

ISSN 0132-0890
www.rudmet.ru

Черные металлы

Издается с 1961 года
(№ 1102)

10.2023



Тема номера:
**85 лет кафедре
механики и машиностроения
Сибирского государственного
индустриального университета (стр. 15-54)**

ЧЕРНЫЕ МЕТАЛЛЫ

Издательский дом
«Руда и Металлы»

№ 10 (1102), октябрь 2023 г.

Издается с 1961 г.

Ежемесячный научно-технический и производственный журнал
по актуальным проблемам металлургии и машиностроения

Учредители:

Акционерное общество
«Издательский дом
«Руда и Металлы»

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего
профессионального образования
«Национальный исследовательский
технологический университет «МИСиС»

Федеральное бюджетное автономное
образовательное учреждение высшего
профессионального образования
«Магнитогорский государственный технический
университет им. Г. И. Носова»

При участии:

ПАО «ММК»
ПАО «Ракетно-космическая корпорация «Энергия»
имени С. П. Королева»
ОАО «БМЗ — управляющая компания холдинга «БМК»
ФГБУК «Государственный Эрмитаж»

Официальный информационный орган
Федерального УМО
«Технологии материалов»

Редакционный совет:

Главный редактор: В. М. Колокольцев
Первый зам. главного редактора: К. Л. Косырев
Зам. главного редактора: Е. В. Цирульников, А. Г. Воробьев
А. М. Беленький, В. Блек (Германия), Ю. Л. Бобарикин (Беларусь), О. И. Борискин, И. В. Буторина,
Р. М. Валеев, Е. П. Волынкина, А. В. Выдрин, С. П. Галкин, Е. А. Голи-Оглу (Дания), Я. М. Гордон (Канада),
Д. Г. Еланский, Н. А. Зюбан, И. Е. Илларионов, Л. М. Капуткина, А. А. Казаков, А. П. Коликов,
С. В. Коновалов, А. Г. Корчунов, А. В. Кушнарев, И. О. Леушин, И. П. Мазур, Т. Н. Матвеева, А. В. Мунтин,
А. Е. Пелевин, Ю. Ю. Пиотровский, И. М. Потравный, А. Н. Савенок (Беларусь), А. В. Серебряков,
Е. Ю. Сидорова, И. А. Султангузин, А. Я. Травянов, А. С. Харченко, Н. А. Чиченев, М. В. Чукин,
И. В. Чуманов, А. Н. Шаповалов, П. Шеллер (Германия), Е. А. Яценко

Редакция:

Зам. главного редактора: Е. В. Цирульников
Ответственный секретарь: Е. Ю. Рахманова

Издатель — АО «Издательский дом «Руда и Металлы»
Адрес издателя: 119049, Москва, Ленинский просп., 6,
стр. 2, МИСиС, оф. 622

Адрес редакции:

• фактический: 119049, Москва, Ленинский проспект 6,
стр. 2, МИСиС, оф. 617
• почтовый: 119049, Москва, а/я № 71
Телефон/факс: (495) 955-01-75
Эл. почта: chernet@rudmet.ru, tsirulnikov@rudmet.ru
www.rudmet.ru

Ежемесячный научно-технический и производственный журнал
по актуальным проблемам металлургии и машиностроения
«Черные металлы» № 10 (1102), октябрь 2023 г.

Журнал зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере
связи, информационных технологий и массовых коммуникаций
(Свидетельство ПИ № ФС77-48681 от 28.02.2012 г.)

Товарный знак и название «Черные металлы» являются исключительной
собственностью Издательского дома «Руда и Металлы»

Отпечатано с предоставленных готовых файлов
в типографии «Кандлер»
150044, Россия, Ярославль, ул. Полушкина Роща, 16, стр. 66А.
Тел. (4852) 58-76-33

Дата выхода в свет: 25.10.2023. Формат 60х90/8.

Печ. л. 12,75. Офсетная печать. Бумага офсетная.

