



УДК 629.1.05

DOI: 10.26731/1813-9108.2018.1(57).130-139

А. Г. Остренко, А. О. Харченко

Севастопольский государственный университет, г. Севастополь, Российская Федерация

Дата поступления: 25 февраля 2018 г.

АНАЛИЗ И СИНТЕЗ КОНСТРУКЦИЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ АМОРТИЗАТОРОВ С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ИХ НАДЕЖНОСТИ

Аннотация. Приводится системный подход к анализу и синтезу новых конструкций гидравлических телескопических амортизаторов легковых автомобилей с использованием морфологических методов описания объекта. Рассмотрен синтез оптимальных структур как задача общей теории синтеза технических систем. Построена система амортизатора как система с открытыми границами, когда число составляющих системы и их вариантов заранее не известно, переход от одного варианта к другому дискретен и трудноформализуем; множество вариантов может быть установлено только на основе априорной информации опыта проектирования; часть вариантов затруднена для анализа в связи с отсутствием требуемых технических решений. Заранее заданы методы и средства регулирования амортизаторов. Проведён морфологический анализ с учётом графов возможных структурных элементов амортизатора. Рассмотрена возможность выполнения каждого элемента конструкции в различных вариантах. Определены критерии для определения укрупнённых показателей при проведении синтеза новых конструкций амортизаторов легковых автомобилей. Данные критерии представлены в виде 2 «весовых» коэффициентов. Распределены «весовые» коэффициенты для альтернатив элементов системы амортизатора. Выполнен синтез структур на основе использования структурной и параметрической оптимизации технических систем. Выявлены наименее надёжные элементы системы амортизатора при помощи параметрического синтеза. Выявлены наиболее рациональные конструкции системы амортизатора по более высокой сумме «весовых» коэффициентов. Определены конструкции по наиболее оптимальным признакам дифференциации и регулирования рабочего цикла гидравлических гасителей колебаний.

Ключевые слова: автомобильный амортизатор, надёжность, морфологический анализ, синтез.

A. G. Ostrenko, A. O. Harchenko

Sevastopol State University, Sevastopol, the Russian Federation

Received: February 25, 2018

ANALYSIS AND SYNTHESIS OF DESIGNS OF AUTOMOBILE SHOCK ABSORBERS FOR IMPROVING THEIR RELIABILITY

Abstract. The article provides a systematic approach to the analysis and synthesis of new designs of hydraulic telescopic shock absorbers for cars using the morphological methods of describing the object. The author considers synthesis of optimal structures as a problem of the general theory of the synthesis of technical systems. The shock absorber system is constructed as a system with open boundaries, when the number of components of the system and their variants is not known in advance, and the transition from one variant to another is discrete and difficult to formalize; a lot of options can be established only on the basis of a priori information of design experience; part of the options to be analyzed due to the lack of the required technical solutions. Methods and means for regulating shock absorbers are predetermined. Morphological analysis was carried out taking into account the graphs of possible structural elements of the shock absorber. The possibility of each structural element to be implemented in different variants is considered. The article defines the criteria for determining the enlarged indicators for the synthesis of new structures of the shock absorbers for automobiles. These criteria are presented in the form of two "weight" coefficients. The "weight" coefficients are distributed for alternative elements of the shock absorber system. In the paper, the synthesis of structures based on the use of structural and parametric optimization of technical systems is performed. The least reliable components of the shock absorber system were identified by parametric synthesis. The article reveals the most rational designs of the shock absorber system for a higher sum of "weight" coefficients. Designs are determined for the most optimal features of differentiation and regulation of the working cycle of hydraulic vibration dampers.

Keywords: automobile shock absorber, reliability, morphological analysis, synthesis.

Введение

Метод морфологического анализа направлен на последовательный перебор всех возможных вариантов и является примером системного подхода к решению творческих задач [1-5].

Сущность метода состоит в том, что в совершенствуемой технической системе выделяют несколько характерных для неё структурных,

морфологических признаков, по каждому из которых составляют список различных конкретных вариантов (альтернатив) технического выражения использования этих признаков. Каждый признак может характеризовать какой-то структурный узел (конкретный элемент системы), какую-то её функцию (связь между элементами), то есть параметры системы, от которых зависит решение проблемы.



Область применения метода морфологического анализа – решение технических задач, относящихся к объекту в целом, при наличии полной информации об объекте и заключающихся в усовершенствовании объекта. Наиболее целесообразная область применения метода – решение конструкторских задач общего плана.

