

**ПРАКТИКУМ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ
ПРИ ИЗУЧЕНИИ ДИСЦИПЛИНЫ
«ОСНОВЫ МЕХАНИКИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА»**

ЧАСТЬ 1

ОМСК 2016

Министерство транспорта Российской Федерации
Федеральное агентство железнодорожного транспорта
Омский государственный университет путей сообщения

ПРАКТИКУМ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ
ПРИ ИЗУЧЕНИИ ДИСЦИПЛИНЫ
«ОСНОВЫ МЕХАНИКИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА»

Часть 1

Утверждено редакционно-издательским советом университета

Омск 2016

УДК 629.4.015 (075.8)
ББК 39.22-015я73
П69

Практикум для выполнения контрольной работы при изучении дисциплины «Основы механики подвижного состава». Часть 1 / И. И. Галиев, В. А. Нехаев, В. А. Николаев, А. Н. Смалев, В. Н. Ушак; Омский гос. ун-т путей сообщения. Омск, 2016. 37 с.

Представлены исходные данные, необходимые для расчетов при выполнении контрольной работы. Приведены краткие теоретические сведения, основные положения из теории колебаний, примеры составления дифференциальных уравнений для простейших механических систем. Рассмотрены расчетные схемы для экипажной части вагонов в зависимости от их конструкции.

Предназначен для студентов 2-го – 4-го курсов специальности «Подвижной состав железных дорог» очной и заочной форм обучения, изучающих дисциплину «Основы механики подвижного состава», может быть полезен для студентов других специальностей, в образовательную программу которых входит данная или иные дисциплины, рабочая программа которых имеет аналогичное содержание изучаемого материала.

Библиогр.: 13 назв. Табл. 4. Рис. 12.

Рецензент: доктор техн. наук, профессор П. Д. Балакин.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	5
1. Указания к выполнению контрольной работы.....	6
1.1. Задание на контрольную работу.....	6
1.2. Правила выбора варианта и исходные данные для расчетов	7
1.3. Основные этапы решения общих задач динамики. Краткие сведения и термины.....	12
2. Основные теоретические сведения по дисциплине «Основы механики подвижного состава».....	13
2.1. Основные элементы конструкции подвижного состава и связи между этими элементами	13
2.2. Типовые динамические характеристики упругих и диссипативных связей экипажа.....	18
2.3. Принимаемая система отсчета.....	23
2.4. Основные причины (факторы), вызывающие колебания вагонов	24
2.5. Критерии безопасности движения подвижного состава. Попереч- ная устойчивость вагонов.....	30
3. Контрольные вопросы.....	35
Библиографический список.....	36

ВВЕДЕНИЕ

Студенты, изучающие дисциплину «Основы механики подвижного состава», в течение семестра выполняют контрольную работу по теме «Расчеты динамических характеристик грузового вагона, сил, действующих на него при движении. Критерии безопасности движения вагона», состоящую из четырех разделов: «Расчет собственных частот колебаний подпрыгивания, галопирования и боковой качки»; «Расчет параметров гасителей колебаний»; «Расчет «валкости» кузова вагона на рессорах»; «Расчет колебаний подпрыгивания кузова грузового вагона при движении его по геометрической неровности».

Цель практикума – помочь студентам специальности «Подвижной состав железных дорог» при самостоятельном изучении дисциплины «Основы механики подвижного состава» и выполнении контрольной работы. Практикум состоит из двух частей. В первой части представлены основные требования к выполнению контрольной работы, даны пояснения для выбора варианта по учебному шифру студента (для заочной формы обучения), изложены основы колебаний простейших механических систем, рассмотрены вопросы по составлению расчетных схем и дифференциальных уравнений, по выбору системы координат и обобщенных координат. Во второй части представлены рекомендации по выполнению контрольной работы. В конце каждой части практикума приводится библиографический список.

При изучении вопросов динамики железнодорожного подвижного состава следует пользоваться учебниками и монографиями [1 – 5], в которых описываются конструкция и динамика подвижного состава. Общие вопросы динамики механических систем представлены в работах [9 – 13], конструкция механической системы и конструктивные характеристики вагонов – в работах [6 – 8]. Стоит отметить, что несмотря на конструктивные отличия механической части различных видов подвижного состава, динамические процессы в них всегда имеют колебательный характер и протекают в целом идентично. Кроме того, простейшие расчетные схемы и соответствующие математические модели, используемые в учебных целях при освоении именно основ механики подвижного состава, являются одинаковыми как для вагонов, так и для локомотивов любой серии. Следовательно, применение в учебном процессе данного практикума будет одинаково полезно студентам всех специализаций, входящих в специальность «Подвижной состав железных дорог».

1. УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

1.1. Задание на контрольную работу

Цель контрольной работы – проверка знания студентами теоретического материала по дисциплине «Основы механики подвижного состава» и умения применять его при проведении практических расчетов.

Выполнению задания должны предшествовать обстоятельная работа над теоретическими разделами курса по учебникам и монографиям [1 – 5] и самопроверка студента по контрольным вопросам, содержащимся в конце данного издания.

Контрольная работа включает в себя следующие этапы:

1) составление расчетных схем для заданного типа вагона и дифференциальных уравнений собственных частот колебаний кузова, определение собственных частот колебаний подпрыгивания, галопирования и боковой качки вагона;

2) расчет параметров гасителей колебаний в соответствии с их типом (1, 2 или 3);

3) проверка отсутствия «валкости» кузова вагона на рессорах;

4) составление расчетной схемы и дифференциального уравнения вынужденных колебаний подпрыгивания условного одноосного вагона с одной степенью подвешивания при его движении по регулярной геометрической неровности пути, решение этого дифференциального уравнения;

5) составление расчетной схемы и системы дифференциальных уравнений вынужденных колебаний грузового четырехосного вагона в вертикальной продольной плоскости при его движении по регулярной геометрической неровности пути;

6) решение дифференциального уравнения колебаний подпрыгивания кузова вагона в продольной вертикальной плоскости при движении вагона по регулярной геометрической неровности пути без учета колебаний галопирования кузова.

1.2. Правила выбора варианта и исходные данные для расчетов

Исходные данные по вариантам для выполнения контрольной работы приведены в табл. 1.1 – 1.4. Выбор варианта задания производится по алфавитному списку студентов группы (либо по указанию преподавателя) для студентов очной формы обучения и по последним двум цифрам учебного шифра студента заочной формы обучения. Если последние две цифры шифра представляют собой число от 01 до 50, то выбирается вариант, совпадающий с этим числом. Например, при шифре В-5708, В-5327 или В-5449 следует выбрать вариант 08, 27 или 49 соответственно. Если последние две цифры учебного шифра представляют собой число от 50 до 00, то следует вычесть из числа двух последних цифр шифра число 50. Значение разности будет соответствовать номеру варианта. Например, при шифре В-5667, В-1379 или В-5800 следует выбрать вариант 17, 29 или 50 соответственно.

Таблица 1.1

Исходные данные для выполнения контрольной работы

Вариант	Условный тип			Значение величины						
	вагона	тележки	гасителя колебаний	α , %	h_c , м	J_x , кН·м·с ²	J_y , кН·м·с ²	V , км/ч	L_n , м	η_0 , м
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	1	1	1	100	1,9	377	1507	100	3,0	0,008
2	1	2	2	100	1,8	377	1507	100	3,5	0,006
3	2	1	2	100	2,2	464	1685	80	4,6	0,0055
4	2	1	2	100	2,1	464	1685	100	2,8	0,007
5	2	1	2	100	1,87	285	738	80	3,2	0,009
6	2	1	2	100	1,87	285	738	100	5,0	0,006
7	2	1	2	100	1,7	216	1177	100	5,8	0,002
8	2	1	2	100	1,7	216	1177	100	6,5	0,004
9	2	1	2	100	1,7	275	1420	100	7,5	0,013
10	5	2	2	100	1,7	275	1420	100	6,0	0,013
11	4	1	3	75	1,75	270	1550	60	5,3	0,010
12	6	2	3	80	1,6	280	1700	80	4,8	0,009
13	7	1	1	100	2,1	180	600	90	7,3	0,010

Продолжение табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
14	7	2	2	100	2,0	220	660	50	6,2	0,013
15	8	2	2	100	2,22	310	900	90	3,9	0,007
16	1	1	2	65	1,5	200	1030	100	6,1	0,010
17	1	2	1	50	1,3	180	800	70	2,7	0,009
18	2	1	1	70	1,45	300	1150	50	3,4	0,007
19	2	2	1	55	1,35	220	1200	60	5,7	0,008
20	3	2	2	90	1,5	260	680	90	7,8	0,0095
21	2	1	3	80	1,75	225	650	80	1,9	0,008
22	4	2	1	60	1,30	140	1000	100	4,9	0,009
23	4	1	3	55	1,25	130	920	100	5,0	0,0075
24	5	2	1	40	1,15	120	600	90	6,0	0,008
25	5	1	2	30	1,05	90	550	90	6,25	0,010
26	6	2	3	40	1,20	160	950	70	6,25	0,008
27	6	1	1	50	1,25	180	1100	100	12,5	0,006
28	7	2	3	70	1,80	190	650	60	12,5	0,012
29	7	1	2	60	1,70	180	580	70	4,00	0,005
30	8	2	3	80	2,00	350	1000	90	12,5	0,013
31	1	1	3	0	0,9	80	300	75	4,3	0,008
32	2	2	3	0	0,9	80	300	85	5,0	0,006
33	2	1	2	0	1,1	95	340	80	6,25	0,007
34	2	2	3	0	1,1	95	340	90	6,25	0,006
35	3	1	1	0	1,1	59	149	50	12,5	0,095
36	3	2	2	0	1,1	59	149	60	12,5	0,010
37	4	1	3	0	0,8	43	230	80	10,0	0,002
38	4	2	3	0	0,8	43	230	70	12,5	0,008
39	5	1	2	0	0,75	56	280	80	6,25	0,008
40	5	2	2	0	0,75	56	280	90	8,3	0,007
41	6	1	2	0	1,0	54	320	75	3,5	0,004
42	6	2	2	0	1,0	54	320	100	6,25	0,008
43	7	1	3	0	1,2	37	125	100	6,25	0,006
44	7	2	3	0	1,2	37	125	100	4,16	0,004
45	8	1	2	0	1,25	64	179	100	12,5	0,007

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
46	1	2	2	75	1,6	320	1250	90	8,16	0,008
47	2	1	2	85	1,85	360	1400	75	12,5	0,009
48	3	2	2	75	1,45	250	650	60	5,0	0,0095
49	4	1	2	65	1,3	165	880	50	12,5	0,012
50	5	2	2	60	1,7	196	990	80	6,25	0,008

Примечание.