Тираж 800 экз. Цена свободная

За достоверность рекламной информации ответственность несет рекламодатель
За достоверность научно-технической информации ответственность несет автор
Перепечатка материалов возможна только с письменного разрешения редакции
При перепечатке ссылка на «Черные металлы» обязательна
«Реклама» — материал публикуется на правах рекламы
Публикуемые материалы не обязательно отражают точку зрения редакции
и редсовета журнала

Подписной индекс:

12985 («Пресса России»)

ISSN 0132-0890



9 770132 089006 >

СОДЕРЖАНИЕ

Обогащение руд

- А. Е. Пелевин. Повышение качества концентрата путем применения тонкого грохочения в стадиях измельчения железных руд 4

Производство стали

- Г. П. Вяткин, М. А. Матвеева, И. В. Чуманов, И. М. Ячиков. Математическое моделирование влияния места доставки капель электродного металла на глубину металлической ванны при электрошлаковом переплаве 10

85 лет кафедре механики и машиностроения

Сибирского государственного индустриального университета

- А. Н. Савельев, С. В. Коновалов. Кафедра механики и машиностроения: 85 лет подготовки инженеров-механиков для металлургической промышленности Сибири и Дальнего Востока. . . . 15
- А. А. Уманский, Р. Н. Молоканов, В. В. Дорофеев. Совершенствование профиля рельсов с целью оптимизации напряженно-деформированного состояния железнодорожного пути в процессе эксплуатации 19
- В. Е. Громов, С. В. Коновалов, М. А. Порфириев, О. А. Перегудов. Формирование дефектной структуры перлита в головке рельсов из заэвтектоидной стали при эксплуатации 26
- А. Г. Никитин, В. Н. Бережанский. Расчет деформации упругих пневматических элементов при ударной нагрузке. 31
- О. С. Бондарева, О. С. Добычина, М. О. Дмитриева, С. В. Коновалов. Сравнительный анализ структуры и электрохимических свойств цинковых покрытий для прогнозирования возникновения контактной коррозии на крепеже 35
- Л. Н. Гудимова. Создание самоустанавливающейся структуры механизма металлургических ножниц с параллельными ножами 42
- Л. Н. Гудимова, И. А. Серебряков. Исследование плавности хода зубчатого одноподвижного плоского планетарного механизма при применении уравновешенной конструкции водила. 49

К 75-летию С. И. Жульева, основателя научной школы технологии материалов в Волгоградском ГТУ

- Н. А. Зюбан. Памяти Сергея Ивановича Жульева 55
- С. Б. Гаманюк, Д. В. Руцкий, Н. А. Зюбан, М. В. Кириличев. Моделирование процесса затвердевания кузнечного слитка при доливке прибыльной части расплавом 57
- Л. В. Палаткина, В. В. Галаган, М. В. Матасова, М. Ю. Чубуков. Влияния электромагнитного перемешивания на процессы кристаллизации сплава и макро- и микроструктуру непрерывнолитых заготовок для производства сероводородостойких труб 63
- Н. А. Зюбан, Д. В. Руцкий, М. С. Никитин, М. В. Кириличев. Исследование и анализ причин зарастания сталеразливочного тракта при получении стали С45Е 70
- О. Б. Крючков, П. И. Маленко, Л. Г. Саранин, А. Е. Болдырев. Экспериментально-расчетное исследование температурного поля в нагреваемом под пластическую деформацию блюме с использованием физического моделирования 78

Металловедение и физика металлов

- А. В. Даниленко, А. В. Мунтин, А. А. Хлыбов. Методика оценки склонности металла к трещинообразованию при различных режимах прокатки 85

Производство труб

- А. С. Алещенко, К. Нгуен, Ю. В. Гамин, А. Р. Шамилов. Исследование износостойкости оправок при раскатке труб из стали 20Х13 93

Экология и рециклинг

- О. В. Максимова, В. А. Филичкина, Ю. В. Сомова. Анализ динамики выбросов черного углерода на территории, прилегающей к Магнитогорскому металлургическому комбинату 98

Журнал "Черные металлы"

по решению ВАК Министерства образования и науки РФ включен в

"Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий для публикации основных научных результатов диссертаций на соискание ученой степени доктора и кандидата наук"

Расчет деформации упругих пневматических элементов при ударной нагрузке

А. Г. Никитин, профессор кафедры механики и машиностроения¹, докт. техн. наук,
эл. почта: nikitin1601@yandex.ru

В. Н. Бережанский, магистрант¹, эл. почта: v.berezanskii@mail.ru

¹ Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, Россия.

