

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

Государственное высшее учебное заведение
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»



**ДИНАМИКА КАНАТНЫХ И ГИДРОТРАНСПОРТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ
КОМПЛЕКСОВ ГОРНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

Монографія

Днепропетровск
НГУ
2015

УДК 531.3:622.673

ББК 22.213:39.9

Д 46

Рекомендовано до друку вченою радою
Державного ВНЗ «Національний гірничий університет»
(протокол № 8 від 29.09.2014).

Рецензенти:

С.П. Шевчук – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри електромеханічного обладнання енергоємних виробництв Національного технічного університету України «КПІ»,

В.П. Надутий – доктор технічних наук, професор, завідувач відділу механіки машин та процесів переробки мінеральної сировини Інституту геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України.

Динамика канатных и гидротранспортных подъемных комплексов горных предприятий: монография / В.И. Самуся, С.Р. Ильин, В.Е. Кириченко, И.С. Ильина ; М-во образования и науки Украины, Нац. горн. ун-т. – Д.: НГУ, 2015. – 302 с.

ISBN 978-966-350-541-1

Изложены теоретические основы комплексной механики взаимодействия упругих звеньев канатных и гидротранспортных шахтных подъемных комплексов, эксплуатирующихся в сложных горнотехнических и горно-геологических условиях при повышенном износе металлоконструкций оборудования. Показано, что в стволах с нарушенной геометрией для работы подъемов в проектных режимах необходимо совершенствование традиционных методов обеспечения безопасности и соответствующих положений действующих нормативно-методических документов. Разработаны методы контроля технического состояния подъемного оборудования и повышения эксплуатационной безопасности действующих установок в современных условиях.

Предназначена для научных работников, преподавателей, аспирантов, инженерно-технических работников проектных институтов, специализированных организаций, работающих в области диагностики и обследования оборудования шахтных подъемных установок.

УДК 531.3:622.673

ББК 22.213:39.9

© В.І. Самуся, С.Р. Ільїн, В.Є. Кириченко,
І.С. Ільїна, 2015

© Державний ВНЗ “Національний гірничий
університет”, 2015

ISBN 978-966-350-541-1

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	6
1 ДИНАМИКА ПНЕВМОПРУЖИННОГО ТОРМОЗА ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН.....	8
1.1 Допущения при разработке математической модели динамики пневмопружинного тормоза подъемных машин МПБ.....	8
1.2 Математические модели динамических процессов в элементах пневмопривода тормоза.....	11
1.3 Приведенные параметры механической системы тормоза.....	13
1.4 Математическая модель динамики пневмопружинного тормоза.....	22
1.5 Исследование динамики пневмопружинного привода тормоза.....	31
2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМОВ ТОРМОЖЕНИЯ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК И РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН.....	34
2.1 Цель экспериментальных исследований и техническая характеристика объектов для их проведения.....	34
2.2 Методика проведения экспериментальных исследований и применяемая аппаратура.....	35
2.3 Результаты экспериментальных исследований динамики шахтных подъемных установок.....	40
2.4 Структура системы обеспечения безопасности эксплуатации шахтных подъемных установок в режимах торможения.....	48
2.5 Обоснование критерия выбора допустимых величин замедлений при подъеме груза.....	49
2.6 Допустимые замедления при рабочем торможении.....	51
2.7 Выбор и обоснование способа управления рабочим торможением шахтных подъемных машин.....	53
2.8 Системы регулируемого рабочего торможения шахтных подъемных машин.....	55
2.9 Тормозная система барабанных подъемных машин с внутренним расположением тормозного привода.....	61
2.10 Быстродействующая система управления пневмопружинным приводом тормоза.....	63
2.11 Шахтные испытания усовершенствованной тормозной системы подъемных машин.....	65
2.12 Промышленное применение результатов.....	67
3 ДИНАМИКА СИСТЕМЫ «СОСУД – АРМИРОВКА» В РЕЖИМЕ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО ТОРМОЖЕНИЯ.....	70
3.1 Обобщенная динамическая модель взаимодействия подъемных сосудов с армировкой.....	70

3.1.1	Разработка математической постановки задачи.....	70
3.1.2	Обоснование допущений и метода решения.....	75
3.1.3	Построение аналитического решения уравнений вертикальных колебаний канатов.....	78
3.1.4	Построение аналитического решения уравнений горизонтальных колебаний подъемного сосуда.....	87
3.2	Численные экспериментальные исследования динамики подъемных сосудов в режиме торможения.....	91
3.2.1	Экспериментальные исследования зависимости степени нарастания амплитуд горизонтальных колебаний сосудов от параметров установки.....	91
3.2.2	Экспериментальные исследования зависимости амплитуд горизонтальных колебаний сосудов от длины головного каната в момент торможения.....	95
3.3	Промышленные эксперименты динамики взаимодействия сосудов с армировкой в режиме предохранительного торможения и их результаты.....	100
3.4	Метод диагностирования системы «подъемный сосуд - армировка» в режиме предохранительного торможения.....	103
3.4.1	Параметры, подлежащие измерению.....	105
3.4.2	Порядок проведения динамических измерений.....	106
4	ДИНАМИКА И БЕЗОПАСНОСТЬ РАБОТЫ КАНАТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК ГЛУБОКИХ ШАХТ И РУДНИКОВ....	113
4.1	Параметры, определяющие безопасность и устойчивость работы систем «сосуд – армировка» в сложных горно-геологических условиях вертикальных стволов.....	113
4.2	Диагностическая модель системы «канаты – сосуд - направляющие – проводники - расстрелы» шахтной подъемной установки в условиях длительной эксплуатации.....	117
4.3	Определение взаимосвязи силовых и кинематических параметров динамического взаимодействия подъемных сосудов с проводниками жесткой армировки.....	135
4.4	Программный комплекс «Армировка шахтного ствола».....	149
4.5	Анализ влияния геометрических параметров проводников на динамические деформационно-прочностные характеристики армировки в условиях износа.....	155
4.6	Исследование условий выхода сосудов из зацепления с проводниками, имеющими скругленные ребра	177
4.7	Обоснование параметров реконструкции армировки с использованием проводников усиленной конструкции.....	193
4.8	Геометрические параметры технического состояния системы проводников жесткой армировки и их влияние на динамику системы «сосуд - армировка».....	201

4.9 Взаимосвязь между дифференциальными параметрами профилей проводников жесткой армировки шахтных стволов и нарушениями плавности движения подъемных сосудов.....	212
4.10 Методика выполнения работ по определению фактических параметров технического состояния систем «сосуд – армировка» вертикальных стволов.....	220
5 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ АЭРО-ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И УСТОЙЧИВОСТИ ТРУБНОГО СТАВА ГИДРОПОДЪЕМА ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ С ОКРУЖАЮЩЕЙ МОРСКОЙ СРЕДОЙ.....	228
5.1 Цель экспериментальных исследований и описание оборудования, приборов и измерительной аппаратуры.....	228
5.2 Аэрогидродинамические характеристики одиночного цилиндрического тела.....	233
5.3 Гидродинамические нагрузки на узлы соединений трубного става гидроподъема.....	245
5.4 Аэрогидродинамические характеристики обтекателей элементов трубного става.....	260
5.5 Аэрогидродинамические характеристики погруженной технологической платформы.....	270
5.6 Экспериментальные исследования аэрогидроупругих автоколебаний трубного става гидроподъема.....	273
5.7 Потери гидродинамической устойчивости типа «вихревое возбуждение».....	279
5.8 Потеря гидродинамической устойчивости типа галопирования	289
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	294

ПРЕДИСЛОВИЕ

В решении задач дальнейшего развития угольной и горнорудной промышленности важным аспектом является совершенствование подъемных комплексов, представляющих одно из самых ответственных звеньев технологической цепи добычи полезных ископаемых. Также не вызывает сомнений научная актуальность этих вопросов в связи с развитием новой отрасли горного дела – освоением глубоководных месторождений полезных ископаемых.

В настоящее время в развитии шахтного подъема Украины наблюдается тенденция увеличения глубины подъема, скорости движения сосудов и их грузоподъемности. Рост в последние годы глубины подъема до 1200...1500 м и обусловленная этим экономическая целесообразность концентрации грузопотоков привели к созданию современных подъемных комплексов, способных перемещать в клетях одновременно до 100 человек и поднимать скипы грузоподъемностью до 50 тонн. В связи с этим параллельно с вопросами создания высокопроизводительных подъемных установок решалась проблема обеспечения их безаварийной эксплуатации.

Повышение грузоподъемности и одновременно снижение металлоемкости подъемных машин представляют повышенные требования к обеспечению безопасности эксплуатации шахтных подъемных установок в режимах торможения. За последние годы в нашей стране разработаны и освоены промышленностью современные тормозные приводы и системы управления ими, созданы соответствующие требования безопасности, которые нашли отражение в действующих нормативных документах.

Однако опыт эксплуатации и анализ причин ряда серьезных аварий на действующих подъемных установках показывают, что в ряде случаев применение механического тормоза, являющегося исполнительным органом их системы защиты, приводит к переходу подъемной установки в аварийный режим работы, что недопустимо при безопасной эксплуатации. Необходимость продолжения работ по совершенствованию тормозных систем шахтных подъемных установок также обусловлена многообразием требований к режимам торможения и сложностью методов их реализации для различных условий работы современных подъемных комплексов.

Эксплуатация шахтного ствола и оборудования подъемного комплекса осуществляется в весьма сложных условиях под постоянным воздействием силовых нагрузок при движении подъемных сосудов, химически агрессивной среды, динамических геомеханических процессов в породах, окружающих ствол. В результате воздействия этих факторов происходит интенсивный износ оборудования ствола, изменение геометрических параметров его элементов с потерей их прочности, что может приводить к возникновению аварийно опасных ситуаций. Возникновение таких ситуаций может происходить как в рабочих режимах эксплуатации, так и в режиме предохранительного торможения.

Ликвидация последствий аварий в стволах приводит к длительным простоям предприятия и огромным финансовым потерям, требует выполнения сложных ремонтно-восстановительных работ, осуществляемых в условиях повышенной опасности. В этой связи актуальной проблемой является научное обоснование и разработка технических решений по совершенствованию тормозных систем шахтных подъемных установок на базе комплексного исследования динамических процессов в единой механической системе подъемной установки и тормозного привода.

Обеспечение безопасности эксплуатации оборудования подъемных комплексов состоит из двух взаимосвязанных между собой частей - технической и организационной. Техническая часть базируется на системном учете комплексной взаимосвязи всех механических факторов и их влияния на параметры безопасности шахтных подъемных установок. Организационная часть базируется на разработке мероприятий по контролю за значениями параметров безопасности и мероприятий, обеспечивающих выведение значений параметров из аварийно опасной области в безопасную путем согласованного изменения технических параметров подъемного комплекса. Эти мероприятия должны разрабатываться на основе учета комплексной взаимосвязи всех механических факторов. Раскрытие закономерностей взаимодействия динамических звеньев шахтных подъемных установок и развитию методов определения их технического состояния посвящены первые четыре главы монографии. В пятой главе рассмотрены вопросы динамики морских трубопроводных подъемных комплексов являющимися уникальными машиностроительными конструкциями, и требующие для своей реализации нетрадиционных подходов к проектированию.

Авторы выражают глубокую признательность и благодарность руководителю Комиссии анализа состояния стволов (КАСС) Госгорпромнадзора Украины Радченко В. К. за многолетнюю организаторскую работу и личный вклад в разработку и совершенствование методов диагностики армировки стволов, длительное время эксплуатирующихся в сложных горно-геологических и горно-технических условиях.

Вклад авторов в работу: Самуся В.И. – предисловие, разделы 1-2; Ильина И.С. – раздел 3; Ильин С.Р. – предисловие, раздел 4; Кириченко В.Е. – раздел 5.