Существуют пять последовательных этапов морфологического анализа:

- формулировка задачи, отражающая основное требование к объекту;
- разделение объекта на функциональные элементы с составлением списка всех морфологических признаков и требований к ним, то есть всех важных характеристик объекта, его параметров, от которых зависит решение проблемы и достижение основной цели;
- независимое рассмотрение всех элементов и выбор для каждого различных вариантов реали-

зации, то есть составление возможных вариантов по каждой характеристике независимо от построения морфологической модели;

- анализ решений, возникающих из матрицы, с определением ценности всех полученных вариантов, то есть синтез всех вариантов объекта;
- выбор наиболее рациональных вариантов конкретных решений, то есть лучших сочетаний по заданному критерию.

Синтез новых конструкций амортизаторов

Воспользуемся методом морфологического анализа для синтеза новых конструкций гидравлических телескопических амортизаторов с целью повышения их надёжности и ремонтпригодности [6-8]. Для этого необходимо проанализировать полные взаимодействия элементов амортизатора (табл. 1).

Т а б л и ц а 1

Структурно-функциональный анализ взаимодействия элементов амортизатора

Элемент		Функция	
Обозначение	Наименование	Обозначение	Наименование
1	2	3	4
E_0	Шток	\hat{O}_0^1	Воспринимает внешнее воздействие
		\hat{O}_0^2	Воздействует на уплотнительный узел
		\hat{O}_0^3	Взаимодействует с перепускным клапаном
		\hat{O}_0^4	Фиксирует поршень
		\hat{O}_0^5	Фиксирует клапан отдачи
E_1	Уплотнительный узел	\hat{O}_1^1	Препятствует контакту рабочей жидкости с окружающей средой
		\hat{O}_1^2	Обеспечивает защиту поверхности рабочего штока от инородных частиц
E_2	Направляющая штока	\hat{O}_2^1	Обеспечивает перемещение рабочего штока вдоль вертикальной оси амортизатора
		\hat{O}_2^2	Фиксирует рабочий цилиндр
E_3	Штоковая полость	\hat{O}_3^1	Содержит рабочую жидкость
E_4	Перепускной клапан	\hat{O}_4^1	Препятствует перетеканию рабочей жидкости
E_5	Поршень	\hat{O}_5^1	Разделяет штоковую и бесштоковую полость рабочего цилиндра
		\hat{O}_5^2	Фиксирует перепускной клапан поршня
		\hat{O}_5^3	Фиксирует клапан отдачи
E_6	Цилиндр	\hat{O}_6^1	Содержит рабочую жидкость
E_7	Клапан отдачи	\hat{O}_7^1	Препятствует перетеканию рабочей жидкости
E_8	Бесштоковая полость	\hat{O}_8^1	Содержит рабочую жидкость



Элемент		Функция	
Обозначение	Наименование	Обозначение	Наименование
1	2	3	4
E_9	Клапан сжатия	\hat{O}_9^1	Разделяет бесштоковую полость рабочего цилиндра и резервуар
		\hat{O}_9^2	Препятствует перетеканию рабочей жидкости
E_{10}	Резервуар	\hat{O}_{10}^1	Содержит рабочую жидкость
		\hat{O}_{10}^2	Отдаёт тепловую энергию в окружающую среду
E_{11}	Кронштейн крепления	\hat{O}_{11}^1	Обеспечивает силовое и кинематическое замыкание резервуара с поворотным кулаком
E_{12}	Рабочая жидкость	\hat{O}_{12}^1	Препятствует перемещению поршня в рабочем цилиндре
		\hat{O}_{12}^2	Перетекает через клапаны и дросселирующие отверстия

Структурная схема, поясняющая взаимодействие функциональных элементов в системе амортизатора, показана на рис. 1.

Морфологическая матрица автомобильного амортизатора, представляющего собой систему,

состоящую из таких элементов, как шток (Ш), уплотнительный узел (УП), перепускной клапан (ПК), поршень (П), рабочий цилиндр (РЦ), резервуар (Р), демпфирующая среда (ДС), представлена в табл. 2.