α – коэффициент загрузки вагона, %;

h_c – высота центра масс вагона с грузом относительно осей колесных пар, м;

J_x – момент инерции вагона с грузом относительно центральной продольной оси, $\text{кН}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$;

J_y – момент инерции вагона с грузом относительно центральной поперечной оси, $\text{кН}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$;

V – скорость движения вагона, км/ч;

L_n – длина неровности, м;

η_0 – амплитуда неровности, м.

В табл. 1 обозначены условными номерами типы вагонов:

1 – крытый с объемом кузова 90 м^3 ;

2 – крытый с объемом кузова 120 м^3 ;

3 – хоппер грузоподъемностью 500 кН ;

4 – полувагон;

5 – платформа;

6 – изотермический;

7 – цистерна с объемом котла 50 м^3 ;

8 – цистерна с объемом котла 60 м^3 ;

тележек:

1 – тележка модели 18-578;

2 – тележка модели 18-100;

гасителей колебаний:

1 – гаситель с постоянной силой трения ($F_{\text{гас}} = -F_{\text{тр}} \text{ sign } \dot{z}$);

2 – гаситель с силой трения, пропорциональной прогибу рессор ($F_{\text{гас}} = -K\varphi C z \text{ sign } \dot{z}$);

3 – гидравлический гаситель ($F_{\text{гас}} = -\beta \dot{z}$).

Значения конструктивных характеристик вагонов приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Значения конструктивных характеристик вагонов

Характеристика	Значение характеристики для условного типа вагона							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$M_{\text{в}}, \text{т}$	21,9	22,7	21,0	22,1	21,4	32,0	21,4	22,7
$Q, \text{кН}$	620	620	500	630	620	500	500	600
$2L, \text{м}$	9,83	10,0	5,81	8,66	9,72	12,13	7,12	7,12

Примечание.

$M_{\text{в}}$ – масса порожнего вагона, т;

Q – грузоподъемность вагона, кН;

$2L$ – база кузова вагона, м.

Значения конструктивных параметров тележек вагонов приведены в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Значения конструктивных параметров тележек вагонов

Тип тележки	Значение конструктивных параметров тележек					
	$2l, \text{м}$	$M_{\text{т}}, \text{т}$	$M_{\text{н}}, \text{т}$	$C_1, \text{кН/м}$	$J_0, \text{кН}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$	$Z_{\text{max}}, \text{м}$
1	1,85	4,78	0,975	3125	5,95	0,068
2	1,85	4,76	0,950	4350	6,25	0,049

Примечание.

$2l$ – колесная база тележки, м;

$M_{\text{т}}$ – масса тележки, т;

$M_{\text{н}}$ – масса необрессоренных частей, приходящихся на одно колесо, т;

C_1 – жесткость одного рессорного комплекта, кН/м;

J_0 – полярный момент инерции тележки относительно вертикальной оси, проходящей через ее центр масс, кН·м·с²;

Z_{max} – наибольший статический прогиб рессорного комплекта, м.

Значения коэффициентов динамических добавок (общих для всех вариантов) приведены в табл. 1.4.

Таблица 1.4

Значения коэффициентов динамических добавок

Скорость, км/ч	Для цистерны на тележках		Для грузового вагона на тележках	
	18-578	18-100	18-578	18-100
50	$\frac{0,30}{0,15}$	$\frac{0,30}{0,15}$	$\frac{0,20}{0,07}$	$\frac{0,27}{0,09}$
	$\frac{0,39}{0,20}$	$\frac{0,40}{0,20}$	$\frac{0,25}{0,18}$	$\frac{0,40}{0,22}$
80	$\frac{0,48}{0,25}$	$\frac{0,59}{0,29}$	$\frac{0,46}{0,32}$	$\frac{0,59}{0,32}$
	$\frac{0,58}{0,31}$	$\frac{0,72}{0,36}$	$\frac{0,58}{0,35}$	$\frac{0,72}{0,35}$

Примечание. В числителе приведено значение общего коэффициента динамических добавок $K_{до}$, в знаменателе – значения коэффициентов динамических добавок, вызванных боковой качкой.

Конструктивные сведения по вагонам и их параметры (общие для всех вариантов задания на контрольную работу):

диаметр колес по кругу катания $D - 0,950$ м;

диаметр шейки оси колесной пары $d - 0,145$ м;

расстояние между кругами катания $2S - 1,58$ м;

угол наклона образующей конической поверхности гребня колеса к оси колесной пары $\beta - 60^\circ$;

коэффициент трения скольжения между колесом и гребнем колеса с головкой рельса $\mu - 0,25$.

1.3. Основные этапы решения общих задач динамики. Краткие сведения и термины

Общие задачи динамики вагонов рекомендуется решать в следующем порядке:

- 1) выбор объекта исследования, постановка цели, задачи и условий исследования (могут быть предложены или рекомендованы преподавателем);
- 2) составление расчетной схемы объекта исследования;
- 3) составление математической модели, описывающей динамическое состояние объекта;
- 4) решение системы дифференциальных уравнений и определение зависимостей, отражающих взаимосвязь параметров и характеристик динамического состояния объекта;
- 5) анализ полученных результатов;
- 6) выводы по результатам проведенных расчетов и анализ исследуемой механической системы, совершающей колебания.

Под *расчетной схемой* объекта исследования понимается его эскизный чертеж с указанием всех физических параметров (массы, моментов инерции, жесткости упругих элементов, связей между элементами вагона, размеров и т. д.), объяснением назначения обобщенных координат и их направлений и с учетом принимаемых допущений (распределение массы, учет зазоров в соединениях и т. п.) в соответствии с поставленной целью и задачами исследования.

В качестве *математической модели* при решении задач динамики рассматривается система дифференциальных уравнений (как правило, второго порядка), описывающих движение всех элементов механической системы в соответствии с расчетной схемой объекта исследования. Количество дифференциальных уравнений зависит в первую очередь от сложности механической системы, поэтому количество степеней свободы, обобщенных координат, а следовательно, и количество дифференциальных уравнений численно равны.

Обобщенной координатой называется такая координата, которая однозначно определяет движение элемента механической системы в любой момент времени при выбранной системе отсчета.

2. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ОСНОВЫ МЕХАНИКИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА»

2.1. Основные элементы конструкции подвижного состава и связи между этими элементами

Подвижной состав состоит из опирающегося на раму кузова (для цистерн – котла) и ходовых частей. Как правило, ходовые части подвижного состава скомпонованы в тележки.

Кузов, рама вагона или локомотива, рамы тележек и колесные пары соединяются между собой специальными конструкциями (рессорами, гасителями колебаний, скользунами и т. п.), которые обобщенно называются связями. В каждом вагоне существует два вида связей: между кузовом и рамами тележек и между рамами тележек и колесными парами. В некоторых типах (специальных конструкциях) подвижного состава имеется и третий вид связи – между тележками.

За счет упругости или свободы в связях кузов на тележках может совершать вертикальные и горизонтальные (линейные и угловые) перемещения, а рамы тележек – линейные и угловые перемещения по отношению к колесным парам. Колесные пары за счет неровностей пути и неровностей на них самих, а также за счет зазоров между гребнями колес и рельсами могут совершать различные угловые и линейные перемещения в пространстве. Таким образом, вагон представляет собой *единую механическую систему* со многими степенями свободы.

Связи осуществляют передачу вертикальных, горизонтальных (поперечных и продольных) статических и динамических сил между кузовом и тележками, тележками и колесными парами.

Конструкция связей обеспечивает необходимые линейные и угловые перемещения одних элементов конструкции вагона относительно других. Некоторые из связей предназначены для сведения к минимуму относительных взаимных перемещений элементов вагонов или для недопущения каких-либо взаимных перемещений сопрягаемых элементов.

Связи могут быть жесткими или упругодеформируемыми. Упругодеформируемые связи в свою очередь могут быть линейно деформируемыми, когда реализуемая в связи деформация Δ прямо пропорциональна действующему на

связь силовому фактору (силе или моменту), т. е. $\Delta = P / c$ (c – жесткость связи, P – силовой фактор), или нелинейно деформируемыми, когда зависимость между реализуемыми в связи перемещениями и действующими на нее силовыми факторами выражается более сложной функцией, чем линейная зависимость. Некоторые нелинейные связи делаются такими, что при действии силового фактора P , не превосходящего заданную величину P_0 , деформация в них не возникает. При $P > P_0$ появляется упругая деформация, линейно или нелинейно зависящая от величины действующего силового фактора (так называемая связь с преднатягом), а при наличии зазора могут быть нелинейные связи, у которых возможны некоторые перемещения без возникновения в этих связях заметных сил (движение в зазоре). Когда зазор будет выбран, то силы в связях резко возрастают.

В упругих связях, в которых могут возникнуть колебания, часто устанавливают специальные устройства – гасители колебаний (демпферы), в которых часть энергии колебаний расходуется на трение сухих тел или жидкости, на преодоление сил сопротивления, трения, превращаясь в тепло, рассеиваемое в пространство. При этом энергия, накапливаемая в связях при колебаниях, расходуется и достигается гашение возникающих колебаний.