1 ДИНАМИКА ПНЕВМОПРУЖИННОГО ТОРМОЗА ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН

1.1 Допущения при разработке математической модели динамики пневмопружинного тормоза подъемных машин МПБ

Выпускаемые в настоящее время ПАО “Новокраматорский машзавод” и ПАО “Донецкгормаш” барабанные подъемные машины МПБ и многоканатные подъемные машины МПМ оборудуются пневмопружинным приводом тормоза. Применение одного и того же привода для рабочего и предохранительного торможения предъявляет повышенные требования к его надежности и безопасности. Необходимость выполнения требований Правил безопасности [1] к быстрдействию тормоза, допускаемым замедлениям и тормозным моментам приобретает особую актуальность при увеличении грузоподъемности и скорости движения подъемных сосудов.

В данном разделе проведено теоретическое исследование динамики пневмопружинного привода тормоза и его пневмосистемы управления с целью определения ее рациональных параметров и разработки рекомендаций по ее совершенствованию. Полученные характеристики нарастания тормозного момента в дальнейшем использовались для задания возмущающего воздействия на механическую систему подъемной установки при исследовании ее динамики в различных режимах торможения.

Для исследования влияния конструктивных параметров пневмопружинного тормоза на динамику подъемной установки как системы с распределенными и сосредоточенными параметрами разработана математическая модель переходных процессов в механической системе подъемной установки, учитывающая влияние термодинамических процессов в тормозном приводе и его пневмосистеме управления.

Пренебрегая влиянием поперечных колебаний в струне каната на динамические процессы в головных канатах и тормозном приводе, схему двухконцевой барабанной подъемной установки с пневмопружинным тормозом можно представить в виде, приведенном на рисунке 1.1.

Основным отличием шахтных подъемных машин нового поколения МПБ производства ПАО “Новокраматорский машзавод” является компактное расположение пневмопружинного привода тормоза внутри тормозного обода, что уменьшает габариты подъемной машины и снижает ее металлоемкость. Кроме того, преимущество такого привода, по сравнению с ранее применявшимся пневмогрузовым приводом, заключается в более высоком быстродействии и, соответственно, повышении безопасности эксплуатации шахтных подъемных установок.

Кинематическая схема рычажной системы тормоза приведена на рисунке 1.2, где показаны начальные координаты положений шарниров и центров тяжести звеньев: арабскими цифрами обозначены номера шарниров, прописными

латинскими буквами - рычаги, S - центры тяжести элементов, r - радиусы перемещения центров тяжести элементов.

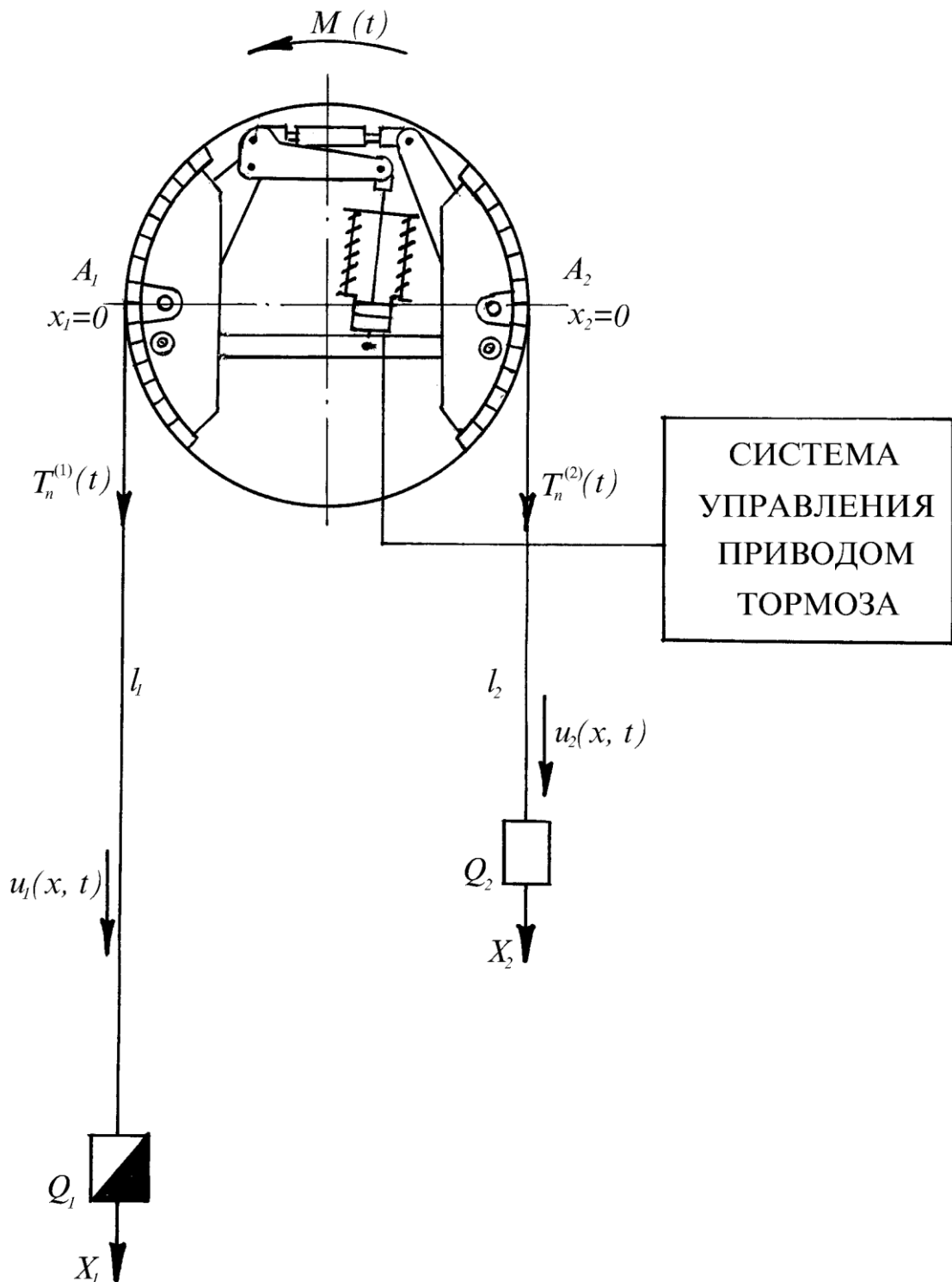


Рис. 1.1. Схема двухконцевой барабанной подъемной установки с пневмопружинным тормозом

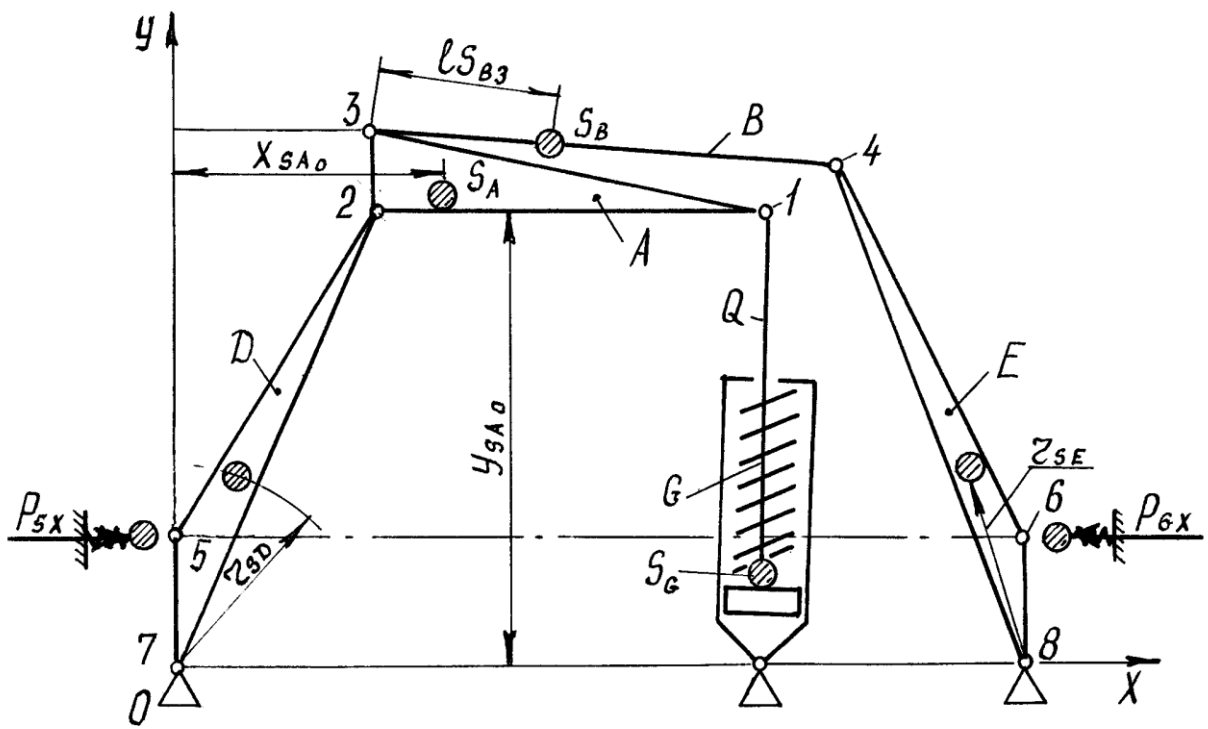


Рис. 1.2. Кинематическая схема рычажной системы пневмопрусинного тормоза

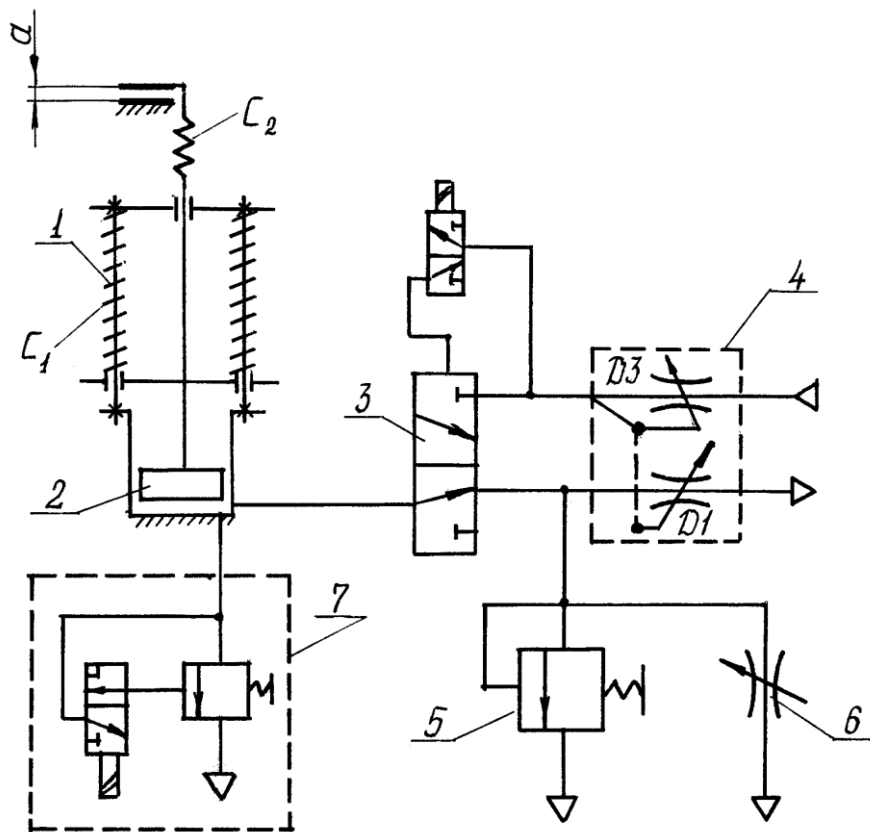


Рис. 1.3. Схема пневмопрусинного тормоза

Регулирование величины тормозного момента, прикладываемого к органу навивки, осуществляется изменением давления в цилиндре тормозного привода. Для выбора рациональных параметров его пневмосистемы управления проведено исследование влияния термодинамических процессов в ее элементах на быстрдействие тормозного привода.