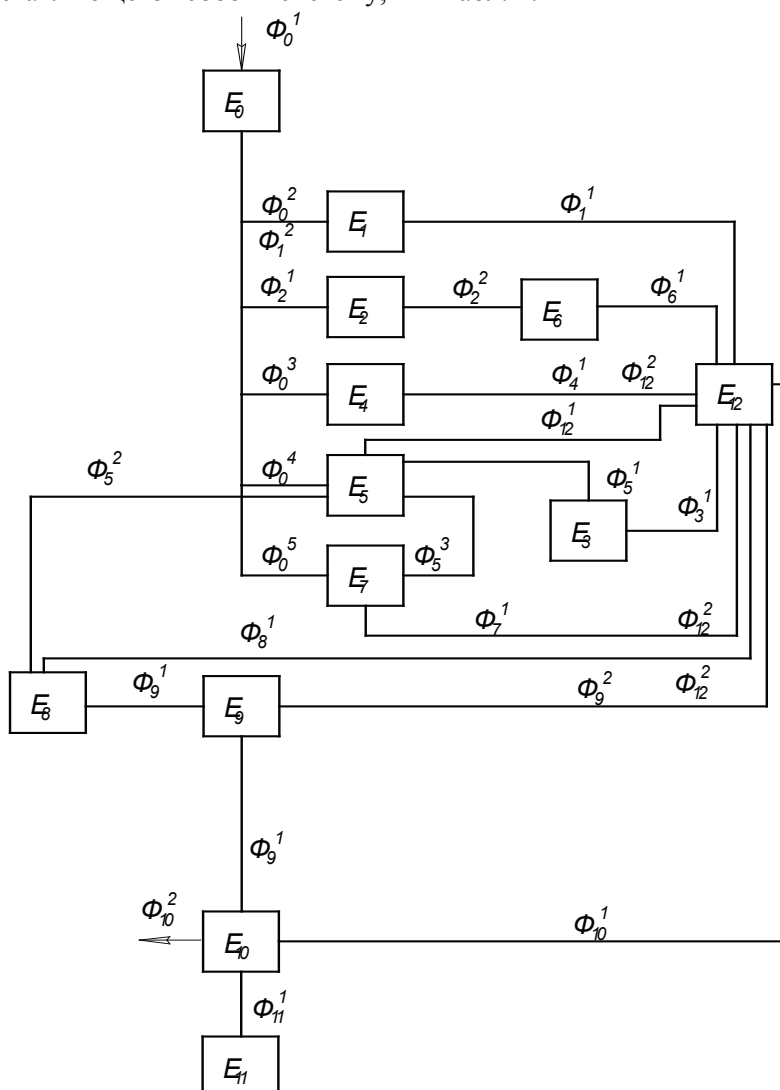


Рис. 1. Структурная схема амортизатора



Т а б л и ц а 2

Морфологическая матрица элементов системы амортизатора

Наименование элемента	Материал	Форма (состояние)	Объект воздействия	Конструктивное исполнение
1	2	3	4	5
Шток (Ш)	A_2^1 – Сталь 40	A_3^1 – Вал ступенчатый	A_4^1 – Узел уплотнения	A_5^1 – Резьба на концах вала
	A_2^2 – Сталь 45Х	A_3^2 – Вал гладкий	A_4^2 – Клапан перепускной	A_5^2 – С дополнительным валом внутри
	A_2^3 – Пластик армированный	A_3^3 – Вал полый	A_4^3 – Поршень	A_5^3 – Полый, соединяющий бесштоковую полость цилиндра со штоковой
	A_2^4 – Алюминиевый сплав	A_3^4 – Вал призматический	A_4^4 – Совокупность объектов	A_5^4 – С проушиной на торце
	–	–	–	A_5^5 – Сборный
Уплотнительный узел (УП)	A_2^1 – Масло-тепло-морозостойкая резина ИПР-1100	A_3^1 – Симметричная, не тело вращения	A_4^1 – Шток	A_5^1 – Грязезащитное кольцо в сочетании с манжетой
	A_2^2 – Металло-керамика	A_3^2 – Не симметричная, не тело вращения	A_4^2 – Резервуар	A_5^2 – Универсальный узел уплотнения
	A_2^3 – Войлок	A_3^3 – Симметричная, тело вращения	A_4^3 – Рабочий цилиндр	–
	A_2^4 – Совокупность элементов	A_3^4 – Не симметричная, тело вращения	A_4^4 – Совокупность объектов	–
Перепускной клапан (ПК)	C_2^1 – Сталь	C_3^1 – Диск	C_4^1 – Шток	C_5^1 – Регулируемый пружинный дроссельный клапан
	C_2^2 – Чугун	C_3^2 – Цилиндр	C_4^2 – Поршень	C_5^2 – Электромагнитный клапан
	C_2^3 – Пластик	C_3^3 – Конус	C_4^3 – Демпфирующая среда	C_5^3 – Не регулируемый пружинный дроссельный клапан
	C_2^4 – Алюминиевый сплав	C_3^4 – Сложная форма (комбинированный)	C_4^4 – Совокупность объектов	C_5^4 – Демпфирующий клапан с дроссельным отверстием и плунжером
Поршень (П)	D_2^1 – Сталь 30	D_3^1 – Цилиндрическая	D_4^1 – Шток	D_5^1 – Соединяет полости по средством клапанов
	D_2^2 – Чугун	D_3^2 – Овальная	D_4^2 – Перепускной клапан и клапан отдачи	D_5^2 – Полностью разделяет полости рабочего цилиндра
	D_2^3 – Металло-керамика	D_3^3 – Призматическая	D_4^3 – Демпфирующая среда	D_5^3 – Поршень с возможностью ограниченного осевого перемещения с дроссельными отверстиями
	D_2^4 – Керамика	D_3^4 – Коническая	D_4^4 – Совокупность	D_5^4 – Подпружиненный,