В приводах многих металлургических машин установлены рычажные механизмы. Их работоспособность обеспечивают шарниры, имеющие зазоры в кинематических парах, из-за перебега которых в процессе работы возникают дополнительные динамические ударные силы, что является существенным недостатком. С целью уменьшения вредного влияния динамических нагрузок на работу установок широко применяют виброзащитные системы с демпфирующими упругими элементами. Для предотвращения возникновения деформаций, превышающих допустимые значения и нарушающих нормальный ход работы, необходимо предварительно рассчитывать значение деформации, появляющейся под действием внешней силы. Целью работы является исследование процесса деформирования упругого пневматического элемента при ударной нагрузке. Разработан метод расчета максимальной деформации упругого пневматического элемента, выполненного в виде цилиндра с ограниченной осевой и тангенциальной деформациями при ударном приложении внешней силы в условиях абсолютных упругого и неупругого ударов. Установлено, что при абсолютно неупругом ударе деформация меньше, чем при абсолютно упругом. Экспериментальные исследования пневматических устройств типа упругого цилиндра с ограниченной осевой и тангенциальной деформациями при ударном приложении внешней силы показали, что расхождение между экспериментальными результатами с полученными расчетом по теоретическим зависимостям меньше 8 %.

Ключевые слова: вибрация, демпфер, упругий элемент, внешняя сила, избыточное давление, деформация, жесткость.

DOI: 10.17580/chm.2023.10.05

Введение

В приводах многих металлургических машин применяют рычажные механизмы, например в щековых дробилках аглодоменного производства, механизмах качания кристаллизаторов установок непрерывной разливки стали, ножниц, кантователей и манипуляторах прокатных станов и др. Однако рычажные механизмы обладают существенным недостатком, заключающимся в том, что их работоспособность обеспечивается шарнирами, имеющими зазоры в кинематических парах [1–3]. Из-за перебега зазоров в процессе работы в элементах шарниров возникают дополнительные динамические ударные силы большой величины [4, 5], и механическая система начинает вибрировать [6].

С целью уменьшения вредного влияния динамических нагрузок на работу установок широко используют различные виброзащитные системы с демпфирующими упругими элементами [7–9].

Снижение интенсивности колебаний объекта виброзащиты можно достичь путем установки между объектом и источником колебаний дополнительной системы, защищающей объект от механических воздействий, возбуждаемых источником. Наиболее эффективным способом решением задачи виброизоляции является помещение между объектом и источником колебаний упругого элемента, например резинового или полиуретанового вкладыша [10–12]. Его назначение состоит в создании такого режима движения, инициируемого заданными возбуждениями, при котором реализуется цель защиты объекта. Однако в процессе работы упругие элементы деформируются. С целью

предотвращения возникновения деформаций, превышающих допустимые значения и нарушающих нормальную работу установки, необходимо предварительно рассчитать значение возникающей под действием внешней силы деформации.

Материалы и методика исследования

Для расширения эксплуатационных возможностей упругих элементов применяют устройства с регулируемым изменением их жесткости, например, пневматические элементы, выполненные в виде цилиндра с ограниченной осевой и тангенциальной деформациями, имеющие высокую степень демпфирования и малые габариты (**рис. 1**) [13].

Упругие пневматические устройства работают следующим образом: под действием внешней силы упругий элемент деформируется и изменяется его конфигурация, что ведет к изменению площади его контакта с рабочей поверхностью, через которую передается внешняя сила и, соответственно, возникает реактивная сила, препятствующая дальнейшей деформации упругого элемента.

Жесткость упругого пневматического элемента, выполненного в виде цилиндра с ограниченной осевой и тангенциальной деформациями [14]:

$$C_{\text{ц0}} = \frac{P}{e} = \frac{2 \cdot l \cdot p_0}{(4 - \pi)} = 2,33 \cdot p_0 \cdot l, \quad (1)$$

где P — внешняя сила; e — деформации упругого элемента; p_0 — величина избыточного давления газа внутри цилиндра; l — длина цилиндра.