Итак, любой вагон можно представить как единую механическую систему со многими степенями свободы, состоящую из колесных пар, рам тележек, кузова и связей между этими основными элементами.

При исследовании движения вагона как механической системы, взаимодействующей с железнодорожным путем, рамы тележек и кузов (вне зависимости от их конструкции) чаще всего рассматривают как элементы, имеющие определенную массу (m), сосредоточенную в центре тяжести элемента, и моменты инерции (I_x, I_y, I_z) относительно некоторых заданных осей (x, y, z) в пространстве (иногда эти элементы рассматриваются как конструкции, имеющие массу и жесткость, определенным образом распределенные в пространстве).

Конструкции и параметры связей между кузовом и тележками и связей колесных пар с тележками разнообразны. Влияние этих связей на динамические процессы взаимодействия подвижного состава и пути значительно, поэтому при изучении динамики вагонов особое внимание следует уделять основным принципиальным схемам и параметрам всех видов связей.

Источником всех динамических «возмущений» в пути и подвижном составе является колесная пара, движущаяся по неровностям пути или имеющая неровности на поверхности катания колес или конструктивные особенности. Конструкция колесной пары и размещенных на ней устройств значительно влияет на ход всех динамических процессов.

В вопросах взаимодействия пути и подвижного состава железнодорожный путь рассматривается как существенная часть *единой* механической системы «путь – экипаж». При этом необходимо обратить внимание в первую очередь на те особенности конструкции железнодорожного пути, которые определяют его динамическое взаимодействие с подвижным составом, а именно: на его деформативные свойства и прежде всего на его жесткость, рассеяние энергии колебаний, характер и параметры контактирования рельсов с колесными парами, характеристики неровностей рельсового пути в целом и отдельных его элементов в плане и профиле и на некоторые другие особенности и параметры.

Известно, что снижение реакции экипажа на воздействие со стороны пути достигается уменьшением жесткости связей между источником возмущений и обрессоренной массой. Это можно показать на примере простейшей пассивной системы виброизоляции. Рассмотрим схему, представленную на рис. 2.1. К системе приложено кинематическое возбуждение и внутренние силы \bar{P} и \bar{P}' виброизолирующего устройства, установленного между источником возбуждения и защищаемым объектом.

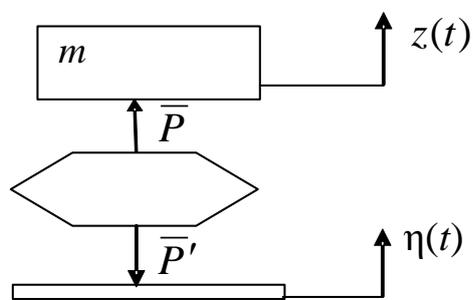


Рис. 2.1. Структурная схема простейшей пассивной системы виброизоляции

Сила \bar{P} , формируемая виброзащитным устройством, определяет показатели динамических качеств защищаемого объекта, а сила \bar{P}' – динамическое воздействие на источник возбуждения (в случае движения железнодорожного экипажа по неровностям рельсового пути эта сила определяет воздействие экипажа на верхнее строение пути). Виброзащитное устройство должно отвечать следующим требованиям:

относительное виброперемещение $\delta = z - \eta$ объекта виброзащиты не должно превышать допустимых значений, определяемых заданными ограничениями;

защищаемый объект должен быть максимально изолирован от действия кинематического возбуждения $\eta(t)$. Это требование можно выполнить при очень малой жесткости упругого элемента виброзащитного устройства;

при движении экипажа по неровностям пути динамическое воздействие экипажа на путь, определяемое значением силы \bar{P} , должно быть минимальным.

Приведенные требования являются противоречивыми и не всегда могут быть в полной мере разрешимы посредством применения линейного виброзащитного устройства, расположенного между источником возбуждения и объектом виброзащиты.

Для системы с кинематическим возбуждением (рис. 2.2) будет справедливо следующее уравнение движения:

$$m\ddot{z} = -\beta(\dot{z} - \dot{\eta}) - c(z - \eta), \quad (2.1)$$

преобразовав которое, получим амплитудную и фазовую частотные характеристики:

$$|H_z|^2 = \frac{z}{\eta} = \frac{c^2 + (\beta i\omega)^2}{[c + m(i\omega)^2]^2 + (\beta i\omega)^2}, \quad (2.2)$$

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{m\beta(i\omega)^3}{c[c + m(i\omega)^2] - [\beta i\omega]^2}. \quad (2.3)$$

Из зависимости амплитуды колебаний защищаемого объекта от частоты возбуждения (2.2) следует, что эффект виброзащиты, определяемый как отношение амплитуд колебаний защищаемого объекта и основания, меньше единицы, возникает в системе, если

$$\frac{\omega}{\omega_c} > \sqrt{2}. \quad (2.4)$$

Это значит, что для создания эффекта защиты от вибрационного возмущающего воздействия собственная частота механической колебательной системы, состоящей из

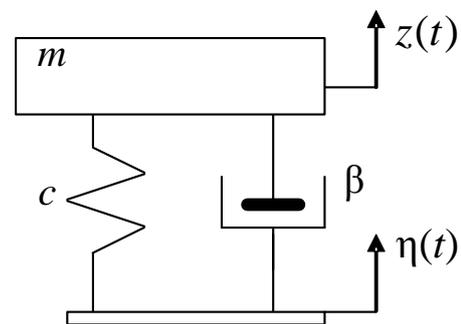


Рис. 2.2. Схема механической колебательной системы с одной степенью свободы

защищаемого объекта и виброзащитного устройства, должна быть в 1,41 раза меньше частоты возбуждения при отсутствии затухания.

Именно это обстоятельство раскрывает суть «принципа мягкой подвески», при соблюдении условий которого система обладает свойством фильтра, т. е. эффективно «гасит» колебания в случае возмущающего воздействия с частотами, более чем в $\sqrt{2}$ раз превышающими значение собственной частоты колебаний объекта.

Зависимости вертикальных виброускорений кузова от статического прогиба $\Delta_{ст}$, собственной частоты колебаний f_c и от частоты возмущающего воздействия f [1] представлены на рис. 2.3.

Так как статический прогиб линейного упругого элемента под нагрузкой обратно пропорционален квадрату собственной частоты, то чем больше статический прогиб, тем меньше собственная частота системы, причем эта зависимость не является линейной.

Именно это обстоятельство – необходимость обеспечения глубокого статического прогиба системы обрессоривания экипажа, значение которого в миллиметрах согласно известному правилу должно быть равно скорости движения экипажа в километрах в час – вынуждает создавать двухступенчатое рессорное

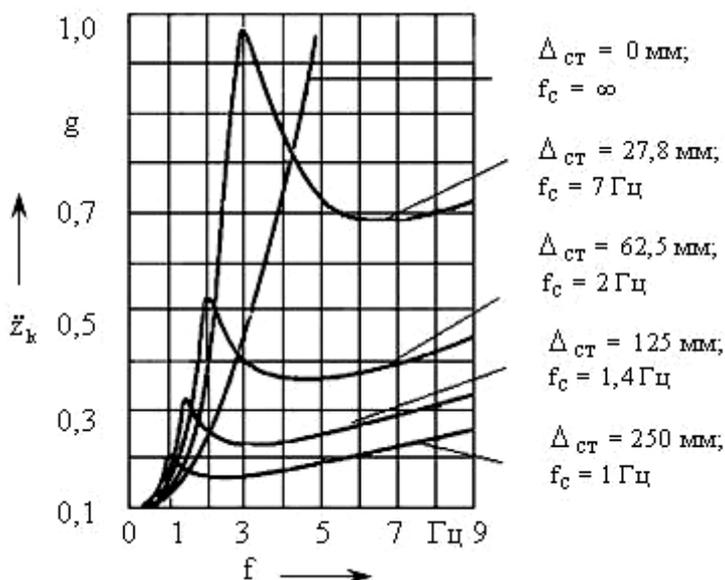


Рис. 2.3. Зависимость вертикальных виброускорений кузова локомотива от статического прогиба рессорного подвешивания и частоты возмущающего воздействия

подвешивание локомотивов и пассажирских вагонов и делает трудноразрешимой проблему создания эффективной системы виброзащиты грузовых вагонов. Последнее обусловлено жестким требованием недопущения саморасцепа автосцепок порожнего и грузового вагонов, сцепленных друг с другом и имеющих отклонения диаметров колес от номинальных размеров.

Вследствие того, что при движении экипажа по пути со стороны последнего на защи-

щаемый объект действует спектр возмущений с различными частотами, в структуру системы виброизоляции необходимо вводить устройства, рассеивающие энергию колебаний для ограничения их амплитуд в случаях резонансных или переходных явлений, – гидравлические или фрикционные гасители колебаний либо пневмодемпферы.

В зарезонансной зоне колебаний наличие гасителя колебаний ухудшает эффект виброзащиты, что наглядно иллюстрирует рис. 2.4, отражающий влияние степени относительного демпфирования в системе рессорного подвешивания на уровень виброускорений кузова локомотива.

Отсюда следует необходимость введения в конструкцию ходовой части железнодорожного экипажа управляемого демпфирования с возможностью его отключения в зарезонансном режиме колебаний.