На рисунке 1.3 приведена схема пневмопружинного тормоза, где позициями обозначено: 1 - силовые пружины привода; 2 - пневмоцилиндр привода; 3 - электропневматический трехлинейный клапан; 4 - регулятор давления; 5 - регулирующий клапан; 6 - регулируемый дроссель; 7 - ускоряющий клапан.

Математическую модель динамических процессов в механической системе подъемной установки и пневмопружинном тормозе можно разделить на две основные части, условием сопряжения которых является то, что характеристика тормозного момента определяет внешнее возмущение, воздействующее на барабан подъемной машины.

При разработке математической модели динамики пневмопружинного тормоза были приняты следующие допущения: система с распределенными массами элементов исполнительного органа тормоза заменялась приведенной массой; жесткости рычажной системы тормоза и обода барабана учитывались постоянной жесткостью, приведенной к штоку поршня привода тормоза; силы трения и зазоры в подвижных соединениях учитывались механическим КПД и приведенным зазором; для сжатого воздуха при невысоких давлениях применялись законы идеального газа; быстропротекающие процессы в элементах пневмосистемы принимались изоэнтальпными; трубопроводы имитировались дискретными элементами емкость-дроссель; регулятор давления имитировался управляемым пневматическим дросселем [2, 3, 4].

1.2 Математические модели динамических процессов в элементах пневмопривода тормоза

В соответствии с принятыми допущениями уравнение динамики приведенной к поршню привода массы m имеет вид:

$$m\ddot{x}_1 + Q \frac{x_1}{|x_1|} (1 - \eta_m) + c_2 [(x_1 - a) + |x_1 - a|] \cdot 0,5 = Q, \quad (1.1)$$

где x_1 - перемещение поршня привода; $Q = c_1(x_0 - x_1) - (p_1 - p_a)F_1$ - сила, действующая на штоке поршня привода; η_m - механический КПД; c_1 - приведенная жесткость пружин привода; c_2 - приведенная жесткость рычажной системы тормоза и обода барабана; a - приведенный зазор между тормозными колодками и тормозным ободом; p_1 и p_a - абсолютные давления в полости тормозного цилиндра и окружающей среды; F_1 - эффективная площадь поршня привода тормоза.

Элементы кинематики поршня тормозного привода:

$$\dot{x}_1 = \dot{x}_{1_0} + \int_0^t \ddot{x}_1 dt; \quad x_1 = x_{1_0} + \int_0^t \dot{x}_1 dt. \quad (1.2)$$

Если $x_1 \leq 0$, то $x_1=0$ и $\dot{x}_1 = 0$; если $x_1 \geq x_{1_m}$, то $x_1=x_{1_m}$ и $\dot{x}_1 = 0$, где x_{1_m} - максимальное конструктивное перемещение поршня.

Текущее значение объема рабочей полости цилиндра привода

$$V_1 = V_{1_0} - F_1 \cdot x_1, \quad (1.3)$$

где V_{1_0} - начальный объем рабочей полости.

Уравнение (1.1) с соответствующей корректировкой осей и знаков действующих сил в дальнейшем используется для моделирования динамики пневматических клапанов со встроенными поршневыми приводами.

Параметры термодинамики пневматических полостей при принятых допущениях описываются следующими уравнениями:

уравнение неразрывности -

$$G_i = G_{i_0} + \int_0^t (\dot{G}_{\Pi j} - \dot{G}_{Y j}) dt; \quad (1.4)$$

уравнение состояния -

$$T_i = \frac{p_i V_i}{R G_i}; \quad (1.5)$$

уравнение первого закона открытой термодинамической системы -

$$dp = \frac{k \left[R (T_{\Pi i} \cdot \dot{G}_{\Pi j} - T_{Y i} \cdot \dot{G}_{Y j}) dt - p_i dV \right]}{V_i}; \quad (1.6)$$

где G и T - масса и абсолютная температура воздуха; R - газовая постоянная (для воздуха); i - номер полости или дискретного элемента трубопровода; j - номер проточного элемента.

Расходы через проточные элементы определяются зависимостью [3]

$$\dot{G}_j = \mu_j f_j \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_6}} p_6 \psi(\sigma), \quad (1.7)$$

где $\sigma = p_m / p_0$; отношение давлений воздуха соответственно в выходном и входном сечениях элемента;

$$\text{при } \sigma < \sigma_{KP} \quad \psi(\sigma) = \sqrt{\sigma^{2/k} - \sigma^{(k+1)k}}; \text{ при } \sigma \geq \sigma_{KP} \quad \psi(\sigma) = \psi(\sigma_{KP}) = 0,2588, \quad (1.8)$$

где $\sigma_{KP} = 0,528$ - критическое отношение давлений при истечении идеального двухатомного газа; μ_j - коэффициент расхода для дросселя, имитирующего сопротивление участка трубопровода; f_i - проходное сечение дросселя.

Для дросселя, имитирующего сопротивление участка трубопровода

$$\mu_j = \frac{1}{\sqrt{\xi_j}}, \text{ а } \xi_j = \lambda \frac{l_j}{d_j} \left(\frac{f_y}{f_m} \right)^2, \quad (1.9)$$

где ξ_j - коэффициент сопротивления линейного участка; λ - коэффициент Дарси; d_j и l_j - диаметр и длина участка трубопровода; f_y и f_m - приведенное и фактическое проходные сечения трубопровода.

Эквивалентные эффективные проходные сечения двух дросселей определяются известными зависимостями:

при параллельном соединении

$$\mu f_3 = (\mu f)_1 + (\mu f)_2; \quad (1.10)$$

при последовательном соединении

$$\mu f_3 = \frac{(\mu f)_1 \cdot (\mu f)_2}{(\mu f)_1 + (\mu f)_2}. \quad (1.11)$$

Разработанная математическая модель динамических процессов в пневмопружинном тормозе позволяет решить следующие задачи: определение давления в цилиндре тормоза, усилия на штоке поршня тормозного цилиндра и тормозного усилия в процессе торможения; определение времени холостого хода и времени срабатывания тормоза для различных конструктивных параметров пневмосистемы управления; определение параметров динамики пневмопривода тормоза при различных структурных схемах пневмосистемы управления тормозом.

Используя приведенные выше уравнения (1.3)-(1.11), для каждого элемента пневмосистемы были записаны соответствующие уравнения, описывающие течение воздуха через пневмосопротивления, термодинамические процессы в пневматических полостях системы и динамику движущихся масс.

1.3 Приведенные параметры механической системы тормоза

Для определения соотношения между статическими усилиями прижатия колодок к тормозному ободу из условий статического равновесия рычажной

системы тормоза можно записать:

$$\sum P_e = 0 \Rightarrow P_{3x} - P_{4x} = 0 \text{ и } P_{3y} - P_{4y} = 0; \quad (1.12)$$

$$\sum P_A = 0 \Rightarrow P_{2x} - P_{3x} - Q_x = 0 \text{ и } P_{2y} - P_{3y} - Q_y = 0; \quad (1.13)$$

$$M_{A4} = 0 \Rightarrow P_{3y} = P_{4y} = \frac{P_{3x}(y_3 - y_4)}{x_4 - x_3}. \quad (1.14)$$

Учитывая, (1.14) что $P_3 = \sqrt{P_{3x}^2 + P_{3y}^2} \Rightarrow P_3 = P_{3y} \sqrt{\left(\frac{x_4 - x_3}{y_3 - y_4}\right)^2 + 1}$

получаем

$$P_{3x} = P_3 \frac{x_4 - x_3}{\sqrt{(x_4 - x_3)^2 + (y_3 - y_4)^2}}; \quad (1.15)$$

$$P_{3y} = P_3 \frac{y_3 - y_4}{\sqrt{(x_4 - x_3)^2 + (y_3 - y_4)^2}}; \quad (1.16)$$

$$M_9 = 0 \Rightarrow Q_x = \frac{Q_y(x_1 - x_9)}{y_1}. \quad (1.17)$$

Так как

$$Q = \sqrt{Q_x^2 + Q_y^2} \Rightarrow Q_y = QB_1 \frac{y_1}{x_1 - x_9} \text{ и } Q_x = QB_1, \quad (1.18)$$

где $B_1 = \frac{x_1 - x_9}{\sqrt{(x_1 - x_9)^2 + y_1^2}};$

$$\sum M_{A2} = 0 \Rightarrow P_{3x}(y_3 - y_2) + P_{3y}(x_3 - x_2) - Q_y(x_1 - x_2) - Q_x(y_2 - y_1) = 0. \quad (1.19)$$

Из (1.17), (1.18) и (1.19)

$$P_{3x} = \frac{QB}{A}; P_{3y} = Q \frac{B}{A} \frac{y_3 - y_4}{x_4 - x_3}, \quad (1.20)$$

где $A = y_3 - y_2 + \frac{(y_3 - y_4)(x_3 - x_2)}{x_4 - x_3}; B = \frac{(y_2 - y_1)(x_1 - x_9) + (y_1 - y_2)y_1}{\sqrt{(x_1 - x_9)^2 + y_1^2}}.$

Из (1.13) и (1.20)

$$P_{2x} = P_{3x} + Q_x = Q\left(\frac{B}{A} + B_1\right); \quad (1.21)$$

$$P_{2y} = Q_y - P_{3y} = Q\left[\frac{y_1}{\sqrt{(x_1 - x_9)^2 + y_1^2}} - \frac{B}{A} \frac{y_3 - y_4}{x_4 - x_3}\right] = Q\left[B_2 - \frac{B}{A} \frac{y_3 - y_4}{x_4 - x_3}\right], \quad (1.22)$$

где $B = \frac{y_1}{\sqrt{(x_1 - x_9)^2 + y_1^2}} = \frac{B_1 y_1}{x_1 - x_9}$.

Усилия прижатия колодок к тормозному ободу определяем из условия

$$\sum M_{D7} = 0 \Rightarrow P_{5x} = \frac{P_{2x} y_2 - P_{2y} x_2}{y_5}. \quad (1.23)$$

Из (1.21) и (1.22)

$$P_{5x} = Q \frac{1}{y_5} \left[\left(\frac{B}{A} + B_1 \right) y_2 - \left(B_2 - \frac{B}{A} \frac{y_3 - y_4}{x_4 - x_3} \right) x_2 \right]. \quad (1.24)$$

Из условия

$$\sum M_{E8} = 0 \Rightarrow P_{6x} = \frac{1}{y_6} \left[P_{4x} y_4 - P_{4y} (x_8 - x_4) \right]. \quad (1.25)$$

Из (1.12) и (1.14)

$$P_{6x} = Q - \frac{B}{A} \frac{1}{y_6} \left[y_4 - \frac{y_3 - y_4}{x_4 - x_3} (x_8 - x_4) \right]. \quad (1.26)$$

Коэффициенты передачи усилий прижатия для каждой колодки

$$K_5 = \frac{P_{5x}}{Q}, \quad K_6 = \frac{P_{6x}}{Q}; \quad (1.27)$$

Общий коэффициент передачи усилий прижатия колодок

$$K = K_5 + K_6. \quad (1.28)$$

Численные индексы величин указывают номер шарнира, к которым эти величины относятся, буквенные - указывают рычаг (рисунок 1.2).

Так как величина тормозного момента, прикладываемого к барабану определяется зависимостью

$$M_T = (P_{5x} + P_{6x})fR_T, \quad (1.29)$$

то используя (1.27) и (1.28) получим

$$M_T = KQfR_T, \quad (1.30)$$

где Q - усилие на штоке поршня, получаемое из уравнения (1.1); f - коэффициент трения между тормозными колодками и ободом, R_T - радиус тормозного обода.