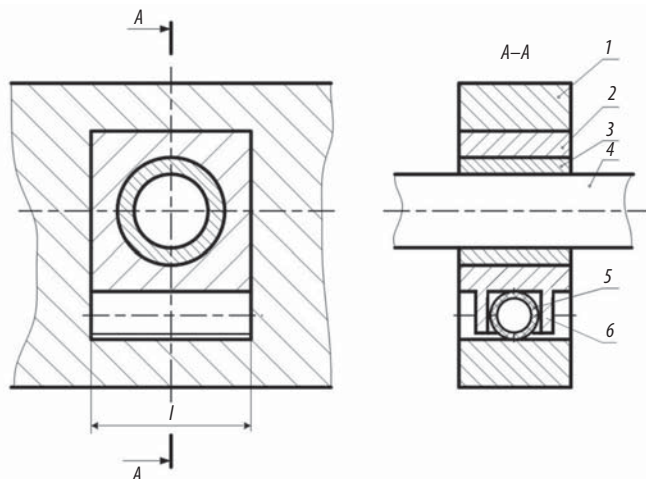


Рис. 1. Схема подшипникового узла с упругим пневматическим элементом в виде цилиндра с ограниченной осевой и тангенциальной деформациями:

1 — станина; 2 — корпус подшипника; 3 — антифрикционная втулка; 4 — вал; 5 — упругий элемент; 6 — ограничительное ребро

В процессе работы упругих пневматических элементов могут возникать деформации под действием ударных нагрузок.

При расчете таких деформаций исходным положением является закон сохранения энергии [15].

Расчетная схема выбрана следующая: на тело конечной массы, находящееся на упругом основании, с некоторой высоты падает груз, начальная скорость которого равна нулю ($v_0 = 0$), а при соударении $v_1 = \sqrt{2gh}$ (h — высота, с которой падает груз; g — ускорение свободного падения). После соударения оба тела некоторое время будут двигаться как одно целое с одинаковой скоростью, при этом упругое тело будет деформироваться. Скорость совместного движения после удара определяется по теореме Карно при мгновенном наложении связей, принимая, что тело, находящееся на упругом основании и о которое ударяется груз, до соударения неподвижно, т. е. его скорость равна нулю, тогда скорость совместного движения тел после удара:

$$V = \frac{Mv_1}{M + m_0} = \frac{M\sqrt{2gh}}{M + m_0}, \quad (2)$$

где m_0 — масса тела, опирающегося на упругое основание; M — масса падающего груза.

Таким образом, при совместном движении груза и тела произойдет деформация упругого основания, при этом максимальной величины деформация достигнет в случае абсолютно неупругого удара при остановке совместного движения тел, когда их скорость станет равна нулю.

Согласно теореме об изменении кинетической энергии, в данном случае имеем:

$$T - T_0 = \sum_k A_k, \quad (3)$$

где $T = 0$ — кинетическая энергия совместной массы тел во время остановки системы, когда деформация достигнет своего максимума; T_0 — кинетическая энергия совместной

массы тел во время удара; $\sum_k A_k$ — сумма работ сил тяжести и силы упругости, затрачиваемых на деформацию упругого основания.

Учитывая выражение (3), величина кинетической энергии совместной массы тел во время удара будет равна:

$$T_0 = \frac{(M + m_0)V^2}{2} = \frac{M^2gh}{(M + m_0)}. \quad (4)$$

Работа силы тяжести совместной массы тел:

$$A_T = (M + m_0)ge, \quad (5)$$

где e — деформация упругого основания.

Работа силы упругости:

$$A = -\frac{Ce^2}{2}, \quad (6)$$

где C — жесткость упругого основания.