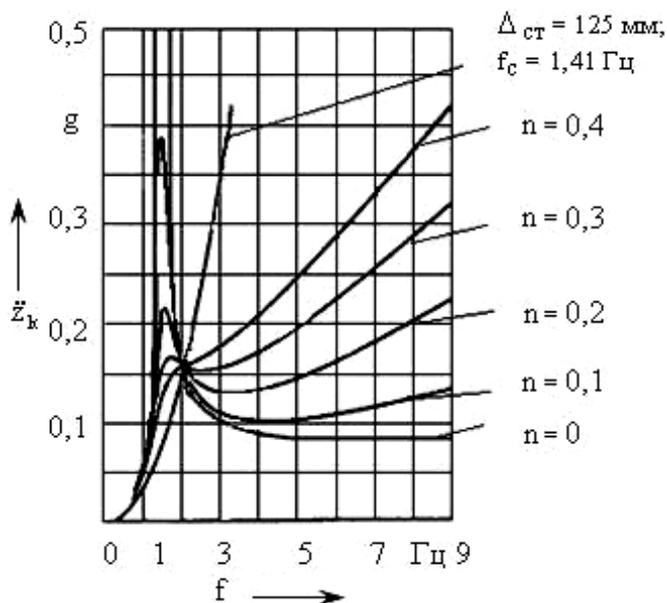


Рис. 2.4. Влияние относительного демпфирования в рессорном подвешивании на вертикальные виброускорения кузова локомотива

2.2. Типовые динамические характеристики упругих и диссипативных связей экипажа

Упругие элементы бывают торсионные, листовые, с винтовыми пружинами, пневматические, гидропневматические, резиновые, гидравлические и др. По типу кинематических связей между элементами – независимые, сбалансированные, частично связанные и смешанного типа. По виду характеристик различают упругие элементы с линейной и нелинейной характеристиками (рис. 2.5). Упругие элементы с нелинейными характеристиками имеют ряд преимуществ и поэтому широко применяются в настоящее время в реальных конструкциях.

Для адекватного описания процессов, протекающих в динамических системах, необходимо правильно описывать упругие и диссипативные свойства связей между элементами и узлами железнодорожных экипажей. Силовые ха-

рактические характеристики могут также задаваться аналитически в однозначных и неоднозначных функциях (рис. 2.5, б – е). В большинстве случаев зависимость между силой F и упругой деформацией x в соответствии с законом Гука для металлов принимается линейной (прямая 1 на рис. 2.5, а), означающей, что коэффициент жесткости является постоянной величиной.

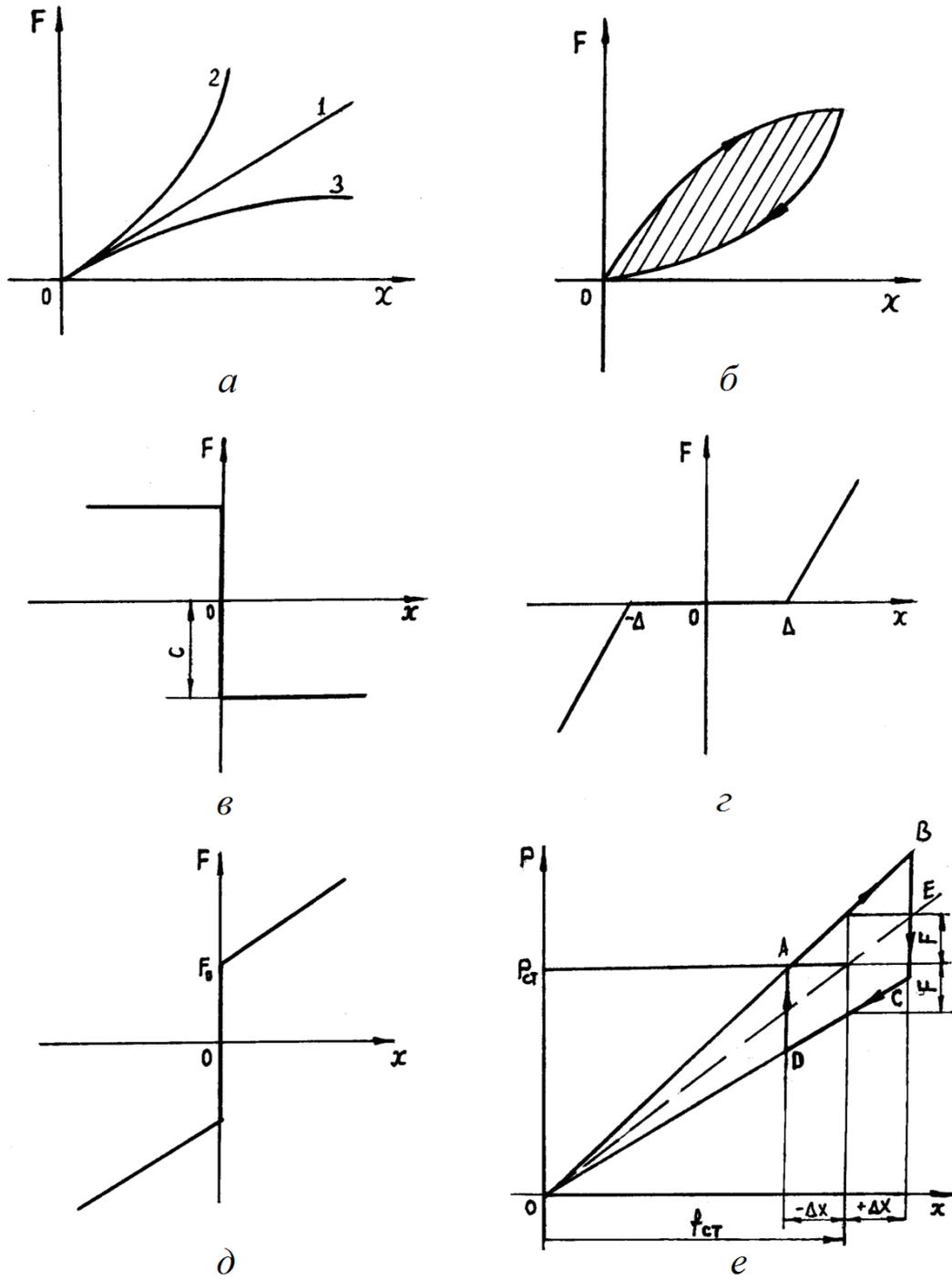


Рис. 2.5. Типовые силовые характеристики систем обрессоривания узлов железнодорожных экипажей

Однако для некоторых упругих элементов, например, для винтовых пружин, образующая которых выполнена в виде конуса, а также для резины коэффициент жесткости возрастает с увеличением приложенной силы, и тогда характеристика является жесткой (кривая 2 на рис. 2.5, *a*). Жесткая силовая характеристика, представленная на рис. 2.5, *a* кривой 2 и описываемая, как правило, кубической нелинейностью (или тангенсоидой), предпочтительна для плавного ограничения динамического хода системы обрессоривания и получения во многих случаях наилучших показателей динамических качеств.

Мягкой силовой характеристикой (см. рис. 2.5, *a*, кривая 3) обладают поглощающие аппараты автосцепных устройств, выполненные из эластомерных материалов.

В некоторых случаях деформации связей сопровождаются заметной диссипацией (рассеянием) энергии, связанной с действием сил неупругого сопротивления (внутреннего трения в материале). Тогда график силовой характеристики (рис. 2.5, *b*) имеет две ветви, причем верхняя из них соответствует нагрузке, а нижняя – разгрузке. Контур, образованный этими ветвями, называют петлей гистерезиса. Площадь, расположенная внутри петли гистерезиса, пропорциональна работе, затраченной за один период колебаний на преодоление сил неупругого сопротивления. Отношение этой работы к работе, затраченной на деформацию упругого элемента, называют коэффициентом рассеяния. В некоторых случаях нагрев упругого элемента, обусловленный внутренним трением, может привести к потере устойчивости элемента, например, в тяжелонагруженных высокоэластичных муфтах, применяемых для передачи вращающего момента от тягового электродвигателя колесной паре электропоезда.

Нелинейными считаются также характеристики, которые имеют точки разрыва или излома. Например, на рис. 2.5, *b* показана нелинейная характеристика типа «сухое трение», реализуемая фрикционными гасителями колебаний с постоянной силой нажатия, устанавливаемыми в буксовой ступени подвешивания тепловоза 2ТЭ116, а также в зоне контакта скользунов кузова и тележки модели 18-100 грузового вагона при их относительном перемещении в горизонтальной плоскости.

Эта нелинейность имеет важную особенность, состоящую в том, что при $\dot{x} = 0$ сила трения может принимать любое значение в пределах $\pm c$, равное в каждый момент времени сумме всех действующих сил, включая силу

инерции. Поэтому движение защищаемого объекта, оснащенного таким гасителем колебаний, относительно колеблющегося источника возмущений (колесной пары локомотива) будет отсутствовать, когда $\dot{x} = 0$ и $|F_{\text{тр}}| < c$. Это означает, что система виброизоляции заблокирована силой сухого трения и виброзащита объекта полностью отсутствует. Если же в процессе движения системы всегда оказывается, что при $\dot{x} = 0$ $|F_{\text{тр}}| > c$, то застоев не будет и характеристика силы трения подобна характеристике релейного типа.

Уравнение свободных затухающих колебаний одномассовой динамической системы в данном случае, при наличии линейной восстанавливающей силы и силы сухого трения, будет иметь вид

$$m\ddot{x} + kx + c \cdot \text{sign } \dot{x} = 0, \quad (2.5)$$

если только

$$|m\ddot{x} + kx| \geq c \text{ при } \dot{x} = 0. \quad (2.6)$$

В противном случае будет иметь место отсутствие колебаний защищаемого объекта относительно источника возмущений.

На рис. 2.5, *г* представлена нелинейность типа «зазор». При перемещении контактирующих элементов относительно друг друга в пределах зазора на величину $\pm \Delta$ упругая сила $F(x)$ равна нулю, а затем изменяется по линейному или нелинейному закону. Характеристики сил с точками разрыва или излома называют существенно нелинейными, так как в этих точках нельзя определить производную функции $F(x)$ и использовать обычный прием линеаризации посредством разложения в ряд Тейлора. На этом основании характеристика силы трения при сухом или граничном трении считается нелинейной даже в случае, если коэффициент трения скольжения имеет постоянную величину.