Для определения соотношения между элементами кинематики рычажной системы тормоза запишем выражения для определения перемещений центров шарниров.

Обозначив угол поворота шарнира φ , его угловую скорость ω , номер шарнира - i можно записать

$$u_i = \frac{dl_i}{dt} = r_i \frac{d\varphi_i}{dt} = r_i \omega_i, \quad (1.31)$$

где l_i , r_i , u_i - смещение, мгновенный радиус дуги перемещения и линейная скорость центра шарнира.

Координаты точки 2:

$$\begin{aligned} d\varphi_D &= \frac{dx_5}{y_5}; \quad dx_2 = y_2 d\varphi_D; \quad dy_2 = x_2 d\varphi_D; \\ x'_2 &= x_{2_0} + \int_0^{\Delta x_2} dx_2; \quad y'_2 = y_{2_0} + \int_0^{\Delta y_2} dy_2; \quad \varphi'_D = \varphi_{D_0} + \int_0^{\Delta y_D} dy_D; \end{aligned} \quad (1.32)$$

координаты точки 4:

$$\begin{aligned} d\varphi_E &= \frac{dx_6}{y_6}; \quad dx_4 = y_4 d\varphi_E; \quad dy_4 = (x_8 - x_4) d\varphi_E; \\ x'_4 &= x_{4_0} + \int_0^{\Delta x_4} dx_4; \quad y'_4 = y_{4_0} + \int_0^{\Delta y_4} dy_4; \quad \varphi'_E = \varphi_{E_0} + \int_0^{\Delta \varphi_E} d\varphi_E, \end{aligned} \quad (1.33)$$

где штрихом помечены новые координаты точек при элементарном смещении рычагов, индексом “0” - начальные значения координат.

Координаты точки 3:

учитывая, что $l_{23}^2 = (x'_3 - x'_2)^2 + (y'_3 - y'_2)^2$ и $l_{34}^2 = (x'_4 - x'_3)^2 + (y'_4 - y'_3)^2$ и принимая во внимание (1.32), после преобразований получаем

$$dx_3 = \frac{a_1 dx_2 + b_1 dx_4 + dy_2 - dy_4}{a_1 + b_1}; \quad (1.34)$$

$$dy_3 = \frac{-a_1 b_1 (-dx_2 + dx_4) + b_1 dy_2 + a_1 dy_4}{a_1 + b_1}, \quad (1.35)$$

где $a_1 = \frac{x_2 - x_3}{y_3 - y_2}$; $b_1 = \frac{x_4 - x_3}{y_3 - y_4}$;

$$x'_3 = x_{30} + \int_0^{\Delta x_3} dx_3; \quad y'_3 = y_{30} + \int_0^{\Delta y_3} dy_3. \quad (1.36)$$

Координаты мгновенного центра вращения звена А определяем из условия элементарных смещений точек 2 и 3:

так как $dy_2 = x_{2CA} d\varphi_A$; $dy_3 = x_{3CA} d\varphi_A$; $dx_2 = y_{2CA} d\varphi_A$; $dx_3 = y_{3CA} d\varphi_A$,

следовательно $\frac{x_{2CA}}{x_{3CA}} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_3}$; $\frac{y_{2CA}}{y_{3CA}} = \frac{dx_2}{dy_3}$;

так как $x_{2CA} - x_{3CA} = x_3 - x_2$; $y_{3CA} + y_{2CA} = y_3 - y_2$,

где $x_{2CA} = x_{CA} - x_2$; $y_{2CA} = y_{CA} - y_2$,

следовательно

$$y_{CA} = y_2 + \frac{y_3 - y_2}{1 + \frac{dx_3}{dx_2}}; \quad x_{CA} = \frac{y_{CA} y_2}{y_2}, \quad (1.37)$$

Элементарный угол поворота звена А:

так как $d\varphi_A = \frac{dy_2}{x_{CA} - x_2}$ и $d\varphi_A = \frac{dx_3}{y_3 - y_{CA}}$,

то

$$\varphi'_A = \varphi_{A_0} + \int_0^{\Delta\varphi_A} d\varphi_A. \quad (1.38)$$

Координаты точки 1:

$$dx_1 = (y_1 - y_{CA})d\varphi_A; \quad x'_1 = x_1 + \int_0^{\Delta x_1} dx_1; \quad dy_1 = (x_1 - x_{CA})d\varphi_A; \quad y'_1 = y_1 + \int_0^{\Delta y_1} dy_1. \quad (1.39)$$

Перемещение штока поршня привода определим из условия, что $l_{19}^2 = (x_1 - x_9)^2 + (y_1 - y_9)^2$ и $dl_n = \frac{(y_1 - y_9)dy_1 + (x_1 - x_9)dx_1}{l_{19}}$,

следовательно

$$l'_{19} = l_{19_0} + \int_0^{\Delta l_n} dl_n. \quad (1.40)$$

Коэффициенты передачи скорости

$$K_{u_{15}} = \frac{dl_n}{dx_5}; \quad K_{u_{16}} = \frac{dl_n}{dx_6}. \quad (1.41)$$

Передаточное отношение рычажной системы

$$i_{AD} = \frac{d\varphi_A}{d\varphi_D}; \quad i_{AE} = \frac{d\varphi_A}{d\varphi_E}. \quad (1.42)$$

Учитывая, что $Q\Delta l_n = P_{5x}\Delta x_5 + P_{6x}\Delta x_6$ получим

$$\frac{K_5}{K_{u_{15}}} + \frac{K_6}{K_{u_{16}}} = 1. \quad (1.43)$$

Элементарные перемещения центров тяжести звеньев:

для звена D - $dl_{SD} = r_{SD7}d\varphi_D$; для звена E - $dl_{SE} = r_{SE8}d\varphi_E$;

для шарнира 5 - $dl_5 = dx_5$; для шарнира 6 - $dl_6 = dx_6$;

для звена A - $dl_{SA} = r_{cSA}d\varphi_A$,

где $r_{cSA} = \sqrt{(x_{SA} - x_{CA})^2 + (y_{SA} - y_{CA})^2}$ - мгновенный радиус вращения центра тяжести звена A .

Координаты мгновенного центра вращения звена B :

$$dy_3 = x_{CB3}d\varphi_B; \quad dy_4 = x_{4CB}d\varphi_B; \quad dx_3 = y_{CB3}d\varphi_B; \quad dx_4 = y_{4CB}d\varphi_B. \quad (1.45)$$

следовательно

$$\frac{x_{CB_3}}{x_{4CB}} = \frac{dy_3}{dy_4}; \frac{y_{3CB}}{y_{4CB}} = \frac{dx_3}{dx_4}. \quad (1.46)$$

Учитывая, что при затормаживании подъемной машины $dx_4 > 0$ и $dy_4 > 0$ и полагая, что $dx_3 > 0$ и $dy_3 > 0$, получим:

$$x_{CB_4} - x_{CB_3} = x_4 - x_3; \quad y_{4CB} - y_{3CB} = y_3 - y_4,$$

следовательно

$$x_{4CB} = \frac{x_4 - x_3}{1 - \frac{dy_3}{dy_4}}; \quad y_{4CB} = \frac{y_3 - y_4}{1 - \frac{dx_3}{dx_4}}. \quad (1.47)$$

Мгновенный угол поворота звена B :

$$d\varphi_B = \frac{dy_3}{x_{3CB}} \quad \text{или} \quad d\varphi_B = \frac{dy_4}{x_{4CB}}. \quad (1.48)$$

Учитывая, что для звена B центр тяжести совпадает с продольной осью звена, определим элементарное смещение центра тяжести:

$$dx_{SB} = dx_3 \frac{l_{4SB}}{l_{34}} + dx_4 \frac{l_{3SB}}{l_{34}}; \quad x'_{SB} = x_{SB} + \int_0^{\Delta x_{SB}} dx_{SB}; \quad (1.49)$$

$$dy_{SB} = dy_3 \frac{l_{4SB}}{l_{34}} + dy_4 \frac{l_{3SB}}{l_{34}}; \quad y'_{SB} = y_{SB} + \int_0^{\Delta y_{SB}} dy_{SB}; \quad (1.50)$$

$$dl_{SB} = \sqrt{(dx_{SB})^2 + (dy_{SB})^2}, \quad (1.51)$$

где l_{SB} - длина звена B ; dl_{SB} - элементарное смещение центра тяжести рычага.

Приведенные к штоку привода динамические параметры системы тормоза определяем из условия, что кинетическая энергия рычажной системы определяется выражением

$$T = \sum_1^n \left[\frac{J_{S_i} \omega_i^2}{2} + \frac{m_i u_{S_i}^2}{2} \right]. \quad (1.52)$$

В точке приведения с поступательным движением кинетическая энергия рычажной системы

$$T = \frac{m_n u_n^2}{2}. \quad (1.53)$$

Из равенства этих энергий следует, что

$$m_n = \sum_1^n \left[J_{S_i} \left(\frac{\omega_i}{u_n} \right)^2 + m_i \left(\frac{u_{S_i}}{u_n} \right)^2 \right], \quad (1.54)$$

где m_n - приведенная масса; J_{S_i} - центральный момент инерции элементов; ω_i - угловая скорость вращения элементов; m_i - масса элемента; u_{S_i} - линейная скорость перемещения центра тяжести; u_n - линейная скорость точки приведения; i - номер элемента; n - число элементов.

Учитывая, что $u_n = \frac{dl_n}{dt}$ и $\omega_i = \frac{d\varphi_i}{dt}$, выражение (1.54) представим в виде:

$$m_n = \frac{\sum_1^n \left[J_{S_i} (d\varphi_i)^2 + m_{S_i} (dl_i)^2 \right]}{(dl_n)^2}. \quad (1.55)$$

Для рассматриваемой механической системы тормоза приведенная масса

$$m_n = m_{Dn} + m_{En} + m_{An} + m_{Bn} + m_{mn}, \quad (1.56)$$

где

$$m_{Dn} = \frac{J_{SD} (d\varphi_D)^2 + m_D (dl_{SD})^2 + m_5 (dl_5)^2}{(dl_n)^2}, \quad (1.57)$$

$$m_{En} = \frac{J_{SE} (d\varphi_E)^2 + m_E (dl_{SE})^2 + m_6 (dl_6)^2}{(dl_n)^2}. \quad (1.58)$$

- приведенные массы тормозных балок с колодками;

$$m_{An} = \frac{J_{SA} (d\varphi_A)^2 + m_A (dl_{SA})^2}{(dl_n)^2}; \quad (1.59)$$

$$m_{Bn} = \frac{J_{SB} (d\varphi_B)^2 + m_B (dl_{SB})^2}{(dl_n)^2}, \quad (1.60)$$

где m_A , m_B , m_D , m_E - массы рычагов; m_5 , m_6 - массы тормозных балок с колодками; m_{mn} - масса подвижных частей пневмопрусинного привода.

По данным АО “НКМЗ” исходные данные для определения приведенной массы (обозначения величин соответствуют рисунку 1.2) для подъемной машины МПБ-5

$$x_1=3,00 \text{ м}; x_2=x_3=1,00 \text{ м}; x_4=3,35 \text{ м}; x_5=x_7=0; x_6=4,20 \text{ м}; x_8=4,20 \text{ м}; x_9=2,92 \text{ м};$$

$$y_1=y_2=2,25 \text{ м}; y_3=2,65 \text{ м}; y_4=2,50 \text{ м}; y_5=y_6=0,60 \text{ м}; y_7=y_8=y_9=0.$$

Таблица 1.1

Массивность звеньев тормоза

Звено	Центральный момент инерции, кг·м ²	Масса, кг
А	180	480
В	130	425
Д	620	1000
Е	650	1200
Г	1200	700
Тормозные балки	2580×2	1520×2

Параметры массивности звеньев по данным АО “НКМЗ” приведены в таблице 1.1.