После подстановки выражений (4)–(6) уравнение (3) примет вид

$$\frac{Ce^2}{2} - (M + m_0)ge = \frac{M^2gh}{M + m_0}. \quad (7)$$

После преобразования уравнения (7) относительно величины деформации упругого основания получим соотношение:

$$e^2 - \frac{2g(M + m_0)}{C}e - \frac{2M^2gh}{C(M + m_0)} = 0. \quad (8)$$

Решение квадратного уравнения (8) для положительных значений величины деформации упругого основания имеет вид:

$$e_{\max} = \frac{(M + m_0)g}{C} + \sqrt{\frac{(M + m_0)^2g^2}{C^2} + \frac{2M^2gh}{C(M + m_0)}} = 0. \quad (9)$$

Так как в уравнении (8) имеются заведомо малые величины, то ими можно пренебречь, в результате чего расчет деформации упругого основания в случае абсолютно неупругого удара проводится следующим образом:

$$e_{\max} = M \sqrt{\frac{2gh}{C(M + m_0)}}, \quad (10)$$

а деформация упругого основания при абсолютно упругом ударе

$$e_{\max} = M \sqrt{\frac{2gh}{Cm_0}}. \quad (11)$$

Из анализа уравнений (10) и (11) следует, что, так как значение деформации упругого основания при абсолютно неупругом ударе прямо пропорционально величине массы падающего груза, то в этом случае деформация упругого основания будет меньше, чем при абсолютно упругом ударе, при прочих равных условиях.

Таким образом, зная значения массы и скорость груза, воздействующего на упругое основание, а также задавая значение максимально допустимой величины его деформации исходя из конкретных условий работы исследуемого устройства, решением уравнения (10) относительно жесткости упругого основания определяется величина жесткости, обеспечивающая работоспособное состояние конструкции.

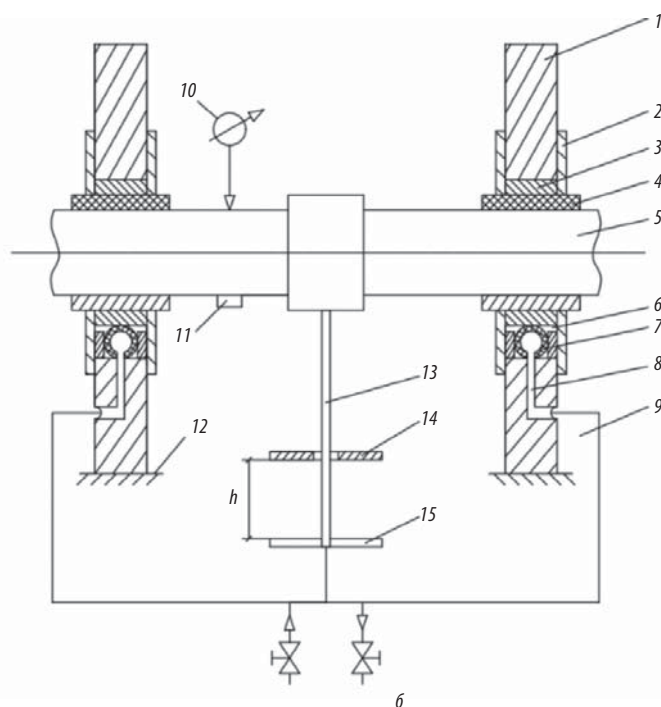
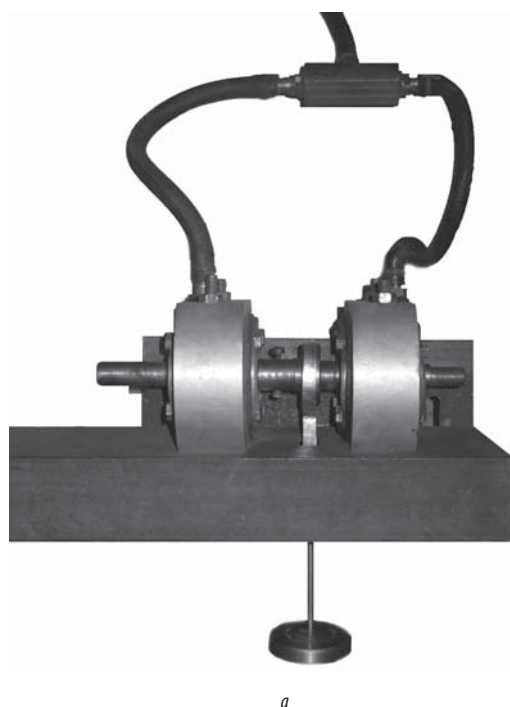


