушения. Для повышения допускаемых напряжений изгиба материала рессоры необходимо требовать от изготовителя рессор выполнения обязательной дробеструйной обработки поверхности отдельных листов рессоры до сборки, что повышает величины допускаемых напряжений до значений 7800 и 7200 кг/см^2 соответственно.

Таким образом, используя приведенные соотношения, возможно на стадии подготовки комплектующих узлов виброизолирующей установки молота определить пригодность типа используемых амортизаторов для целей виброизоляции, исходя из продолжительной долговечности их эффективной работы. Указанные данные позволяют выбрать среди существующих типов рессор наиболее приемлемый вариант и обеспечить его эксплуатацию без перегрузок, что наиболее востребовано в кузнечных цехах.

Список литературы

1. *Климов, И. В.* Виброизоляция штамповочных молотов / И. В. Климов, В. П. Кошелев, В. С. Носов. – М. : Машиностроение, 1979. – 134 с.

2. *Пархиловский, И. Г.* Автомобильные листовые рессоры. – М. : Машиностроение, 1978. – 232 с.

Yu. V. Ivanov

Strength Characteristics Analysis of Spring Shock-Absorbers Used for of Heavy Forge Hammers

Checking calculation of shock-absorber parameters for forge hammers vibration isolation is performed.