Согласно исходным данным определены приведенные параметры механической системы тормоза.

Коэффициенты передачи усилий прижатия колодок:

$$K_5=17,74; K_6=20,37; K=38,11.$$

Элементы кинематики:

$$\Delta x_6=1,14833 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \Delta \varphi_D=1,6667 \cdot 10^{-3} \text{ рад}; \Delta \varphi_E=1,91388 \cdot 10^{-3} \text{ рад};$$

$$\Delta x_2=-3,75276 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \Delta y_2=1,66667 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \Delta x_4=4,7847 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \Delta y_4=1,6268 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\Delta x_3=4,7877 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \Delta y_3=1,66667 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$y_{CA}=2,425764 \text{ м}; x_{CA}=1,07812 \text{ м}; \Delta \varphi_A=0,0213511 \text{ рад};$$

$$\Delta x_1=-3,75275 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \Delta y_1=-0,040342 \text{ м}; \Delta l_n=0,0411416 \text{ м};$$

$$\Delta l_{SD}=1,6667 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \Delta l_{SE}=1,91388 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\Delta l_5=\Delta x_5=0,001 \text{ м}; \Delta l_6=\Delta x_6=1,14833 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$r_{CSA}=0,6265 \text{ м}; \Delta l_{SA}=0,013376 \text{ м};$$

$$\Delta \varphi_B=1,6 \cdot 10^{-5} \text{ рад}; \Delta l_{SB}=5,665 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Приведенные массы элементов привода тормоза:

$$m_{Dn}=3,5 \text{ кг}; m_{En}=5,1 \text{ кг}; m_{An}=99,2 \text{ кг}; m_{Bn}=1,5 \text{ кг};$$

$$m_{nn}=698 \text{ кг};$$

$$m_n=\sum m_i=807,3 \text{ кг}.$$

Проведенные расчеты показали, что при максимальном перемещении тормозных колодок до 4 мм приведенная масса изменяется не более, чем на 6 %, т.е. для дальнейших исследований ее можно принимать постоянной.

Приведенная величина зазоров определяется из условия, что при зазоре между колодками и органом навивки $\Delta T=2 \text{ мм}$ - приведенная величина зазоров с учетом люфтов в шарнирах $a=50 \text{ мм}$, при $\Delta T=4 \text{ мм}$ - $a=86 \text{ мм}$.

Средняя приведенная жесткость рычажной системы тормоза по данным экспериментальных исследований на серийной подъемной машине МПБ-5 шахты “Краснолиманская” ГП “Красноармейскуголь”

$$c_2 = \frac{Q_{\max}}{x_{\max}} = 1490 \text{ кН/м}, \quad (1.61)$$

где Q_{\max} - максимальное усилие в штоке тормозного привода; x_{\max} - перемещение штока тормозного привода за счет упругих деформаций рычажной системы тормоза и тормозного обода.

1.4 Математическая модель динамики пневмопружиного тормоза

Разработанная математическая модель и алгоритм расчета параметров динамики пневмопривода тормоза предусматривает решение следующих задач:

- определение давления в рабочем цилиндре тормоза и усилия на штоке поршня тормозного цилиндра при торможении подъемной установки;
- определение времени срабатывания тормоза в зависимости от конструктивных параметров пневмосистемы;
- определение параметров динамики пневмопружиного тормоза при различных структурных схемах его пневмосистемы управления.

Для решения этих задач разработана аналоговая расчетная схема (рисунок 1.4), состоящая из двух частей - пневматической и механической. Пневматическая часть схемы состоит из набора пневматических элементов - полостей и пневмосопротивлений. Эти элементы представлены символами электрических элементов - аналогов соответствующих пневматических элементов.

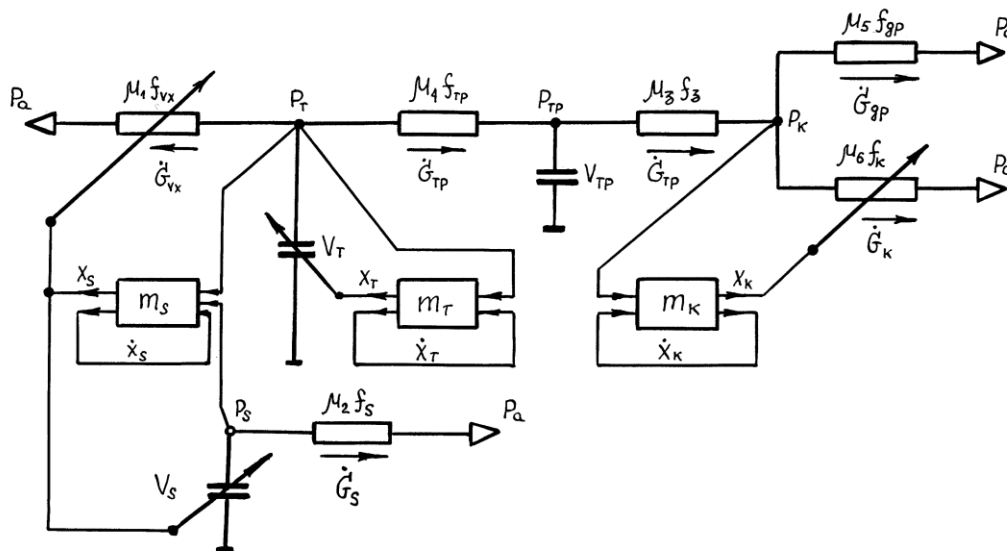


Рис. 1.4. Аналоговая расчетная схема пневмопружиного тормоза

Так, электрическая управляемая емкость (конденсатор) - переменная пневматическая полость; неуправляемая электрическая емкость - пневматическая полость постоянного объема; управляемый резистор переменного сопротивления - пневматическое сопротивление (дрессель) переменного проходного

сечения; управляемый резистор постоянного сопротивления - пневматическое сопротивление постоянного проходного сечения.

Соединение электрических элементов в схеме топологически соответствует соединению их аналогов в реальной схеме пневмопривода. Механическая часть расчетной схемы состоит из блоков, содержащих уравнения динамики движущихся масс. Эти блоки обозначены квадратами с буквой “*m*” и соответствующей индексацией. Обозначения на расчетной схеме соответствуют физическим величинам реальной пневматической системы тормоза подъемной установки. Основная индексация соответствует физическим элементам реальной машины: “*T*” - тормозной цилиндр; “*S*” - ускоряющий клапан; “*З*”, “*др*” и “*К*” - золотник, дроссель постоянного сечения и клапан стандартной системы управления; “*mp*” - трубопровод между тормозным цилиндром и панелью управления подъемной машиной.

Таким образом, на аналоговой расчетной схеме введены следующие обозначения: $P_a, P_T, P_S, P_K, P_{mp}$ - абсолютные давления в атмосфере, рабочем цилиндре, ускоряющем клапане “*S*”, перед стандартным управляющим клапаном “*К*”, в трубопроводе, соединяющем рабочий цилиндр со стандартной панелью управления; $\mu_1 f_{vx}, \mu_2 f_s, \mu_5 f_{др}, \mu_6 f_K$ - эффективные проходные сечения выхлопных окон и дросселей в ускоряющем клапане “*S*” и стандартном клапане “*К*”; $\mu_3 f_{mp}$ и $\mu_4 f_z$ - эффективные проходные сечения трубопровода и управляющего золотника “*З*”; $m_T, m_S, m_K; x_T, x_S, x_K, \dot{x}_T, \dot{x}_S, \dot{x}_K$ - массы перемещения и скорости поршней соответственно тормозного цилиндра, клапанов “*S*” и “*К*”.

Согласно уравнениям (1.1)...(1.11) и расчетной схеме (рисунок 1.3) составлен алгоритм расчета динамики пневмопривода тормоза. Дополнительная индексация переменных величин (*i, i-1*) учитывает дискретность расчета и, как правило, соответствует последовательности счета величин.

Математическая модель пневмосистемы состоит из трех основных частей:

а) уравнения, описывающие течение воздуха через пневмосопротивления:

$$\dot{G}_{vx_i} = \mu_1 f_{vx(i-1)} P_{T(i-1)} A \sqrt{\frac{1}{T_{S(i-1)}}} \cdot \begin{cases} \sqrt{\sigma_{T(i-1)}^{\frac{2}{K}} - \sigma_{T(i-1)}^{\frac{K+1}{K}}} & \text{при } \sigma_{T(i-1)} > 0,528 \\ 0,2588 & \text{при } \sigma_{T(i-1)} \leq 0,528 \end{cases} \quad (1.62)$$

$$\dot{G}_{S_i} = \mu_2 f_{S(i-1)} P_{S(i-1)} A \sqrt{\frac{1}{T_{S(i-1)}}} \cdot \begin{cases} \sqrt{\sigma_{S(i-1)}^{\frac{2}{K}} - \sigma_{S(i-1)}^{\frac{K+1}{K}}} & \text{при } \sigma_{S(i-1)} > 0,528 \\ 0,2588 & \text{при } \sigma_{S(i-1)} \leq 0,528 \end{cases} \quad (1.63)$$

$$\dot{G}_{mp_i} = \mu_4 f_{mp(i-1)} P_{T(i-1)} A \sqrt{\frac{1}{T_{T(i-1)}}} \cdot \begin{cases} \sqrt{\sigma_{mp(i-1)}^{\frac{2}{K}} - \sigma_{mp(i-1)}^{\frac{K+1}{K}}} & \text{при } \sigma_{mp(i-1)} > 0,528 \\ 0,2588 & \text{при } \sigma_{mp(i-1)} \leq 0,528 \end{cases} \quad (1.64)$$

$$\dot{G}_{z_i} = \mu_c f_{c_{(i-1)}} P_{mp(i-1)} A \sqrt{\frac{1}{T_{mp(i-1)}}} \cdot \begin{cases} \sqrt{\sigma_{c_{(i-1)}}^{\frac{2}{K}} - \sigma_{c_{(i-1)}}^{\frac{K+1}{K}}} & \text{при } \sigma_{c_{(i-1)}} > 0,528 \\ 0,2588 & \text{при } \sigma_{c_{(i-1)}} \leq 0,528 \end{cases} \quad (1.65)$$

где $A = \sqrt{\frac{2K}{R(K-1)}}$ - постоянный коэффициент; $K=1,41$ - показатель адиабаты;

$R=287$ Дж/(кг·К) - газовая постоянная; $\sigma_{S_i} = \frac{P_a}{P_{S_i}}$, $\sigma_{mp_i} = \frac{P_{mp_i}}{P_{T_i}}$, $\sigma_{c_i} = \frac{P_a}{P_{mp_i}}$ - отношения расчетных давлений на выходе и входе пневмосопротивления;

$$\mu_c f_{c_i} = \frac{\mu_3 f_3 (\mu_5 f_{dp} + \mu_6 f_{K_i})}{\mu_3 f_3 + \mu_5 f_{dp} + \mu_6 f_{K_i}} \quad (1.66)$$

суммарное эффективное проходное сечение стандартной панели управления тормозом;

$$\begin{aligned} \mu_1 &\cong \frac{1}{\sqrt{\xi_{\epsilon.p} + \xi_{\epsilon.c}}}; \quad \mu_2 \cong \frac{1}{\sqrt{\xi_{\epsilon.p} + \xi_{\epsilon.c} + 2\xi_{90^\circ} + \lambda_S \frac{l_S}{d'_S}}}; \\ \mu_4 &\cong \frac{1}{\sqrt{\xi_{\epsilon.c} + \lambda_{mp} \frac{l_{mp}}{2d_{mp}}}}; \quad \mu_3 \cong \frac{1}{\sqrt{\xi_{\epsilon.c} + 2\xi_{90^\circ} + \xi_{\epsilon.p} + \lambda_{mp} \frac{l_{mp}}{2d_{mp}}}}; \\ \mu_5 &\cong \frac{1}{\sqrt{2\xi_{90^\circ} + \xi_{\epsilon.p} + \xi_{dp} + \lambda_{mp} \frac{l'}{d_{mp}}}}; \quad \mu_6 \cong \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_{\epsilon.p}}}. \end{aligned} \quad (1.67)$$