Рис. 2. Общий вид (а) и схема (б) исследовательской установки

Таблица 1

Деформация упругого элемента в виде цилиндра с ограниченной осевой и тангенциальной деформациями при динамической нагрузке двухопорного вала

Показатель	Величина избыточного давления газа внутри цилиндра p_0 , МПа				
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
Жесткость упругого элемента C , Н/мм	74	110	148	184	220
Деформация упругого элемента e , мм:					
расчетная	3,9	3,29	2,79	2,52	2,29
фактическая	3,59	3,03	2,58	2,40	2,21

Результаты исследования и их обсуждение

Эксперименты [16] проводили на лабораторной установке (рис. 2), которая состоит из станин 1, расположенных на фундаменте 12. Упругий элемент 7, выполненный в виде цилиндра длиной 80 мм, установлен между корпусом подшипника 3 и станиной, к которой крепятся крышки 2.

Для обеспечения подачи и регулировки избыточного давления p_0 в полостях эластичных цилиндров установлена система пневмоподдачи 9, подсоединенная к полостям через сквозные отверстия 8 в станинах. Система пневмоподдачи состоит из шлангов, газовых редукторов, оборудованных манометрами 10 с ценой деления 0,01 МПа, а также обратных клапанов для сброса давления. Источником питания системы пневмоподдачи является баллон высокого давления.

В корпусах подшипников скольжения находятся антифрикционные втулки 4, которые изготовлены разрезными,

чтобы исключить образование зазора в подшипниковом узле. Вал 5 расположен в отверстиях втулок. На валу установлен подшипник качения, к которому присоединена штанга 13, в нижней части которой находится ограничитель 15. Снизу в вал упирается упругая тензометрическая балка 11, на которой расположен тензометрический мост. В ходе проведения экспериментов сигнал с моста попадает через усилитель УТ4-1 и модуль АЦП/ЦАП ZET-230 на персональный компьютер. Тарировку сигнала осуществляли индикатором перемещений 10-ч типа с ценой деления 0,005 мм последовательным помещением грузов на ограничитель штанги 15.

Эксперименты проводили при динамическом приложении внешней силы для случая абсолютно неупругого удара. Условия проведения экспериментов следующие. Груз 14 массой 1,24 кг падал с высоты 100 мм. Масса вала в сборе равна 1,4 кг. Деформация вала при его жестком закреплении в подшипниках в условиях абсолютно неупругого удара равна 0,02 мм, поэтому ей можно пренебречь.

Полученные экспериментальные результаты деформации упругого пневматического элемента сравнивали с теоретическими расчетами по формуле (10), а жесткость рассчитывали по выражению (1). Анализ полученных результатов, приведенных в таблице, показал, что расхождение между экспериментальными значениями и полученными расчетным путем меньше 8 %.

Таким образом, полученные в ходе исследования результаты позволяют рассчитывать параметры пневматических демпферов, уменьшающих вредное влияние динамических нагрузок на работу различных технологических, в том числе и металлургических, машин.

Выводы

Разработан метод расчета максимальной деформации упругого пневматического элемента в виде цилиндра с ограни-

ченной осевой и тангенциальной деформациями при ударном приложении внешней силы в условиях абсолютных упругого и неупругого ударов. Установлено, что при абсолютно неупругом ударе деформация меньше, чем при абсолютно упругом.

Экспериментальные исследования пневматических устройств типа упругого цилиндра с ограниченной осевой и тангенциальной деформациями при ударном приложении внешней силы показали, что расхождение между экспериментальными результатами и теоретическими расчетами не превышает 8 %.

Полученные в ходе исследования данные позволяют рассчитывать параметры пневматических упругих элементов, уменьшающих вредное влияние динамических нагрузок на работу различных технологических, в том числе и металлургических, машин.