На рис. 2.5, *д* представлена нелинейность типа «преднатяг». Устройства, обеспечивающие сочетание преднатяга с зазором и разделение масс кузова и тележки в горизонтальной плоскости, применяются для повышения динамических качеств железнодорожных экипажей при движении их по стрелочным переводам и при вписывании в кривые (например, на тепловозе ТЭП60 и электровозе ВЛ60).

Для гашения колебаний в конструкциях рессорного подвешивания основных типов магистральных и маневровых локомотивов применяются листовые рессоры, гасители колебаний фрикционного типа и гидравлические гасители колебаний (гидродемпферы). Силовая характеристика рессоры представлена на рис. 2.5, *e*. При отсутствии трения характеристика рессоры определяется прямой OE , соответствующей ее жесткости $\mathcal{J} = \frac{P_{ст}}{f_{ст}}$, где $P_{ст}$ – статическая нагрузка на рессору; $f_{ст}$ – статический прогиб рессоры (прогиб под статической нагрузкой). Из-за действия сил трения линия нагрузки OB и линия разгрузки OC не совпадают.

Сила трения, формируемая рессорой $F = \varphi_{тр} P$, где $\varphi_{тр}$ – коэффициент относительного трения, определяемый, в свою очередь по формуле [1]:

$$\varphi_{тр} = 2\mu(n + m - 1)h / L. \quad (2.7)$$

Здесь μ – коэффициент трения между листами рессоры, зависящий от наличия смазки; n и m – количество наборных и коренных листов соответственно; h и L – толщина и длина листа рессоры.

При колебаниях обрессоренной массы с амплитудой $\pm \Delta x$ рессора работает в пределах части диаграммы, расположенной внутри четырехугольника $ABCD$. При дополнительном нагружении рессоры сила, формируемая ею,

$$P_n = \mathcal{J}x + F = \mathcal{J}x(1 + \varphi_{тр}), \quad (2.8)$$

а при разгрузке

$$P_p = \mathcal{J}x - F = \mathcal{J}x(1 - \varphi_{тр}), \quad (2.9)$$

Площадь четырехугольника $ABCD$ характеризует работу сил трения при колебаниях обрессоренной массы с амплитудой Δx или рассеиваемую механическую энергию за один период колебаний.

Анализ формул (2.7) – (2.9) показывает, что при повышенных нагрузках на листовую рессору и большом количестве листов, что характерно, например, для магистральных электровозов ВЛ10 и ВЛ80 и ВЛ85, выполняющих основную грузовую работу, рессора может быть заблокирована силой сухого трения, что значительно повышает динамическую нагруженность уз-

лов локомотивов. Именно по этой причине листовые рессоры отсутствуют в ходовой части современных железнодорожных экипажей.

К основным преимуществам *фрикционных* гасителей следует отнести простоту конструкции и ухода за ними в эксплуатации, а также надежность в работе. Несмотря на это такие гасители не свободны от недостатков. К ним следует отнести

- независимость силы трения от частоты колебаний, что негативно влияет на качество виброзащиты в резонансной области;
- неустойчивый режим демпфирования колебаний;
- низкую чувствительность к малым амплитудам возмущений, что приводит к повышению жесткости системы рессорного подвешивания, т. е. к появлению зон нечувствительности виброизолятора к возмущениям и ухудшению вследствие этого качества виброзащиты объекта;
- сравнительно быструю изнашиваемость фрикционной пары.

К положительным свойствам *гидравлических* гасителей относят

- зависимость силы сопротивления от амплитуды и частоты колебаний;
- обеспечение устойчивого режима демпфирования;
- меньший по сравнению с фрикционными гасителями износ в эксплуатации.

Основными недостатками *гидравлических* гасителей являются

- высокая стоимость;
- сложность в изготовлении и уходе за ними в эксплуатации и возможность утечек рабочей жидкости;
- изменение вязкости масла в зависимости от температуры;
- блокирование системы рессорного подвешивания при высокочастотном характере возмущающего воздействия;
- жесткая передача ударных импульсов.

Последние два недостатка могут быть устранены путем введения упругого элемента между гасителем колебаний и источником возмущений.

2.3. Принимаемая система отсчета

При изучении задач динамики рассматривается инерциальная система отсчета прямоугольных декартовых координат правого направления, приведенная на рис. 2.6 (например, для кузова). Инерциальная система координат размеща-

ется своим началом в центре масс любого элемента вагона, а оси направляются следующим образом:

Ox – вдоль оси пути в сторону движения вагона;

Oy – перпендикулярно оси Ox в горизонтальной плоскости;

Oz – перпендикулярно осям Oy и оси Ox в вертикальной плоскости в таком направлении, чтобы она вместе с осями Ox и Oy образовала правую систему координат.

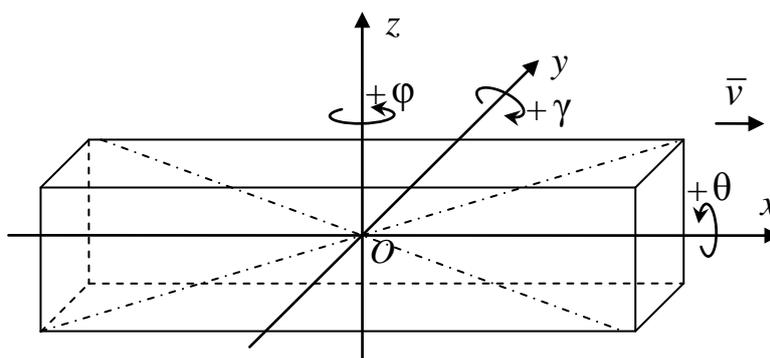


Рис. 2.6. Пример расположения системы координат для кузова

Виды перемещений относительно осей координат подразделяются на две группы: *линейные* и *угловые*. Линейные перемещения вдоль оси Ox называются подергиванием, вдоль оси Oy – боковым отсосом, вдоль оси Oz – подпрыгиванием. Угловые перемещения относительно оси Ox называются боковой качкой, относительно оси Oy – галопированием (продольной качкой) и относительно оси Oz – вилянием.

В динамике вагонов вводятся следующие плоскости, в которых происходит движение элементов механической системы:

xOz – центральная вертикальная продольная плоскость (координаты x, z, γ);

yOz – центральная вертикальная поперечная плоскость (координаты y, z, θ);

xOy – центральная горизонтальная плоскость (координаты x, y, ϕ).

2.4. Основные причины (факторы), вызывающие колебания вагонов

Колебания вагонов, как известно, возникают в связи с тем, что колесные пары при своем движении по рельсам и стрелочным переводам совершают сложные пространственные перемещения и в результате заставляют колебаться рамы тележек и кузова, кузов и сам путь. Таким образом, колебания вагона

начинаются с колесной пары и передаются всем остальным деталям вагона и пути, поэтому следует изучить вопрос о том, почему зарождаются колебания колеса.

Рассмотрим сначала вертикальные колебания одной колесной пары.

Фактическая траектория движения колеса определяется геометрическими формами рельса, в частности, его остаточным изгибом, неровностями на поверхности катания, зазорами между рельсами и шпалами, шпалами и балластом и т. п. Образец фактического продольного профиля пути, снятого достаточно точной нивелировкой с определением высоты точек на поверхности головки рельса, приведен на рис. 2.7. В системе неровностей на поверхности головки рельса всегда имеются так называемые единичные неровности, вызванные такими причинами, как одиночно просевшая шпала или крестовина на стрелочном переводе, пробоксовина (местный износ из-за боксования) на рельсе, местное вспучивание (зимой) пути (пучина) и т. п. Кроме того, на пути имеются так называемые регулярные неровности, к ним относятся прежде всего неровности, возникающие в рельсовых стыках.

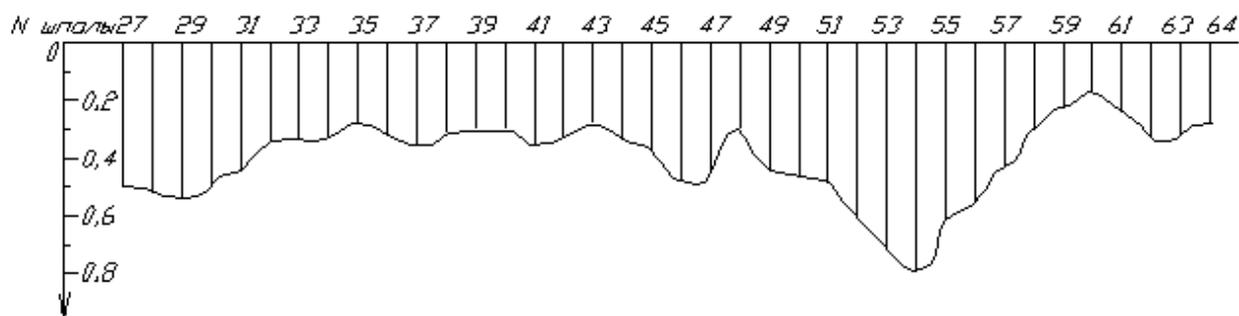


Рис. 2.7. Образец фактического продольного профиля пути

При движении вагона по звеньевому пути, т. е. по пути, состоящему из отдельных рельсов, соединенных в стыках накладками, всегда возникают соударения колес с рельсами. Рассмотрим схематически этот процесс. Из-за того, что изгибная жесткость накладок, соединяющих концы рельсов, меньше изгибной жесткости рельса, прогиб пути в стыке под действием нагрузки от движущегося колеса всегда больше прогиба в средней части рельсового звена (рис. 2.8). В связи с этим, если колесо движется со скоростью \bar{v} , то оно в последний момент движения по рельсу № 1, не доходя до его конца, начинает вращаться вокруг точки А, как вокруг мгновенного центра вращения; при этом вектор скорости \bar{v}_1 направлен перпендикулярно линии АО (см. рис. 2.8). В момент кон-

такта колеса в точке B мгновенный центр вращения сразу же скачком (за время dt) перемещается в точку B и вектор скорости колеса \bar{v}_2 получает направление, перпендикулярное линии OB . Таким образом, колесо мгновенно изменяет скорость с \bar{v}_1 на \bar{v}_2 , т. е.