Наименование элемента	Материал	Форма (состояние)	Объект воздействия	Конструктивное исполнение
1	2	3	4	5
			объектов	разделяющий поршень
	D_2^5 – Капролон	D_3^5 – Сложная форма (комбинированный)	–	–
	D_2^6 – Тефлон	–	–	–
Рабочий цилиндр (РЦ)	X_2^1 – Сталь 35	X_3^1 – Цилиндрическая	X_4^1 – Демпфирующая среда	X_5^1 – С увеличенным диаметром в средней части
	X_2^2 – Сталь 45Х	X_3^2 – Овальная	X_4^2 – Поршень	X_5^2 – Со сквозными продольными канавками в средней части
	X_2^3 – Металло-керамика	X_3^3 – Призматическая	X_4^3 – Уплотнительное кольцо поршня	X_5^3 – Постоянного диаметра по всей длине, без канавок
	X_2^4 – Чугун	X_3^4 – Коническая	X_4^4 – Дополнительный плавающий цилиндр	X_5^4 – С дополнительным плавающим цилиндром
	–	–	–	X_5^5 – С продольными канавками внутри плавающего цилиндра
	–	–	–	X_5^6 – Со сквозными продольными канавками внутри плавающего цилиндра
Резервуар (Р)	Y_2^1 – Сталь 30	Y_3^1 – Цилиндрическая	Y_4^1 – Демпфирующая среда	Y_5^1 – Труба, соосная рабочему цилиндру
	Y_2^2 – Алюминиевый сплав	Y_3^2 – Овальная	Y_4^2 – Атмосфера	Y_5^2 – Гидроаккумулятор с плавающим поршнем
	Y_2^3 – Металлокерамика	Y_3^3 – Призматическая	Y_4^3 – Газ	Y_5^3 – Ёмкость, отделённая от амортизатора и соединённая с ним трубопроводом
	Y_2^4 – Чугун	Y_3^4 – Комбинированная сложная форма	Y_4^4 – Совокупность объектов	Y_5^4 – Эластичная гильза, соосная рабочему цилиндру
Демпфирующая среда (ДС)	Z_2^1 – Масло + газ	Z_3^1 – Жидкость	Z_4^1 – Поршень и шток	Z_5^1 – Без дополнительных включений
	Z_2^2 – Масло АЖТ – 12	Z_3^2 – Газообразное	Z_4^2 – Клапан перепускной и клапан отбоя	Z_5^2 – С добавлением мелкодисперсного металлического порошка
	Z_2^3 – Жидкость амортизаторная МГП-12	–	Z_4^3 – Клапан сжатия и цилиндр	–
	Z_2^4 – Газ	–	Z_4^4 – Совокупность объектов	–

**Выбор критериев оптимизации**

Синтез новых конструкций автомобильных амортизаторов основан на базе следующих критериев [9, 10]:

- 1) упрощение конструкции, приводящее к повышению надёжности работы амортизатора;
- 2) возможность установки амортизатора в серийные модели автомобилей без изменения па-

раметров, габаритов и конструктивных исполнений основных элементов.

Для наглядности отображения эффективности вариантов исполнения каждого элемента системы в табл. 3 приведены «весовые» коэффициенты.