ЧМ

Библиографический список

1. Earles S. W. E., Wu C. L. S. Motion analysis of a rigid-link mechanism with clearance at a bearing, using lagrangian mechanics and digital computation Mechanism 1972. — London, England : Institution of Mechanical Engineers, 1973. P. 83–89.
2. Budd C., Dux F. The effect of frequency and clearance variations on single-degree-of-freedom impact oscillator // J. Sound and vibrations. 1995. Vol. 184, Iss. 3. P. 475–502.
3. Dubowsky S., Moening M. F. An experimental and analytical study of impact forces in elastic mechanical systems with clearances // Machine and Mechanisms Theory. 1978. Vol. 13. p. 451–465.
4. Иванов А. П. Динамика систем с механическими соударениями. — М. : Международная программа образования, 1997. — 336 с.
5. Brach R. M. Moments between impacting rigid bodies // Trans. ASME, I. Mech. Design, 1981. Vol. 103, Iss. 10. P. 812–817.

"Chernye metalli", 2023, No. 10, pp. 31–34
DOI: 10.17580/chm.2023.10.05

Calculation of deformation of elastic pneumatic elements under impact load

Information about authors

A. G. Nikitin, Dr. Eng., Prof., Dept. of Mechanics and Mechanical Engineering¹,
e-mail: nikitin1601@yandex.ru;

V. N. Berezansky, Master's Student¹, e-mail: v.berezanskii@mail.ru

¹ Siberian State Industrial University, Novokuznetsk, Russia.

Abstract: In the drives of many metallurgical machines, lever mechanisms are used, which have a significant disadvantage, which is that their workability is ensured by hinges having clearances in kinematic pairs, due to which additional dynamic shock forces arise during operation. In order to reduce the harmful effect of dynamic loads on the operation of machines, vibration protection systems with damping elastic elements are widely used, which deform during operation. In order to prevent the occurrence of deformations exceeding the permissible values and disrupting the normal operation of the machine, it is necessary to first calculate the value of the deformation that occurs under the influence of an external force. The aim of the work is to study the process of deformation of an elastic pneumatic element under shock load. A method has been developed for calculating the maximum deformation of an elastic pneumatic element made in the form of a cylinder with limited axial and tangential deformation under the impact application of an external force under conditions of absolutely elastic and absolutely inelastic impact. It is established that in the case of an absolutely inelastic impact, the deformation is less than in the case of an absolutely elastic impact. Experimental studies of pneumatic devices of the elastic cylinder type with limited axial and tangential deformation under the impact application of an external force have shown that the discrepancy between the experimental results with the theoretical dependencies obtained is less than 8 %.

Key words: vibration, damper, elastic element, external force, overpressure, deformation, stiffness.

References

1. Earles S. W. E., Wu C. L. S. Motion analysis of a rigid-link mechanism with clearance at a bearing, using lagrangian mechanics and digital computation Mechanism 1972. London, England : Institution of Mechanical Engineers, 1973. pp. 83–89.
2. Budd C., Dux F. The effect of frequency and clearance variations on single-degree-of-freedom impact oscillator. J. Sound and Vibrations. 1995. Vol. 184, Iss. 3. pp. 475–502.

6. Hogan S. On the dynamics of rigid-block motion under harmonic forcing // Proceedings of the Royal Society A. 1989. Vol. 425, Iss. 1869. P. 441–476.
7. Kamesh D., Pandiyan R., Ashitava G. Passive vibration isolation of reaction wheel disturbances using a low frequency flexible space platform // Journal of Sound and Vibration. 2012. Vol. 331. P. 1330–1334.
8. Косарев О. И. Активное гашение вторичного поля цилиндрической оболочки в дальней зоне с использованием приложенных к оболочке вынуждающих сил // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2013. № 1. С. 10–17.
9. Efremov D. B., Gerasimova A. A., Gorbatyuk S. M., Chichenev N. A. Study of kinematics of elastic-plastic deformation for hollow steel shapes used in energy absorption devices // CIS Iron and Steel Review. 2019. Vol. 18. P. 30–34.
10. Сорокин В. Н., Захаренков Н. В. Повышение эффективности виброзащиты на базе пневматических резинокордовых устройств // Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2017. Т. 1. № 1. С. 50–56.
11. Shaw S. W., Holmes P. J. A periodically forced impact oscillator with large dissipation // Journal of Applied Mechanics. 1983. Vol. 50. P. 849–857.
12. Бурьян Ю. А., Сорокин В. Н., Зелов А. Ф. Разработка и исследование математической модели комбинированной системы виброзащиты на базе пневматических резинокордных устройств // Омский научный вестник. 2016. № 4 (148). С. 19–23.
13. Никитин А. Г., Чайников К. А. Расчет деформации упругого цилиндрического элемента пневматического амортизатора // Вестник машиностроения. 2011. № 8. С. 23–25.
14. Nikitin A. G., Abramov A. V., Bazhenov I. A. Elastic pneumatic cylinder for vibration suppression in slip bearings // Steel in Translation. 2018. Vol. 48. № 8. P. 501–504.
15. Яблонский А. А., Никуфорова В. М. Курс теоретической механики : учебник для вузов. — 13-е изд., исправл. — Москва : Интеграл-Пресс, 2006. — 608 с.
16. Никитин А. Г., Абрамов А. В., Баженов И. А. Экспериментальное исследование щековых дробилок, оснащенных упругими пневматическими элементами в сочленениях кинематических пар // Известия вузов. Черная металлургия. 2020. Т. 63. № 2. С. 166–168.