изменение скорости

$$\Delta\bar{v} = \bar{v}_1 - \bar{v}_2. \quad (2.10)$$

Если масса колеса равна m , значит, за какой-то отрезок времени dt количество движения колеса изменится на величину $m\Delta\bar{v}$. Из курса теоретической механики известно, что изменение количества движения тела за время dt равно импульсу сил, сообщенному телу за то же время, т. е.

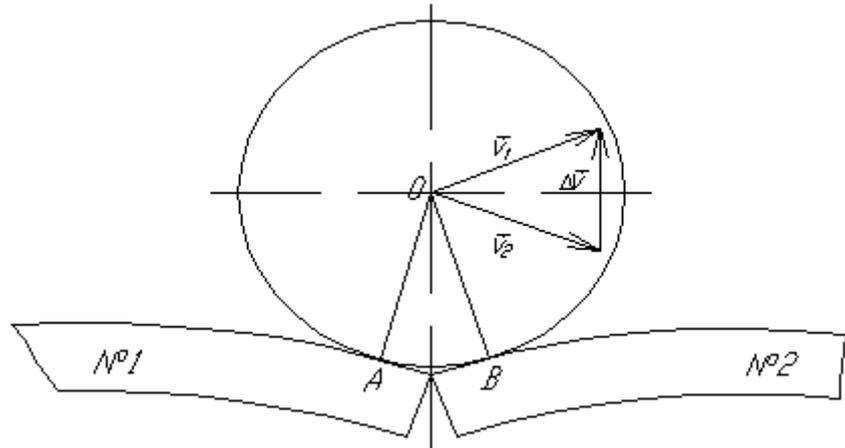


Рис. 2.8. Схематическое представление процесса прохождения колесом стыковой неровности

$$m\Delta\bar{v} = S(t) = Pdt, \quad (2.11)$$

где $S(t)$ – мгновенный ударный импульс;

P – сила, возникающая при этом импульсе.

Таким образом, в стыке всегда возникает дополнительная динамическая сила P , передаваемая пути и вагону. Для вагона сила P является источником возникновения колебаний, а для пути – источником увеличения просядок шпал в балласте. В результате возникновения этих просядок продольный профиль пути приобретает вид, показанный на рис. 2.9. Очевидно, что при таком продольном профиле пути (см. рис. 2.9) колесо вынуждено неравномерно во времени перемещаться в пространстве, что приводит к силам инерции колеса, передаваемым через связи букс колесных пар с тележкой другим элементам вагона и пути, и является одной из причин возникновения колебаний вагонов. При этом следует иметь в виду, что ударные процессы возникают на каждом колесе одной колесной пары неодновременно из-за различного износа стыков, неодинаковых прогибов и разной сдвижки стыков относительно друг друга по длине пути.

Траектории движения колес одной колесной пары по просевшим стыкам различны потому, что остаточные просядки разных стыков неодинаковы, поэто-

му наряду с вертикальными перемещениями каждого колеса колесная пара из-за различия в этих перемещениях совершает угловые перемещения (рис. 2.10).

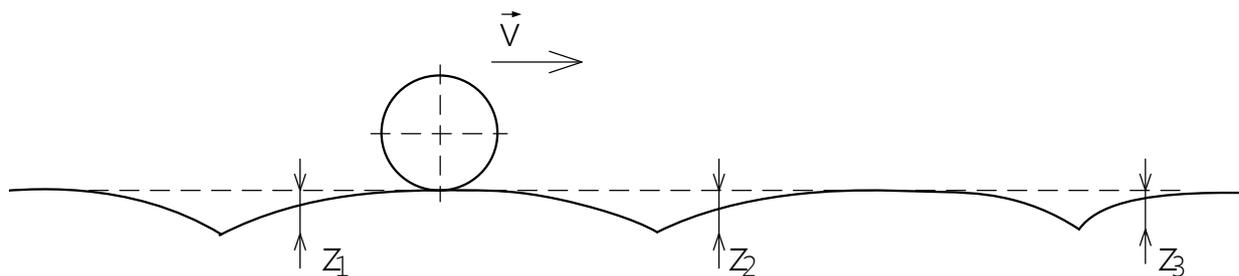


Рис. 2.9. Общий вид рельсовых неровностей

Колебания вагона возникают и из-за неравномерного износа поверхности катания колеса или эксцентричного положения на оси (рис. 2.11). На практике при качении изношенного колеса, имеющего различные значения радиуса качения в разных точках, центр колеса O будет совершать непрерывные колебания, передаваемые кузову вагона. Аналогичная картина наблюдается и при движении колеса, установленного на оси с эксцентриситетом e .

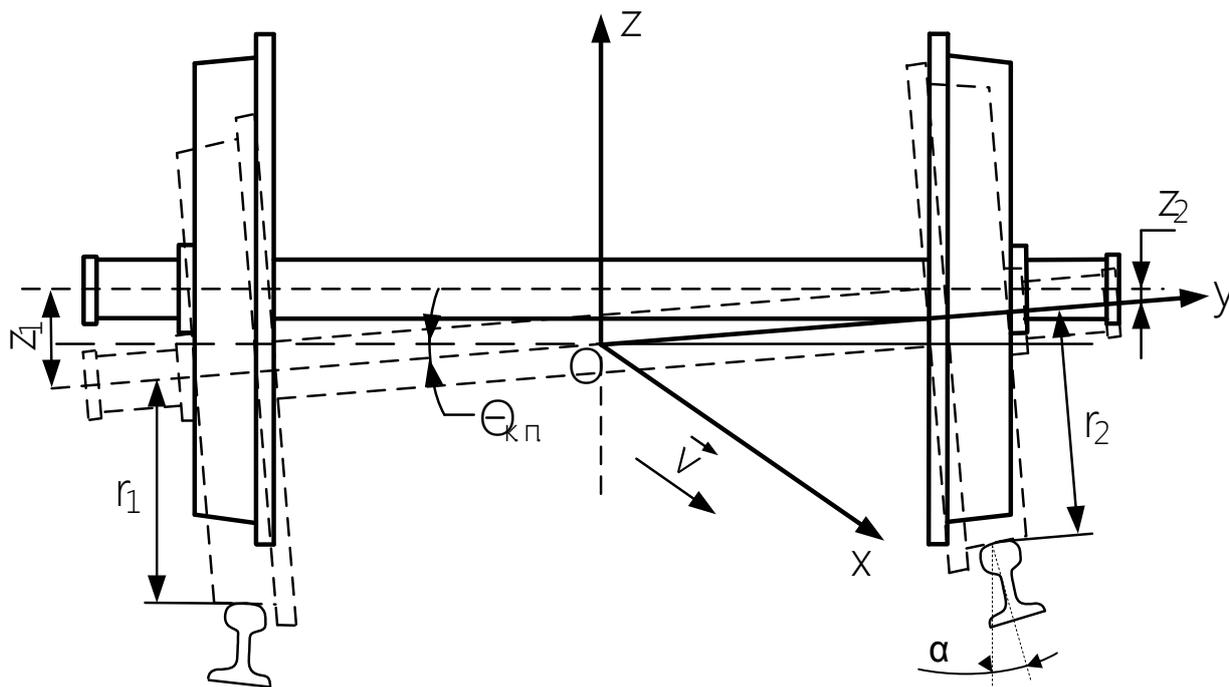


Рис. 2.10. Система отсчета, принимаемая при исследовании угловых и линейных перемещений колесной пары

Одной из причин колебаний вагона является его влияние (извилистое движение). Как известно, между ребрами колес и рабочими гранями рельсов

существуют зазоры, за счет которых колесная пара при своем движении может постепенно переходить от контактирования гребнем правого колеса с правым по ходу рельсом к контактированию гребнем левого колеса с левым рельсом.

Поскольку колесная пара при движении непрерывно перемещается поперек колеи (в пределах указанного выше зазора), то ось колесной пары при конической форме колес совершает угловые колебания (см. рис. 2.10) вокруг оси x (угол φ), а шейки оси то поднимаются, то опускаются на некоторую величину z , и эти колебания передаются и другим элементам вагона.

Колебания вагонов вызываются также действием сил, возникающих при входе вагона в кривые участки пути и в стрелочные кривые, от порывов ветра, аэродинамических толчков воздуха в боковую поверхность вагонов при встрече поездов и по некоторым другим причинам.

Возмущение от рельсовых стыков

играет доминирующую роль в процессе динамического взаимодействия колеса и рельса. Суровые климатические условия Урала, Сибири и Дальнего Востока оказывают значительное влияние на характеристики верхнего строения пути и, следовательно, на динамику подвижного состава. В результате повышенного импульсного воздействия возникают многие дефекты рельсов, колес и буксовых узлов, отрывы щеток, приводящие к перебросам электрической дуги по коллектору тягового двигателя, ухудшаются условия сцепления колеса и рельса. При прохождении колесом стыка наблюдается ударное взаимодействие колеса и рельса, в результате которого вертикальные ускорения букс вагонов достигают 50 – 60 g, что может привести к отрыву колеса от рельса, влекущему за собой угрозу для безопасности движения.