Т а б л и ц а 3

Распределение «весовых» коэффициентов для альтернатив элементов системы амортизатора

Шток (Ш)				
A_j^i	1	2	3	4
1	0,7	0,9	0,25	0,9
2	0,9	0,7	0,25	0,7
3	0,85	0,8	0,25	0,5
4	0,4	0,3	1	0,7
5				1
Уплотнительный узел (УП)				
B_j^i	1	2	3	4
1	0,5	0,3	0,5	0,8
2	0,7	0,1	0,2	1
3	0,2	1	0,1	
4	1	0,7	1	
Перепускной клапан (ПК)				
C_j^i	1	2	3	4
1	1	0,7	0,5	0,8
2	0,3	0,8	0,5	0,7
3	0,9	0,6	0,7	0,7
4	0,8	0,9	1	0,5
Поршень (П)				
D_j^i	1	2	3	4
1	1	0,9	0,5	0,9
2	0,5	0,9	0,9	0,6
3	0,9	0,7	0,8	0,8
4	0,7	0,6	1	0,8
5	0,6	0,7		
6	0,8	1		
Рабочий цилиндр (РЦ)				
X_j^i	1	2	3	4
1	0,8	1	0,5	0,8
2	0,9	0,7	0,7	0,7
3	0,5	0,6	0,9	0,6
4	0,3	0,7	0,9	0,9
5				1
6				1
Резервуар (Р)				
Y_j^i	1	2	3	4
1	1	0,9	0,5	0,9
2	0,5	0,8	0,5	0,8
3	0,3	0,6	0,2	0,7
4	0,8	0,8	1	0,6



Окончание табл. 3

Демпфирующая среда (ДС)				
Z_j^i	1	2	3	4
1	0,9	0,8	0,3	0,8
2	0,9	0,85	0,4	0,9
3	0,85		0,3	
4	0,7		1	

Таблица 4

Сочетания вариантов исполнения элементов системы амортизатора

Ш				
Вариант I	A_2^2	A_3^1	A_4^4	A_5^1
Вариант II	A_2^2	A_3^3	A_4^4	A_5^5
Вариант III	A_2^1	A_3^2	A_4^4	A_5^1
Вариант IV	A_2^3	A_3^2	A_4^4	A_5^5
Вариант V	A_2^1	A_3^1	A_4^4	A_5^1
Вариант VI	A_2^1	A_3^1	A_4^4	A_5^1
Вариант VII	A_2^3	A_3^2	A_4^4	A_5^4
УП				
Вариант I	B_2^4	B_3^3	B_4^4	B_5^2
Вариант II	B_2^1	B_3^3	B_4^4	B_5^1
Вариант III	B_2^1	B_3^3	B_4^4	B_5^1
Вариант IV	B_2^1	B_3^1	B_4^4	B_5^1
Вариант V	B_2^1	B_3^3	B_4^4	B_5^1
Вариант VI	B_2^1	B_3^3	B_4^4	B_5^1
Вариант VII	B_2^4	B_3^3	B_4^4	B_5^1
ПК				
Вариант I	C_2^1	C_3^1	C_4^4	C_5^3
Вариант II	C_2^1	C_3^4	C_4^4	C_5^1
Вариант III	C_2^1	C_3^1	C_4^4	C_5^3
Вариант IV	C_2^4	C_3^4	C_4^4	C_5^2
Вариант V	C_2^1	C_3^2	C_4^4	C_5^3
Вариант VI	C_2^1	C_3^2	C_4^4	C_5^3
Вариант VII	C_2^3	C_3^3	C_4^4	C_5^4
П				
Вариант I	D_2^1	D_3^5	D_4^4	D_5^1
Вариант II	D_2^1	D_3^1	D_4^4	D_5^1
Вариант III	D_2^3	D_3^1	D_4^4	D_5^1
Вариант IV	D_2^1	D_3^5	D_4^4	D_5^1
Вариант V	D_2^3	D_3^1	D_4^4	D_5^4



Окончание табл. 4

Вариант VI	D_2^3	D_3^1	D_4^4	D_5^4
Вариант VII	D_2^5	D_3^1	D_4^4	D_5^2
РЦ				
Вариант I	X_2^2	X_3^1	X_4^4	X_5^5
Вариант II	X_2^1	X_3^1	X_4^3	X_5^3
Вариант III	X_2^1	X_3^1	X_4^2	X_5^1
Вариант IV	X_2^3	X_3^1	X_4^3	X_5^3
Вариант V	X_2^1	X_3^1	X_4^2	X_5^3
Вариант VI	X_2^1	X_3^1	X_4^2	X_5^3
Вариант VII	X_2^1	X_3^1	X_4^2	X_5^3
Р				
Вариант I	Y_2^1	Y_3^4	Y_4^4	Y_5^1
Вариант II	Y_2^1	Y_3^1	Y_4^4	Y_5^1
Вариант III	Y_2^1	Y_3^4	Y_4^4	Y_5^1
Вариант IV	Y_2^2	Y_3^1	Y_4^4	Y_5^3
Вариант V	Y_2^1	Y_3^1	Y_4^4	Y_5^1
Вариант VI	Y_2^1	Y_3^1	Y_4^4	Y_5^1
Вариант VII	Y_2^1	Y_3^4	Y_4^3	Y_5^2

Для каждого из структурных элементов амортизатора на основе использования данных из табл. 3, 4 определяются суммарные «весовые» коэффициенты, которые заносятся в табл. 5 для вы-

бранных вариантов. Эти коэффициенты показывают уровень соответствия вариантов принципу критериев оптимизации [11-13].