- коэффициенты расходов пневмосопротивлений; $\xi_{\epsilon.c}$, ξ_{90° , ξ_{dp} , $\xi_{\epsilon.p}$, ξ_3 - коэффициент местных сопротивлений (внезапного сооружения, поворота на 90° , дросселя, внезапного расширения); $\lambda_{mp} \cong \frac{0,016}{\sqrt[3]{d_{mp}}}$ и $\lambda_S \cong \frac{0,016}{\sqrt[3]{d'_S}}$ -

коэффициенты Дарси для трубопровода диаметром d_{mp} и выхлопного канала управляющего золотника ускоряющего клапана d'_S [3]; l_S - длина выхлопного канала управляющего золотника клапана "S"; l' - суммарная длина трубопровода, соединяющего дроссель "dp" с панелью управления и атмосферой; l_{mp} - длина трубопровода, соединяющего тормозной цилиндр со стандартной панелью управления;

$$f_{vx_i} = \begin{cases} \pi d_{vx} (x_{S_0} - x_{S_{(i-1)}}) & \text{при } f_{vx_i} \leq f_{mp}, \\ f_{mp} & \text{при } f_{vx_i} > f_{mp}; \end{cases}$$

$$f_3 = \frac{\pi d_3^2}{4}; \quad f_c = \frac{\pi (d'_S)^2}{4}; \quad f_{mp} = \frac{\pi d_{mp}^2}{4}; \quad f_{op} = \frac{\pi d_{mp}^2}{4}; \quad (1.68)$$

$$f_{K_i} = \begin{cases} \pi d_K (x_{K_0} - x_{K_{(i-1)}}) & \text{при } f_{K_i} \leq f_{mp} \\ f_{mp} & \text{при } f_{K_i} > f_{mp} \end{cases}$$

- площади проходных сечений соответствующих пневматических дросселей; d_{vx} , d_K - эквивалентные диаметры выхлопных окон клапанов "S" и "K"; d_{op} - диаметр постоянного дросселя выхлопа; x_{S_0} и x_{K_0} - начальные координаты запирающих элементов клапанов "S" и "K" (при полностью закрытых клапанах, т.е. когда $\dot{G}_{vx} = \dot{G}_K = 0$).

б) уравнения, описывающие термодинамические процессы, происходящие в пневматических полостях системы:

1) количество воздуха в полостях:

$$W_{T_i} = W_{T_{(i-1)}} - (\dot{G}_{vx_i} + \dot{G}_{mp}) \Delta t,$$

$$W_{S_i} = W_{S_{(i-1)}} - \dot{G}_{S_i} \Delta t, \quad (1.69)$$

$$W_{mp_i} = W_{mp_{(i-1)}} + (\dot{G}_{mp_i} - \dot{G}_{3_i}) \Delta t,$$

где на первом шаге расчета ($i=1$) - $W_{T_{(i-1)}} = \frac{P_{T_n} V_{T_n}}{RT_{T_n}}$; $W_{S_{(i-1)}} = \frac{P_{S_n} V_{S_n}}{RT_{S_n}}$;

$W_{mp_{(i-1)}} = \frac{P_{mp_n} V_{mp_n}}{RT_{mp_n}}$; P_{T_n} , P_{S_n} , P_{mp_n} , T_{T_n} , T_{S_n} , T_{mp_n} - начальные термодинамические

параметры пневматических полостей; $P_{T_n} = P_{S_n} = P_{cetu}$; $T_{T_n} = T_{S_n} = T_{mp_n} = T_a$; $P_{mp_n} = P_a$; $V_{T_n} = V_{T_0} + x_{T_n} F_T$; $V_{S_n} = V_{S_0} + x_{S_n} F_S$; $V_{mp_n} = f_{mp} l_{mp}$ - начальные геометрические параметры пневматических полостей; V_{T_0} и V_{S_0} - вредные объемы полостей (при $x_T = x_S = 0$); x_{T_n} и x_{S_n} - начальные координаты поршней; F_T и F_S - эквивалентные площади сечений тормозного цилиндра и цилиндра клапана "S" со стороны действующего давления; Δt - шаг счета.

2) давление воздуха в полостях:

$$P_{T_i} = P_{T_{(i-1)}} + \Delta P_{T_i}; \quad P_{S_i} = P_{S_{(i-1)}} + \Delta P_{S_i}; \quad P_{mp_i} = P_{mp_{(i-1)}} + \Delta P_{mp_i} \quad (1.70)$$

где ΔP_{T_i} , ΔP_{S_i} , ΔP_{mp_i} - изменения давления в полостях на шаге счета:

$$\begin{aligned}\Delta P_{T_i} &= \frac{-K \left(R T_{T(i-1)} \dot{G}_{vx_i} \Delta t + P_{T(i-1)} \Delta V_{T_i} \right)}{V_{T_i}}; \\ \Delta P_{S_i} &= \frac{-K \left(R T_{S(i-1)} \dot{G}_{S_i} \Delta t + P_{S(i-1)} \Delta V_{S_i} \right)}{V_{S_i}}; \\ \Delta P_{mp_i} &= \frac{-K \left(R T_{T(i-1)} \dot{G}_{mp_i} - R T_{mp(i-1)} \dot{G}_{3_i} \right) \Delta t}{V_{mp}} ,\end{aligned}\tag{1.71}$$

где $T_{T(i-1)}$, $T_{S(i-1)}$, $T_{mp(i-1)}$ - абсолютные температуры в полостях на предыдущем шаге расчета; $\Delta V_{T_i} = F_T \Delta x_{T(i-1)}$; $\Delta V_{S_i} = F_S \Delta x_{S(i-1)}$ - приращение перемещений масс на предыдущем ($i-1$) шаге расчета; $V_{T_i} = V_{T(i-1)} + \Delta V_{T_i}$; $V_{S_i} = V_{S(i-1)} + \Delta V_{S_i}$ - переменные объемы полостей тормозного цилиндра и клапана “S”.

На первом шаге расчета $V_{T(i-1)} = V_{T_u}$; $V_{S(i-1)} = V_{S_u}$.

Давление воздуха P_{K_i} перед стандартным управляющим клапаном “K” может быть приближенно определено по гидравлическим зависимостям вида $\dot{G} \equiv \mu f \sqrt{\Delta P}$.

Из условия равенства расходов в точке “K” $\dot{G}_3 = \dot{G}_{dp} + \dot{G}_{кл}$.

Решая эти уравнения относительно давления P_{K_i} , получим:

$$P_{K_i} = \frac{P_{T_i} + B P_a}{1 + B},\tag{1.72}$$

$$\text{где } B = \frac{(\mu_5 f_{mp} + \mu_6 f_{K_i})^2}{(\mu_4 f_3)^2}.$$

3) Температура сжатого воздуха в полостях

$$T_{T_i} = \frac{P_{T_i} V_{T_i}}{R W_{T_i}}; T_{S_i} = \frac{P_{S_i} V_{S_i}}{R W_{S_i}}; T_{mp_i} = \frac{P_{mp_i} V_{mp_i}}{R W_{mp_i}}.\tag{1.73}$$

в) уравнения, описывающие динамику движущихся масс: эти уравнения составляются для конкретных масс расчетной схемы в соответствии с принятыми допущениями и общими зависимостями (1.1) и (1.2). Расчетные схемы элементов схемы приведены на рисунке 1.5.

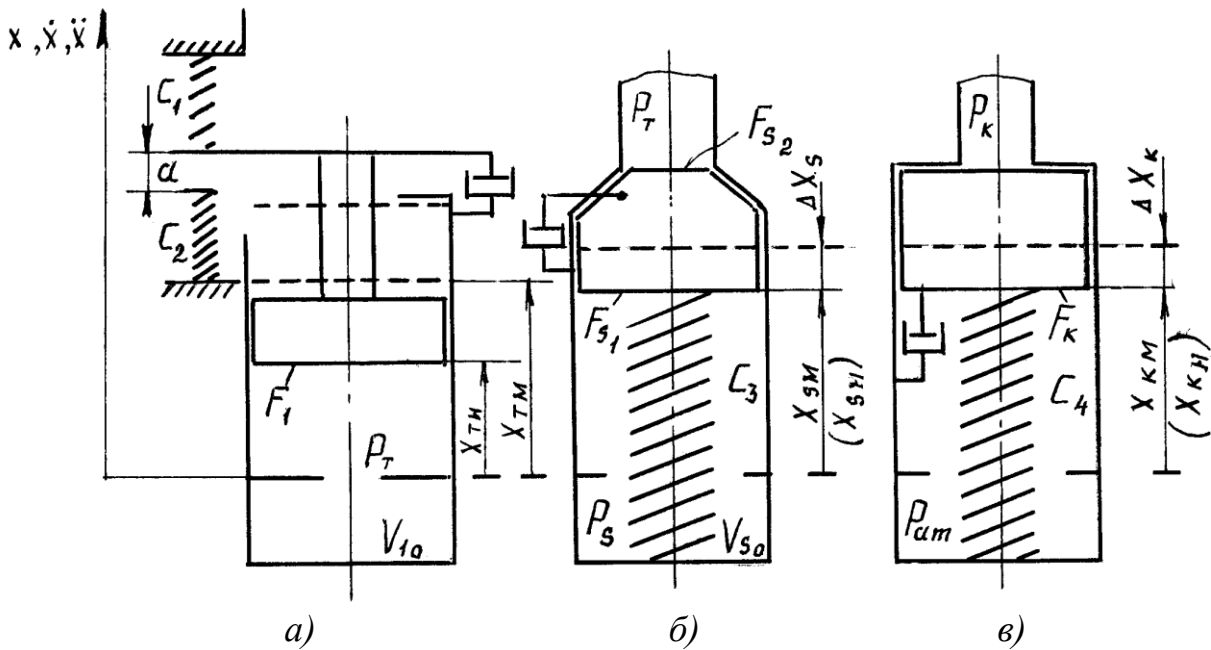


Рис. 1.5. Расчетные схемы элементов пневмопружиного тормоза:
 а) привода тормоза; б) ускоряющего клапана; в) стандартного клапана.

Ускорение поршня тормозного цилиндра вычисляется по формуле:

$$\ddot{x}_{T_i} = \frac{P_{T_i} - P_{1(i-1)} + P_{2(i-1)} - F_{mPT_i}}{m_T}, \quad (1.74)$$

где $P_{T_i} = (p_{T_i} - p_a)F_T$ - усилие от давления сжатого воздуха в тормозном цилиндре; $P_{1(i-1)} = c_1 x_{T(i-1)}$ - усилие от тормозных пружин с приведенной жесткостью c_1 ;

$$P_{2(i-1)} = 0,5c_2 \left\{ \left[(x_{T_n} - a) - x_{T(i-1)} \right] + \left| (x_{T_n} - a) - x_{T(i-1)} \right| \right\}; \quad (1.75)$$

- сила прижатия тормозных колодок с учетом приведенной жесткости c_2 рычажной системы и тормозного обода;

$$F_{mPT_i} = \frac{(P_{T_i} - P_{1(i-1)}) (1 - \eta_{TM}) \dot{x}_{T(i-1)}}{|\dot{x}_{T(i-1)}|}; \quad (1.76)$$

- приведенные механические потери в тормозной системе, имеющей механический КПД η_{TM} ; m_T - приведенная к поршню тормозного цилиндра масса рычажной системы; x_T - начальное положение поршня; a - приведенный зазор в рычажной системе тормоза.