На железнодорожном пути помимо неровностей, обусловленных рельсовым звеном и стыками, присутствуют еще различные микро- и макронеровности. К таким неровностям можно отнести выбоксовины, седловины за закаленной частью стыков, неровности из-за смятия или погнутости концов рельсов,

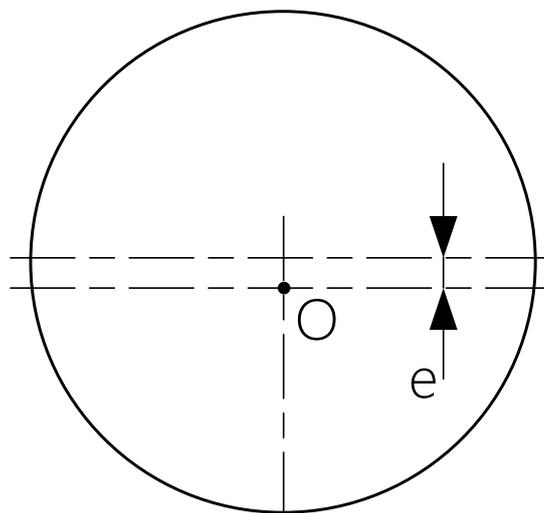


Рис. 2.11. Графическое представление эксцентриситета или дисбаланса колеса

волнообразный износ рельсов, пучины, образующиеся при смерзании балласта в зимних условиях, и др.

Возмущения, обусловленные неровностями колес. В первом приближении принято, что диаметры всех колес одинаковы и их неровности имеют одинаковую форму и высоту. Сдвиг возмущений от колес в процессе движения может изменяться в любых сочетаниях, поэтому при динамических расчетах следует ориентироваться на наихудшее сочетание фаз. Для изучения колебания наддресорного строения вполне достаточно ограничиться значением спектральной плотности на частоте вращения ω колесных пар.

При повышении скоростей движения, осевых нагрузок и жесткости пути исследования вибронагруженности узлов экипажной части необходимо проводить с учетом реального возмущающего воздействия со стороны пути на экипаж. В настоящее время прослеживаются две тенденции в развитии исследований по динамике подвижного состава. Во-первых, отход от простейших математических моделей и расчет сложных многомассовых систем с нелинейными характеристиками, более полный учет всех пространственных связей экипажа и пути с помощью ЭВМ. Во-вторых, учет характеристик пути как одного из важнейших факторов, формирующих математическую модель экипажа, и рассмотрение единой динамической системы «подвижной состав – путь».

Применяют в основном две модели пути – дискретную, по которой характеристики пути учитываются в виде приведенных к колесу сосредоточенных масс, упругости и демпфирования, и континуальную, в которой путь моделируется балкой на сплошном упругом основании с распределенными массой и силой трения. Верхнее строение пути рассчитывают как балку бесконечной длины на сплошном упругом основании, поэтому и в динамических расчетах показателей качества экипажных частей при учете пути в виде континуальной модели представляется возможным выявить важные особенности колебательного процесса системы «подвижной состав – путь» по сравнению с дискретной моделью и получить результаты, соответствующие реальным условиям взаимодействия экипажа и пути.

Результаты расчетов показывают, что динамические характеристики кузова в случае рассмотрения дискретной и континуальной моделей пути совпадают. Таким образом, при исследовании низкочастотных колебаний наддресорного строения выбор модели пути для расчетов не имеет существенного значения и можно использовать обычные расчетные схемы. Для расчета дина-

мических процессов, возникающих в пути, следует применять континуальную модель.

В большинстве расчетов в качестве возмущения применяются эквивалентные расчетные неровности, представляющие собой обобщенную характеристику возмущения, в которую входят как геометрические неровности рельса и неровности кругов катания, так и неравномерность характеристик пути по его длине. Такой подход представляет собой универсальный метод исследования процессов взаимодействия подвижного состава и пути.

2.5. Критерии безопасности движения подвижного состава. Поперечная устойчивость вагонов

Проблемы обеспечения безопасности функционирования транспортных систем имеют очень важное значение. Особенно это относится к федеральному железнодорожному транспорту, для которого задачи обеспечения безопасности движения поездов и создания условий для непрерывного перевозочного процесса, а также гарантированной сохранности перевозимых грузов являются самыми приоритетными.

Ключевым звеном, в решающей мере определяющим уровень безопасности движения поездов, является машинист локомотива. При больших массах поездов и высоких скоростях их движения возникновение любой нестандартной ситуации требует быстрой и обоснованной реакции машиниста по ее устранению. Неадекватные действия могут повлечь столкновение поездов или обрыв состава, а в некоторых ситуациях и сход с рельсов, что особенно опасно при перевозке нефтепродуктов, фенола или сильно действующих ядовитых отравляющих веществ (хлора, аммиака и пр.).

С технической точки зрения безопасность движения железнодорожных экипажей оценивается следующими показателями:

- устойчивостью колеса против схода с рельсов;
- устойчивостью пути против сдвига в плане;
- устойчивостью пути по ширине колеи;
- показателем прочности рельсов и ходовых частей.

Устойчивость колеса против схода с рельсов определяется предельно допустимым отношением поперечных горизонтальных и вертикальных сил, дей-

ствующих на набегающее на рельс колесо. Этот критерий является основным при оценке безопасности движения подвижного состава.

Сходы и крушения поездов происходят, как правило, в случае вкатывания гребня колеса на головку рельса при высокой боковой и малой вертикальной нагрузках, действующих на колесо. Уменьшение вертикальной нагрузки может происходить вследствие совокупности или отдельного действия следующих причин: неустойчивости движения тележки в горизонтальной плоскости, вызванной перекосным движением колесной пары в рельсовой колее и возникающего вследствие этого интенсивного виляния экипажа и боковой качки кузова вагона, которая, в свою очередь, вызывает обезгрузку колес; горизонтальных неровностей рельсового пути (как геометрических, так и динамических); неровностей пути в вертикальной плоскости, обусловленных его неравноупругостью по длине рельсового звена и наличием стыков, а также износом головок рельсов; эксцентриситета колес и несовершенства их поверхностей катания (ползунов, выщербин, навара, явлений питтинга и выкрашивания, неравномерного проката).

Вероятность вкатывания колеса на головку рельса в практике эксплуатации железных дорог оценивают по соотношению вертикальной нагрузки на колесо P и действующей на него боковой силы Y .

Как уже было отмечено, железнодорожный путь и движущийся по нему экипаж представляют собой единую колебательную систему. Совокупность упомянутых выше факторов, представляющих собой случайное входное возмущающее воздействие со стороны пути на экипаж, обуславливает формирование в рессорном подвешивании последнего динамических реакций, действующих через колесные пары на путь. Эти реакции, зависящие от конструкции механической части экипажа, осевых нагрузок и динамических качеств его рессорного подвешивания, приводят к накоплению упругопластических деформаций в элементах системы и снижению коэффициента запаса сопротивления усталости. При снижении его ниже допустимой величины вероятность нарушения безотказной работы близка к единице.

Кроме того, при движении поезда все конструктивные элементы локомотивов и вагонов должны занимать устойчивое положение в пространстве при уровне возмущений, не превышающем допустимую величину. Это обеспечит достаточно равномерное распределение нагрузки на различные узлы подвижно-

го состава, а также снизит вероятность внештатной ситуации, например, такой, как опрокидывание кузова. Рассмотрим порядок расчета поперечной устойчивости подвижного состава на примере вагонов с одно- и двухступенчатым рессорным подвешиванием.

Как следует из основ теории колебаний надрессорного строения вагонов, изложенных выше, ускорения, а значит, и динамические силы, действующие на кузов, грузы или пассажиров, тем меньше, чем меньше частота собственных колебаний вагонов, т. е. чем меньше жесткость рессорного подвешивания, поэтому всегда стремятся к снижению жесткости рессорного подвешивания. Однако эту жесткость нельзя снижать ниже некоторых пределов. Для грузовых вагонов чрезмерное уменьшение жесткости может привести к тому, что разница автосцепок по высоте порожнего и груженого вагонов будет больше той, при которой возможно нормальное зацепление автосцепок. Кроме того, при чрезмерной мягкости рессор у грузовых и пассажирских вагонов они будут иметь недостаточную поперечную устойчивость, при которой наклон кузова под действием поперечных горизонтальных сил (центробежной силы C и силы ветра H) может превосходить допустимую величину или в результате наклона кузов не будет возвращаться в исходное положение, т. е., как говорят, вагон будет иметь большую «валкость».

Рассмотрим сначала вопросы поперечной устойчивости грузового вагона с одноступенчатым рессорным подвешиванием.

Пусть вес кузова вагона равен G , а жесткость рессоры равна c , тогда реакции рессорных комплектов при наклоне кузова на угол θ (рис. 2.12) можно записать так:

$$\begin{cases} R_1 = \frac{G}{2} + \sum cb\theta; \\ R_2 = \frac{G}{2} - \sum cb\theta. \end{cases} \quad (2.12)$$

Момент реакций рессор относительно точки O_1

$$M_0 = R_1 b - R_2 b = 2b^2 \sum c\theta. \quad (2.13)$$

Заменим в расчетной схеме (см. рис. 2.12) действие сил R_1 и R_2 их равнодействующей R , точку пересечения линии этой равнодействующей с наклонной вертикальной осью вагона (точку M) назовем *метацентром вагона*.

Момент равнодействующей R относительно точки O_1 $Rb = Rh_1 \operatorname{tg}\theta$, где h_M – высота метацентра от пола вагона. Поскольку угол θ незначителен, то

$\operatorname{tg}\theta \approx \theta$, т. е. $M_0 = Rh_1 \theta$, где

$R = R_1 + R_2 = G$, поэтому, при-

равнивая моменты сил R_1 и R_2 к

моменту от их равнодействующей R , получим:

$$\theta h_M G = 2b^2 \sum c \theta, \quad (2.14)$$

отсюда

$$h_M = \frac{b^2}{G} = \frac{b^2}{f_{\text{ст}} 2 \sum c}, \quad (2.15)$$

где $f_{\text{ст}}$ – статический прогиб рессорного подвешивания вагона, м.

Для того чтобы кузов вагона после его наклона возвращался в вертикальное положение, необходимо, чтобы восстанавливающий момент Rb_1 был

больше момента силы тяжести кузова вагона Gb_2 , т. е. чтобы b_1 было больше b_2 или высота метацентра была больше высоты центра тяжести вагона.