3. Dubowsky S., Moening M. F. An experimental and analytical study of impact forces in elastic mechanical systems with clearances. Machine and Mechanisms Theory. 1978. Vol. 13. pp. 451–465.
4. Ivanov A. P. Dynamics of systems with mechanical collisions. Moscow : Mezhdunarodnaya programma obrazovaniya, 1997. 336 p.
5. Brach R. M. Moments between impacting rigid bodies. Trans. ASME, I. Mech. Design. 1981. Vol. 103, Iss. 10. pp. 812–817.
6. Hogan S. On the dynamics of rigid-block motion under harmonic forcing. Proceedings of the Royal Society A. 1989. Vol. 425, Iss. 1869. pp. 441–476.
7. Kamesh D., Pandiyan R., Ashitava G. Passive vibration isolation of reaction wheel disturbances using a low frequency flexible space platform. Journal of Sound and Vibration. 2012. Vol. 331. pp. 1330–1334.
8. Kosarev O. I. Active damping of the secondary field of a cylindrical shell in the far zone using driving forces applied to the shell. Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin. 2013. No. 1. pp. 10–17.
9. Efremov D. B., Gerasimova A. A., Gorbatyuk S. M., Chichenev N. A. Study of kinematics of elastic-plastic deformation for hollow steel shapes used in energy absorption devices. CIS Iron and Steel Review. 2019. Vol. 18. pp. 30–34.
10. Sorokin V. N., Zakharenkov N. V. Increasing the efficiency of vibration protection based on pneumatic rubber-cord devices. Omskiy nauchny vestnik. Seriya Aviatcionno-raketnoe i energeticheskoe mashinostroenie. 2017. Vol. 1. No. 1. pp. 50–56.
11. Shaw S. W., Holmes P. J. A periodically forced impact oscillator with large dissipation. Journal of Applied Mechanics. 1983. Vol. 50. pp. 849–857.
12. Buryan Yu. A., Sorokin V. N., Zelov A. F. Development and research of a mathematical model of a combined vibration protection system based on pneumatic rubber-cord devices. Omskiy nauchny vestnik. 2016. No. 4 (148). pp. 19–23.
13. Nikitin A. G., Chaikinov K. A. Calculation of the deformation of an elastic cylindrical element of a pneumatic shock absorber. Vestnik mashinostroeniya. 2011. No. 8. pp. 23–25.
14. Nikitin A. G., Abramov A. V., Bazhenov I. A. Elastic pneumatic cylinder for vibration suppression in slip bearings. Steel in Translation. 2018. Vol. 48. No. 8. pp. 501–504.
15. Yablonsky A. A., Nikiforova V. M. Course in theoretical mechanics: textbook for universities. 13th edition, revised. Moscow : Integral-Press, 2006. 608 p.
16. Nikitin A. G., Abramov A. V., Bazhenov I. A. Experimental study of jaw crushers equipped with elastic pneumatic elements at the joints of kinematic pairs. Izvestiya vuzov. Chernaya metallurgiya. 2020. Vol. 63. No. 2. pp. 166–168.