Таблица 5

Матрица смежности

Вариант исполнения	Узлы амортизаторов							Суммарный «весовой» коэффициент по каждому из вариантов $\sum a_{ij}$	Относ. $E_i(1)$	$E_i(2)$	Относ. $E_i(2)$
	Ш	УП	ПК	П	РЦ	Р	ДС				
I	3,7	4	3,4	3,9	3,8	3,7	3,5	26	0,154	627,705	0,154
II	3,4	3,3	3,7	3,8	3,7	3,8	3,5	25,2	0,149	607,32	0,149
III	3,3	3,3	3,4	3,7	3,3	3,7	3,55	24,25	0,144	584,24	0,143
IV	3,55	2,6	3,4	3,4	3	3,3	2,95	22,2	0,131	535,785	0,131
V	3,5	3,3	3,5	3,6	3,1	3,8	3,45	24,25	0,144	584,94	0,144
VI	3,5	3,3	3,5	3,6	3,1	3,8	3,45	24,25	0,144	584,94	0,144
VII	3,25	3,8	3	3,3	3,1	2,8	3,55	22,8	0,135	550,285	0,135
								168,95		4075,215	

Относительный «вес» i -го варианта при первом приближении находится из выражения:

$$P_i(1) = \frac{a_{ij}}{\sum a_{ij}}. \quad (1)$$

Абсолютный «вес» i -го варианта при втором приближении рассчитывается по формуле:

$$P_i(2) = a_{11} \sum a_{1j} + a_{12} \sum a_{12} + \dots + a_{16} \sum a_{6j} + a_{17} \sum a_{7j}. \quad (2)$$

Относительный «вес» i -го варианта при втором приближении определяем по формуле:

$$P_i^{\text{относ.}}(2) = \frac{P_i(2)}{\sum P_i(2)}. \quad (3)$$

Таким образом, наиболее рациональным считается вариант с наибольшим относительным «весом» при втором приближении. Исходя из этого, выделим семь рассмотренных вариантов:

I – амортизатор с плавающим цилиндром;
 II – регулируемый амортизатор с дифференцированным усилием сопротивления растяжению – сжатию;

III – амортизатор с непостоянным по длине внутренним диаметром рабочего цилиндра;
 IV – амортизатор с электромагнитным клапаном;
 V – амортизатор с дифференцированным усилием сопротивления сжатию;
 VI – амортизатор с дифференцированным усилием сопротивления растяжению – сжатию;
 VII – амортизатор с гидроаккумулятором в виде плавающего поршня.

По более высоким весовым коэффициентам оставляем следующие четыре варианта:

I – амортизатор с плавающим цилиндром;
 II – регулируемый амортизатор с дифференцированным усилием сопротивления растяжению – сжатию;
 III – амортизатор с дифференцированным усилием сопротивления сжатию;
 IV – амортизатор с дифференцированным усилием сопротивления растяжению – сжатию.

Заключение

Эскизы указанных вариантов представлены на рис. 2. Оптимальный вариант конструкции амортизатора из совокупности четырёх рациональных будет определён в результате лабораторных испытаний на специальном стенде по разработанной в СевНТУ методике.