Ускорение поршня ускоряющего клапана “S” вычисляется по формуле:

$$\ddot{x}_{S_i} = \frac{P_{S_i} - P_{3(i-1)} - F_{mPS_i}}{m_S}, \quad (1.77)$$

где $P_{S_i} = (p_{S_i} - p_a)F_{S_1} - (p_{T_i} - p_a)F_{S_2}$ - усилие со стороны цилиндра клапана (площадь F_{S_1}) и со стороны тормозного цилиндра (площадь F_{S_2}); $P_{3(i-1)} = c_3(x_{S_m} + \Delta x_{S_n} - x_{S(i-1)})$ - усилие от пружины клапана; x_{S_m} и Δx_{S_n} - конструктивный ход поршня клапана “S” и начальное сжатие его пружины;

$$F_{mPS_i} = \frac{(P_{S_i} - P_{3(i-1)})(1 - \eta_{S_M})\dot{x}_{S(i-1)}}{|\dot{x}_{S(i-1)}|} \quad (1.78)$$

- приведенные механические потери в клапане “S”, механический КПД которого - η_{S_M} ; m_S - приведенная масса поршня.

Ускорение поршня стандартного клапана вычисляется по формуле:

$$\ddot{x}_{K_i} = \frac{P_{4(i-1)} - P_{K_i} - F_{mPK_i}}{m_K}, \quad (1.79)$$

где $P_{K_i} = p_{K_i}F_K$ - усилие от давления сжатого воздуха, действующего на поршень стандартного клапана со стороны подводящего трубопровода на площади F_K ; $P_{4(i-1)} = c_4(x_{K_m} + \Delta x_{K_n} - x_{K(i-1)})$ - усилие от сжатия пружины клапана; x_{K_m} и x_{K_n} - конструктивный ход поршня клапана “K” и начальное сжатие его пружины;

$$F_{mPK_i} = \frac{(P_{4(i-1)} - P_{K_i})(1 - \eta_{K_M})\dot{x}_{K(i-1)}}{|\dot{x}_{K(i-1)}|}, \quad (1.80)$$

- приведенные механические потери в клапане “K”, механический КПД которого - η_{K_M} ; m_K - приведенная масса движущихся частей клапана “K”.

Скорости и перемещение движущихся масс определяются по известным зависимостям:

$$\dot{x}_{T_i} = \dot{x}_{T(i-1)} + \ddot{x}_{T_i}\Delta t; \quad \dot{x}_{S_i} = \dot{x}_{S(i-1)} + \ddot{x}_{S_i}\Delta t; \quad \dot{x}_{K_i} = \dot{x}_{K(i-1)} + \ddot{x}_{K_i}\Delta t; \quad (1.81)$$

$$x_{T_i} = x_{T(i-1)} + \dot{x}_{T_i}\Delta t; \quad x_{S_i} = x_{S(i-1)} + \dot{x}_{S_i}\Delta t; \quad x_{K_i} = x_{K(i-1)} + \dot{x}_{K_i}\Delta t. \quad (1.82)$$

Граничные условия для масс имеют вид:

для массы поршня цилиндра T	при $x_{T_i} \leq 0$	$\dot{x}_{T_i} = 0; x_{T_i} = 0;$	(1.83)
	при $x_{T_i} \geq x_{T_m}$	$\dot{x}_{T_i} = 0; x_{T_i} = x_{T_m}$	

для массы клапана S при $x_{S_i} \leq 0$ $\dot{x}_{S_i} = 0; x_{S_i} = 0;$
 при $x_{S_i} \geq x_{S_m}$ $\dot{x}_{S_i} = 0; x_{S_i} = x_{S_m}$ (1.84)

для массы клапана K при $x_{K_i} \leq 0$ $\dot{x}_{K_i} = 0; x_{K_i} = 0;$
 при $x_{K_i} \geq x_{K_m}$ $\dot{x}_{K_i} = 0; x_{K_i} = x_{K_m}$ (1.85)

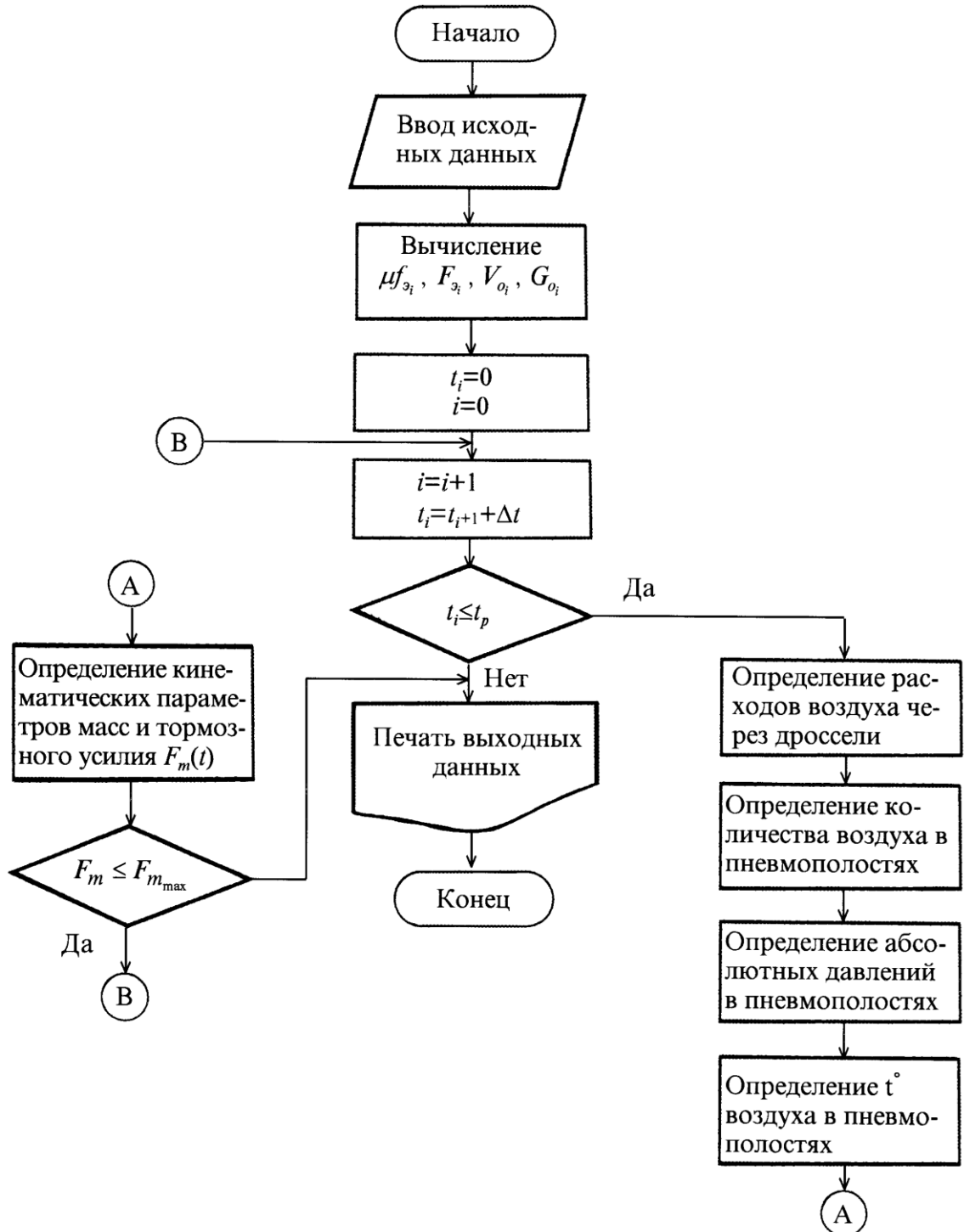


Рис. 1.6. Алгоритм расчета динамики пневмопружинного тормоза

На первом шаге расчета $\dot{x}_{T(i-1)} = \dot{x}_{S(i-1)} = \dot{x}_{K(i-1)} = 0$; $x_{T(i-1)} = x_{T_n}$; $x_{S(i-1)} = x_{S_m}$; $x_{K(i-1)} = x_{K_m}$.

Для реализации алгоритма расчета динамики пневмопрусинного тормоза, приведенного на рисунке 1.6, исходные данные условно можно разделить на три группы.

1. Постоянные конструктивные параметры системы: приведенные жесткости и начальные деформации механических пружин; приведенные массы, диаметры и КПД движущихся элементов; максимально возможные координаты движущихся масс; расчетные диаметры и длины неизменяемых участков трубопровода, каналов, дросселей; коэффициенты местных сопротивлений элементов и их количество.

2. Начальные условия для решения уравнений пневмомеханической системы: начальные условия, скорости и ускорения движущихся масс; начальные давления и температуры воздуха в пневматических полостях; вредные объемы полостей.

3. Условно постоянные параметры системы: длина трубопровода от тормозного цилиндра до панели управления; приведенный зазор в элементах рычажной системы; шаг счета по времени; полное время счета T_p ; максимальное расчетное тормозное усилие.

Величины основных исходных данных для исследования динамики тормоза приведены в таблицах (1.2)...(1.4).

Таблица 1.2

Постоянные исходные параметры

l_S	0,03 м	d'_S	0,004 м	x_{T_n}	0,11 м	c_1	$2,63 \cdot 10^5$ Н/м
l'	0,5 м	d_{mp}	0,0253 м	x_{S_n}	0,01 м	c_2	$1,5 \cdot 10^6$ Н/м
m_T	820 кг	d_{vx}	0,05 м	x_{K_n}	0,01 м	c_3	$7 \cdot 10^3$ Н/м
m_S	1,1 кг	d_K	0,06 м	$\xi_{\partial p}$	1,5	c_4	10^3 Н/м
m_K	2,0 кг	d_3	0,02 м	$\xi_{в.с}$	0,5	$\xi_{в.п}$	1,0
ξ_{90°	1,2	η_{T_m}	0,998	η_{S_m}	0,998	η_{K_m}	0,998

Таблица 1.3

Начальные условия

$P_{T_n} = P_{S_n} = P_{mp_n} = 0,5 \cdot 10^6$ Па	$T_{T_n} = T_{S_n} = T_{mp_n} = T_a = 293$ °С
$x_{T_n} = x_{S_n} = x_{K_n} = 0$	$\dot{x}_{T_n} = \dot{x}_{S_n} = \dot{x}_{K_n} = 0$
$\ddot{x}_{T_n} = \ddot{x}_{S_n} = \ddot{x}_{K_n} = 0$	$p_a = 0,1 \cdot 10^5$ Па
$V_{T_0} = 0,013$ м ³ ; $x_{T_n} = 0,11$ м	$V_{S_0} = 6,6 \cdot 10^{-6}$ м ³

Таблица 1.4

Условно постоянные параметры

$l_{mp} = 3 \div 5$ м	$\Delta t = 10^{-5}$ с	$T_p = 0,5$ с	$a = 0,050 \dots 0,086$ м	$P_{T_{max}} = 2,9 \cdot 10^4$ Н
-----------------------	------------------------	---------------	---------------------------	----------------------------------

Блок-схема алгоритма расчета составлена в соответствии с разработанной математической моделью и предполагает заданную этой моделью последовательность расчета динамики элементов пневмомеханической системы тормоза.

1.5 Исследование динамики пневмопружинного привода тормоза

С помощью разработанной математической модели динамики пневмопривода тормоза были исследованы режимы торможения подъемной машины МПБ-5 для различных соотношений геометрических и силовых параметров тормозной системы.

Используя из уравнения (1.1) значение усилия на штоке поршня тормозного привода и подставляя его в (1.30) при моделировании получены характеристики нарастания тормозного момента при включении предохранительного тормоза. Пренебрегая временем срабатывания электропневматических вентилях, управляющих пневмоклапанами 3 и 5 (рисунок 1.2), получены зависимости нарастания тормозного усилия для различных схем включения электропневматических клапанов 3 и 7 панели управления приводом тормоза. Эти зависимости использованы при дальнейших исследованиях динамики подъемной установки в режимах торможения.