По нормам расчета на прочность и проектирования вагонов железных дорог России необходимо, чтобы высота метацентра была больше высоты центра тяжести вагона не менее чем на 2,0 м, т. е.

$$h_M \geq h_{\text{ц}} + 2,0. \quad (2.16)$$

Подставляя в условие (2.16) значение h_M , вычисленное по формуле (2.15), получим:

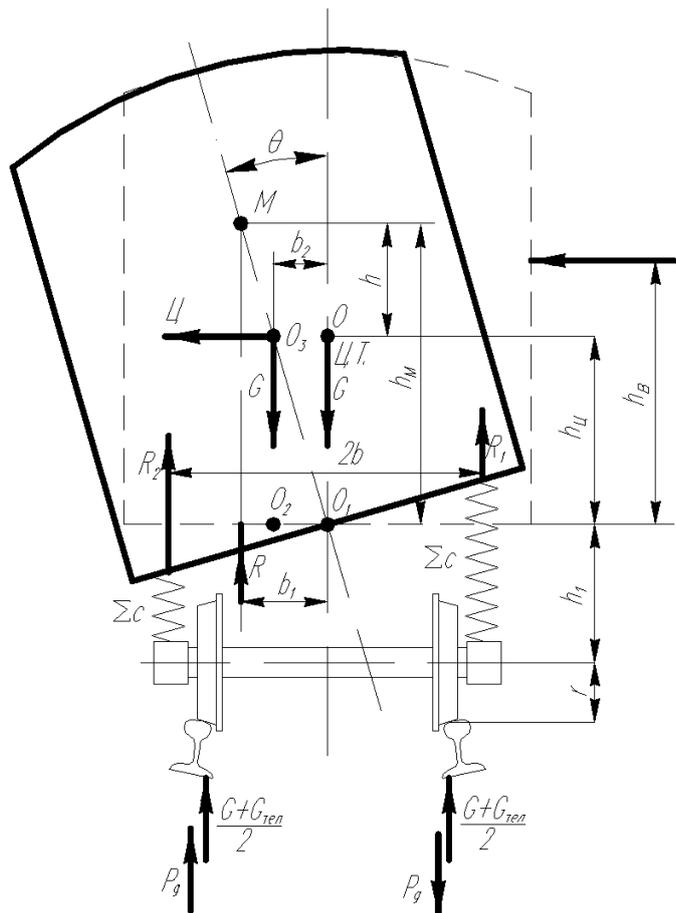


Рис. 2.12. Расчетная схема для определения положения метацентра

$$\frac{b^2}{f_{\text{ст}}} \geq h_{\text{ц}} + 2,0. \quad (2.17)$$

Отсюда ограничение статического прогиба

$$f_{\text{ст}} \leq \frac{b^2}{h_{\text{ц}} + 2,0}. \quad (2.18)$$

Определим теперь величину наклона кузова на рессорах (крена кузова) под действием центробежной силы Π и силы ветра H . Равновесие кузова (без учета динамических сил, см. рис. 2.12) наступит тогда, когда

$$Rb_1 - Gb_2 - \Pi h_{\text{ц}} - H h_{\text{в}} = 0, \quad (2.19)$$

где $h_{\text{ц}}$ и $h_{\text{в}}$ – соответственно точки приложения центробежной силы и равнодействующей ветровой нагрузки; первая совпадает с центром тяжести кузова, а вторая – с центром боковой поверхности кузова. Учитывая, что $R = G$, $b_2 = h_{\text{ц}}\theta$ и $b_1 = h_{\text{м}}\theta$, получим:

$$G(h_{\text{м}} - h_{\text{ц}})\theta - (\Pi h_{\text{ц}} + H h_{\text{в}}) = 0, \quad (2.20)$$

отсюда

$$\theta = \frac{\Pi h_{\text{ц}} + H h_{\text{в}}}{(h_{\text{м}} - h_{\text{ц}})G}. \quad (2.21)$$

Из формулы (2.21) следует, что при приближении $h_{\text{ц}}$ к $h_{\text{м}}$ значение угла наклона кузова θ быстро увеличивается.

Рассмотрим теперь вопрос об определении высоты метацентра при двух ступенях подвешивания вагонов.

Общий статический прогиб ($f_{\text{ст. экв}}$) первой ($f_{\text{б}}$) и второй ($f_{\text{ц}}$) ступеней подвешивания определяется по формуле:

$$\frac{G_{\text{к}} + G_{\text{тел}}}{\sum c_{\text{экв. ваг}}} = \frac{G_{\text{к}}}{2c_2} \left(\frac{b_2}{b_1} \right)^2 + \frac{G_{\text{к}} + G_{\text{тел}}}{2c_1}, \quad (2.22)$$

где $G_{\text{к}}$ и $G_{\text{тел}}$ – сила тяжести кузова и тележки соответственно, кН;

c_1 и c_2 – жесткость одного комплекта рессор буксовой и центральной ступеней подвешивания, кН/м;

$\sum c_{\text{экв.ваг}}$ – эквивалентная жесткость рессорного подвешивания вагона, кН/м.

Тогда выражение (2.22) запишется в виде:

$$f_{\text{ст. экв}} = f_{\text{ц}} \left(\frac{b_2}{b_1} \right)^2 + f_{\text{б}}. \quad (2.23)$$

Подставляя величину эквивалентного статического прогиба $f_{\text{ст. экв}}$ двухступенчатого подвешивания в формулу (2.15), получим:

$$h_{\text{м}} = \frac{b_2^2}{f_{\text{б}} + f_{\text{ц}} \left(\frac{b_2}{b_1} \right)^2}, \quad (2.24)$$

где $f_{\text{б}}$ и $f_{\text{ц}}$ – статический прогиб буксовой и центральной ступеней подвешивания соответственно;

$2b_1$ и $2b_2$ – расстояние между левым и правым комплектами рессор центральной и буксовой ступеней подвешивания. В случае двухступенчатого подвешивания соотношение $h_{\text{м}} \geq h_{\text{ц}} + 2,0$ м также должно быть соблюдено.

3. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

По окончании изучения теории колебаний механических систем по работам [1 – 13] и теоретического материала данного практикума необходимо дать краткие ответы на следующие вопросы.

1) В чем заключается метод оценки плавности хода вагонов, принятый на железных дорогах России? Какие наибольшие значения показателей плавности хода пассажирских вагонов допускаются на железных дорогах России?

2) По каким основным показателям оценивается воздействие вагонов на железнодорожный путь? Каковы наибольшие допускаемые значения этих показателей?

3) От каких факторов и как зависят действующие на вагон продольные силы: а) при соударении вагонов в процессе маневровой работы; б) при трогании поезда с места при невыбранных зазорах в ударно-тяговых приборах?

Библиографический список

1. Механическая часть тягового подвижного состава / Под ред. И. В. Бирюкова. М.: Альянс, 2013. 440 с.
2. Мазнев А. С. Конструкция и динамика электрического подвижного состава / А. С. Мазнев, А. М. Евстафьев / УМЦ ЖДТ. М., 2013. 248 с.
3. Анисимов П. С. Высокоскоростные железнодорожные магистрали и пассажирские поезда / П. С. Анисимов, А. А. Иванов / УМЦ ЖДТ. М., 2011. 544 с.
4. Кузьмич В. Д. Локомотивы. Общий курс / В. Д. Кузьмич, В. С. Руднев, Ю. Е. Просвиров / УМЦ ЖДТ. М., 2011. 581 с.
5. Лукин В. В. Вагоны. Общий курс / В. В. Лукин, П. С. Анисимов, Ю. П. Федосеев. М.: Маршрут, 2004. 424 с.
6. Конструирование и расчет вагонов / Под ред. П. С. Анисимова / УМЦ ЖДТ. М., 2011. 689 с.
7. Конструирование и расчет вагонов / В. В. Лукин, Л. А. Шадур и др. / УМЦ ЖДТ. М., 2000. 727 с.
8. Оганьян Э. С. Расчеты и испытания на прочность несущих конструкций локомотивов / Э. С. Оганьян, Г. М. Волохов / УМЦ ЖДТ. М., 2013. 325 с.
9. Доев В. С. Теория колебаний в транспортной механике / В. С. Доев, Ф. А. Доронин, А. В. Индейкин. СПб: Лань, 2010. 220 с.
10. Галиев И. И. Методы и средства виброзащиты железнодорожных экипажей / И. И. Галиев, В. А. Нехаев, В. А. Николаев / УМЦ ЖДТ. М., 2010. 341 с.
11. Основы механики подвижного состава / И. И. Галиев, В. А. Нехаев и др. / Омский гос. ун-т путей сообщения. Омск, 2013. Ч. 1, 201 с.; Ч. 2, 164 с.
12. Гура Г. С. Механика и трибология движения колесной пары в рельсовой колее / Г. С. Гура / УМЦ ЖДТ. М., 2013. 528 с.
13. Савельев Ю. Ф. Виброзащита подвижного состава и экипажа на основе механических устройств со знакопеременной упругостью / Ю. Ф. Савельев, Н. Ю. Симак / Омский гос. ун-т путей сообщения. Омск, 2010. 130 с.

Учебное издание

ГАЛИЕВ Ильхам Исламович, НЕХАЕВ Виктор Алексеевич,
НИКОЛАЕВ Виктор Александрович, СМАЛЕВ Александр Николаевич,
УШАК Виктор Николаевич

ПРАКТИКУМ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ
ПРИ ИЗУЧЕНИИ ДИСЦИПЛИНЫ
«ОСНОВЫ МЕХАНИКИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА»

Часть 1

Редактор Н. А. Майорова
Корректор И. А. Сенеджук

Подписано в печать 01.04.2016. Формат $60 \times 84 \frac{1}{16}$.
Офсетная печать. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 2,3. Уч.-изд. л. 2,6.
Тираж 270 экз. Заказ .

**

Редакционно-издательский отдел ОмГУПС
Типография ОмГУПС

*

644046, г. Омск, пр. Маркса, 35