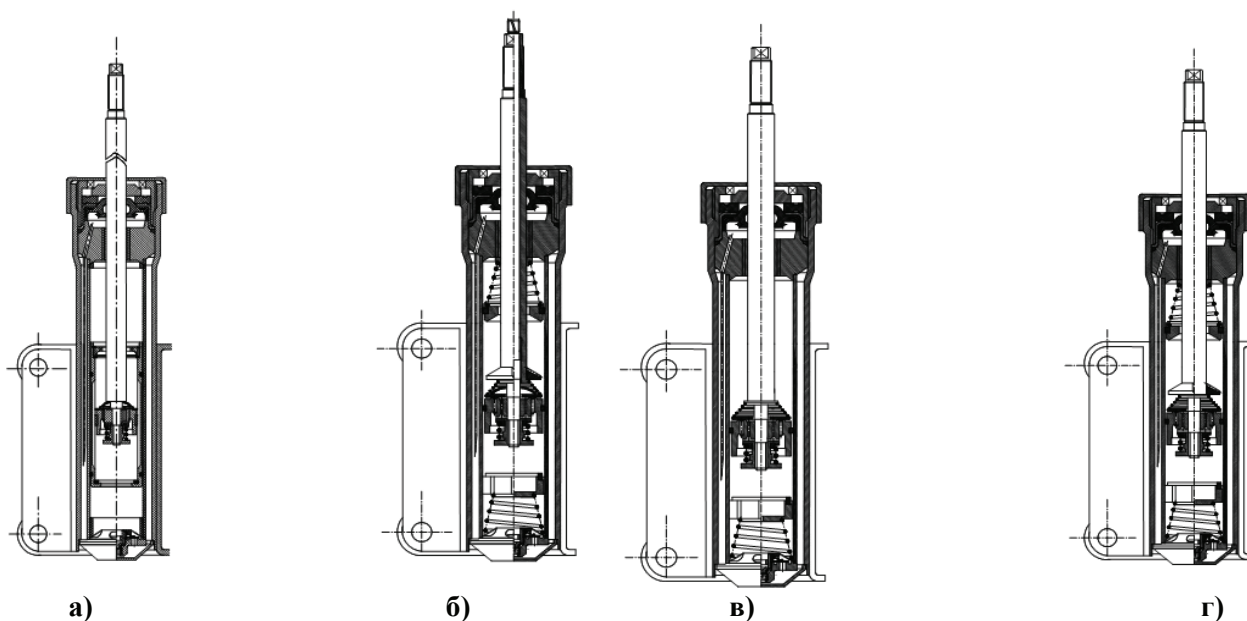


Рис. 2. Эскизы наиболее рациональных вариантов конструкций амортизаторов:

а – амортизатор с плавающим цилиндром; б – регулируемый амортизатор с дифференцированным усилием растяжения - сжатия; в - амортизатор с дифференцированным усилием сжатия; г – амортизатор с дифференцированным усилием растяжения – сжатия

**БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1. Хубка В. Теория технических систем. – М.: Мир, 1987. – 208 с.
2. Альтшуллер Г.С. Алгоритм изобретения. – М.: Московский рабочий, 1973. – 296 с.
3. Дж. К. Джонс. Методы проектирования. – М.: Мир, 1986. – 326 с.
4. Кузнецов Ю.Н., Срибный Л.Н. Повышение эффективности токарных автоматов. – К.: Техника, 1989. – 168 с.
5. Новоселов Ю.К., Харченко А.О. Выбор оптимальной структуры ГПМ // Станки и инструмент. – 1987. - №2. С. 5-7.
6. Akopjan R., Lejda K. Theoretical and operational problems of buses and their prime movies / R. Akopjan. – Lvov: "Meta", 2002. – 450p.
7. Akopjan R., Lejda K. Some problems of theory, constructions exploitation of automotive transport facilities / R. Akopjan. – Lvov: "BMC", 2006. – 579 p.
8. Лурье Б.Я. Классические методы автоматического управления / Б.Я. Лурье, П. Дж. Энрайт. – СПб: БХВ – Петербург, 2004. – 640 с.
9. Павский В.А. Теория массового обслуживания. – Кемерово, 2008. – 116 с.
10. Теория массового обслуживания. Перевод с англ. / Пер. И. И. Грушко; ред. В. И. Нейман. – М.: Машиностроение, 1979. – 432 с., ил.
11. Гозбенко В.Е., Крипак М.Н., Полтавская Ю.А. Математическое моделирование работы автотранспортного предприятия // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – Иркутск: ИрГУПС, 2014. - С. 120-129.
12. Карлина А.И., Гозбенко В.Е. Моделирование объектов машиностроения для снижения влияния внешних вибрационных воздействий // Вестник Иркутского государственного технического университета. – Иркутск: ИНИТУ, 2016 – С. 35-47.
13. Лебедева О.А., Михайлов А.Ю. Байесовский метод оценки матрицы корреспонденций // Международный конгресс «Архитектура, строительство, транспорт» 67-я международная практическая конференция «Теория, методы проектирования машин и процессов в строительстве». – Омск: СибАДИ, 2013 – С. 56-58.

REFERENCES

1. Khubka V. Teoriya tekhnicheskikh system [The theory of technical systems.]. Moscow : Mir Publ., 1987, 208 p.
2. Al'tshuller G.S. Algoritm izobreteniya [Algorithm of the invention]. Moscow : Moskovskii rabochii Publ., 1973, 296 p.
3. Johns J.Ch. Design methods. 1970 and 1981 John Wiley & Sons Ltd., 407 p. (Russ. ed.: Dzh. K. Dzhons. Metody proektirovaniya. Moscow : Mir Publ., 1986, 326 p.).
4. Kuznetsov Yu.N., Sribnyi L.N. Povyshenie effektivnosti tokarnykh avtomatov [improving the efficiency of automatic lathes]. Kiev : Tekhnika Publ., 1989, 168 p.
5. Novoselov Yu.K., Kharchenko A.O. Vybora optimal'noi struktury GPM [Choice of the optimal structure of the lifting devices]. Stanki i instrument [Machines and tools], 1987, No. 2, pp. 5–7.
6. Akopjan R., Lejda K. Theoretical and operational problems of buses and their prime movies. Lvov: Meta Publ., 2002, 450 p.
7. Akopjan R., Lejda K. Some problems of theory, constructions exploitation of automotive transport facilities. Lvov: BMC Publ., 2006, 579 p.
8. Lur'e B.Ja., Jenrajt P. Dzh. Klassicheskie metody avtomaticheskogo upravlenija [Classical methods of automatic control]. St.Petersburg: BHV – Peterburg Publ., 2004, 640 p.
9. Pavskij V.A. Teorija massovogo obsluzhivaniya [Queueing Systems Theory]. Kemerovo, 2008, 116 p.
10. Kleinrock L. Queueing Systems: Volume 1: Theory. Wiley-Interscience; 1 ed., 1975, 417 p. [Russ. ed.: Teorija massovogo obsluzhivaniya. Translated from English by I. I. Grushko; V. I. Nejman (ed.). Moscow: Mashinostroenie Publ., 1979, 432 p., ill.].
11. Gozbenko V.E., Kripak M.N., Poltavskaja Ju.A. Matematicheskoe modelirovanie raboty avtotransportnogo predpriyatija [Mathematical modeling of the work of a motor transportation enterprise]. Sovremennye tehnologii. Sistemnyj analiz. Modelirovanie [Modern Technologies. System Analysis. Modeling]. Irkutsk: ISTU Publ., 2014, pp. 120–129.
12. Karlina A.I., Gozbenko V.E. Modelirovanie ob'ektov mashinostroeniya dlja snizheniya vlijaniya vneshnih vibracionnyh vozdeystvij [Modeling of machine-building objects to reduce the influence of external vibration effects]. Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta [Proceedings of Irkutsk State Technical University]. Irkutsk: INITU Publ., 2016, pp. 35–47.
13. Lebedeva O.A., Mihajlov A.Ju. Bajesovskij metod ocenki matricy korrespondencij [Bayesian method for assessing the correspondence matrix]. Mezhdunarodnyj kongress «Arhitektura, stroitel'stvo, transport» 67-ja mezhdunarodnaja prakticheskaja konferencija «Teorija, metody proektirovaniya mashin i processov v stroitel'stve» [International Congress "Architecture, construction, transport", the 67th international practical conference "Theory, methods of designing machines and processes in construction"]. Omsk: SibADI Publ., 2013, pp. 56–58

Информация об авторах

Остренко Алексей Геннадьевич – старший преподаватель кафедры «Автомобильный транспорт», Севастопольский государственный университет, г. Севастополь, e-mail: ostrenich@rambler.ru

Харченко Александр Олегович – к. т. н., профессор кафедры «Технология машиностроения», Севастопольский государственный университет, г. Севастополь, e-mail: khao@list.ru

Для цитирования

Остренко А. Г. Анализ и синтез конструкций автомобильных амортизаторов с целью повышения их надёжности / А. Г. Остренко, А. О. Харченко // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. - 2018. - Т. 57, № 1. - С. 130–139. - DOI: 10.26731/1813-9108.2018.1(57).130-139.

Authors

Ostrenko Aleksei Gennad'evich – Asst. Prof., the Subdepartment of Automobile Transport, Sevastopol State University, Sevastopol, e-mail: ostrenich@rambler.ru

Harchenko Aleksandr Olegovich – Ph.D. in Engineering Science, Prof., the Subdepartment of Technology of Mechanical Engineering, Sevastopol State University, Sevastopol, e-mail: khao@list.ru

For citation

Analysis and synthesis of designs of automobile shock absorbers for im-proving their reliability. *Modern technologies. System analysis. Modeling*, 2018, Vol. 57, No. 1, pp. 130-139. DOI: 10.26731 / 1813-9108.2018.1 (57). 130-139.