Основными требованиями Правил безопасности [1] к быстрдействию тормоза являются его время холостого хода (не более 0,3 с) и время срабатывания (не более 0,8 с). Как показывает опыт эксплуатации барабанных и многоканатных подъемных машин, оборудованных пневмопружинным приводом тормоза, а также результаты экспериментальных исследований, основное влияние на быстрдействие тормоза оказывают состояние механической части привода и параметры его пневмосистемы управления. Поэтому основное внимание при исследовании динамики пневмопривода было уделено изучению зависимостей времени холостого хода и времени срабатывания тормоза от параметров пневмосистемы управления для последующей реализации полученных результатов при разработке рекомендаций по совершенствованию тормозной системы.

Для барабанной подъемной машины МПБ-5 были получены зависимости времени холостого хода тормоза от длины трубопровода между тормозным цилиндром и пневмоуправляемым трехлинейным клапаном панели управления (рисунок 1.7). Время холостого хода для реальных значений параметров тормозной системы удовлетворяет требованиям Правил безопасности при длине трубопровода не более 1,8 м (применяется в настоящее время диаметр трубопровода 1 дюйм). Увеличение диаметра трубопровода до 1,5 дюйма позволяет снизить время холостого хода тормоза на 0,08 с. Дальнейшее увеличение диаметра трубопровода между тормозным цилиндром и панелью управления (более 2 дюймов), как следует из анализа графиков на рисунке 1.7, практически нецелесообразно.

Результаты, полученные при математическом моделировании свидетельствуют о необходимости увеличения диаметра трубопровода до 1,5 дюйма при максимально возможном приближении панели управления (или отдельно ускоряющего клапана) к тормозному цилиндру.

На рисунке 1.8 приведены зависимости времени срабатывания тормоза от диаметра дроссельной шайбы. Нижняя кривая ($p_{закр.}=0$) соответствует одноступенчатому приложению тормозного усилия, при этом ускоряющий клапан сбрасывает давление сжатого воздуха в тормозном цилиндре до атмосферного. Верхняя кривая ($p_{закр.}=0,6$ МПа) соответствует постоянно закрытому ускоряющему клапану во время торможения, т.е. сжатый воздух из тормозного цилиндра выходит только через дроссель, установленный параллельно регулируемому клапану.

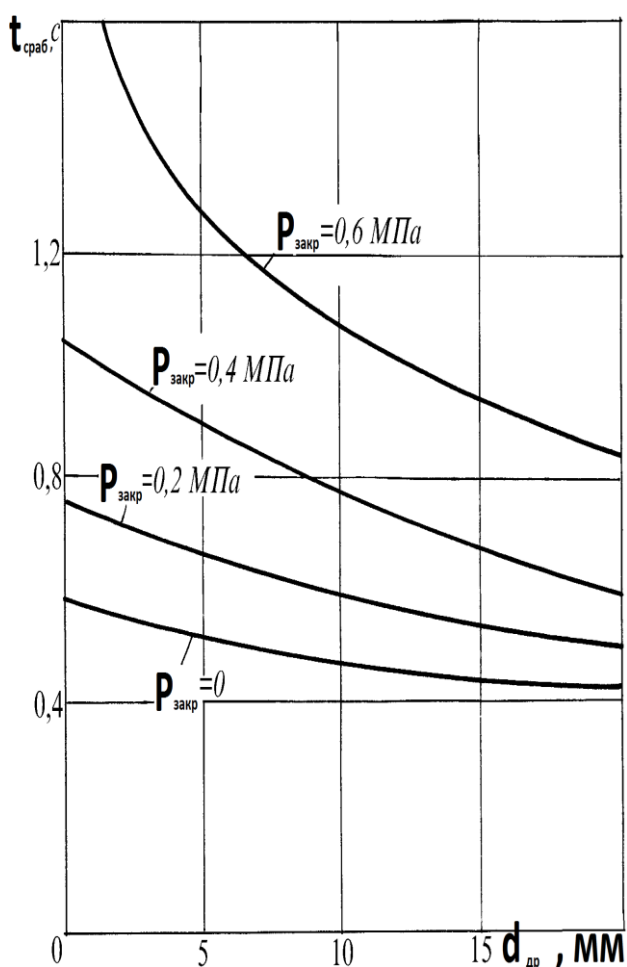


Рис. 1.7. Зависимости времени холодного хода тормоза от длины трубопровода для различных его диаметров

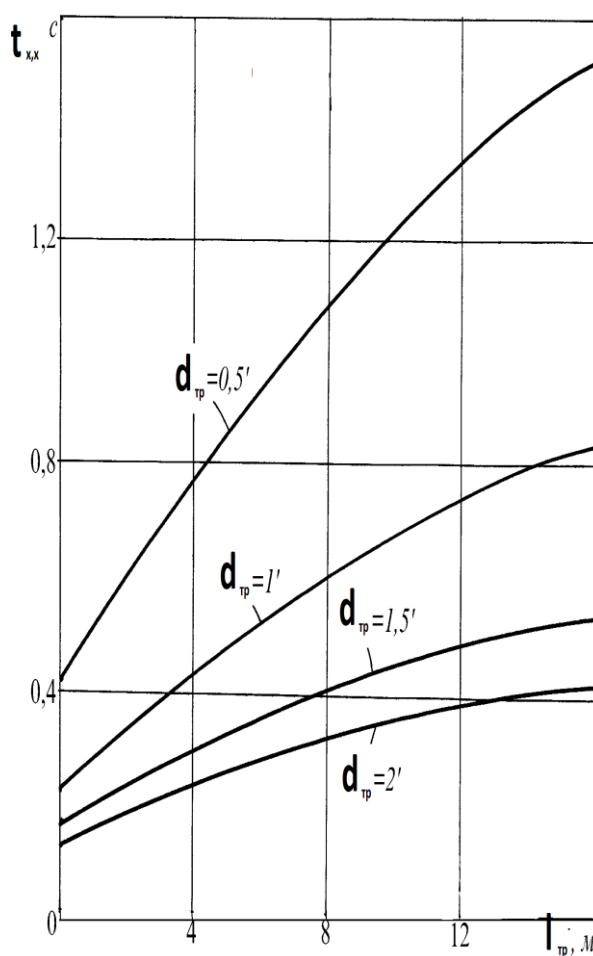


Рис. 1.8. Зависимости времени срабатывания тормоза от диаметра дросселя на линии выхлопа для различной настройки ускоряющего клапана

Анализ графиков на рисунке 1.8 показывает, что для получения двухступенчатой характеристики тормозного усилия (в особенности это необходимо для подъемных установок с большим замедлением свободного выбега) ограни-

чение первой ступени сброса давления в тормозном цилиндре рационально осуществлять в диапазоне 0,2...0,4 МПа при диаметре дроссельной шайбы в диапазоне 8...10 мм.

Результаты теоретических исследований динамики пневмопружинного привода тормоза позволили сделать вывод о необходимости увеличения диаметра трубопроводов и проходных сечений клапанов пневмосистемы до 1,5 дюйма при максимально возможном приближении панели к тормозному цилиндру. Одним из путей повышения быстродействия тормоза и реализации двухступенчатой характеристики приложения тормозного усилия является применение новых конструкций ускоряющих клапанов, что позволит обеспечить выполнение требований Правил безопасности в части холостого хода тормоза и допустимых замедлений при рабочем и предохранительном торможении.

Выводы.

1. Разработана математическая модель динамики пневмопружинного тормоза, учитывающая характер протекания термодинамических процессов в пневмосистеме управления и приводе тормоза.

2. Получены зависимости времени холостого хода и времени срабатывания тормоза от длины трубопровода между тормозным цилиндром и пневмоуправляемым трехлинейным клапаном панели управления.

3. Для различных схем пневмосистемы управления приводом тормоза определены их рациональные конструктивные параметры, позволяющие обеспечить минимальное время холостого хода тормоза.

4. Получены рациональные значения диаметров питающих трубопроводов и проходных сечений дросселей пневмосистемы управления тормозом, обеспечивающие выполнение требований Правил безопасности к быстродействию тормоза.

5. Разработанная математическая модель динамики пневмопружинного тормоза позволяет получить для различных конструктивных параметров пневмосистемы управления характеристику нарастания тормозного момента, являющуюся возмущающим воздействием при исследовании динамики подъемной установки в режимах торможения.

2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМОВ ТОРМОЖЕНИЯ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК И РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН

2.1 Цель экспериментальных исследований и техническая характеристика объектов для их проведения

Основной целью экспериментального исследования на действующих шахтных подъемных установках была проверка правомочности допущений, принятых при разработке математической модели двухконцевой подъемной установки и результатов теоретического исследования динамики подъемных установок и тормозного привода барабанных и многоканатных подъемных установок. Для разработки рекомендаций по совершенствованию тормозных систем необходимо было получить реальные тормозные характеристики пневмогрузового и пневмопружинного приводов тормоза. Кроме того, на действующих подъемных установках проводились шахтные испытания экспериментальных образцов усовершенствованных систем регулируемого рабочего и предохранительного торможения.

Объектами для проведения экспериментального исследования являлись подъемные установки следующих шахт: “Центральная” и “Краснолиманская” ПО “Красноармейскуголь”, “Октябрьская” и им. Бажанова ПО “Макеевуголь”, “Артем 1” рудоуправления им. Кирова ПО “Кривбассруда”.

Для примера приведены технические характеристики некоторых подъемных установок указанных шахт.

Главный подъем шахты “Краснолиманская”:

- подъемная машина МПУ-1×5,5×6 с безредукторным приводом;
- подъемный двигатель типа П26-105-7К, $N=400$ кВт, $n=40$ об/мин;
- головной канат ЛК-РО 6×36+1 о.с., диаметр - 53,5 мм, погонная масса - 11,15 кг/м;
- мертвый вес скипа - 128200 Н;
- вес полезного груза - 160700 Н;
- максимальная скорость подъема - 8,7 м/с;
- высота подъема - 610 м.

Вспомогательный подъем шахты “Октябрьская”:

- подъемная машина 2×5×1,5 с редукторным приводом, передаточное число редуктора $i = 11,5$;
- подъемный двигатель типа АК 13-52-10, $N=750$ кВт, $n=585$ об/мин;
- головной канат ЛК-РО 6×36+1 о.с., диаметр - 36,5 мм, погонная масса - 4,965 кг/м;
- мертвый вес клетки с прицепным устройством и двумя вагонетками - 43600 Н;

- вес полезного груза - 36800 Н;
- максимальная скорость подъема - 8,1 м/с;
- высота подъема - 714 м.

Вспомогательный подъем шахты им. Бажанова:

- подъемная машина 2Ц-6×2,4 с редукторным приводом, передаточное число редуктора $i = 11,58$;
- подъемный двигатель типа АКН 2-17-39-16 У4, $N=3600$ кВт, $n=365$ об/мин;
- головной канат ЛК-РО 6×36+1 о.с., диаметр - 36,5 мм, погонная масса - 4,965 кг/м;
- мертвый вес клетки с прицепным устройством и двумя вагонетками - 49500 Н;
- вес полезного груза - 35000 Н;
- максимальная скорость подъема - 9,5 м/с;
- высота подъема - 944 м.

2.2 Методика проведения экспериментальных исследований и применяемая аппаратура

Для сравнительного анализа результатов теоретического и экспериментального исследований в шахтных условиях осциллографировали основные кинематические и силовые параметры подъемной установки в переходных режимах: скорости органа навивки и подъемного сосуда, усилия в тягах тормозного привода и нижнем сечении каната груженой ветви, момент разрыва цепи контактора предохранительного тормоза, ток в обмотке управления регулятора давления, давление в цилиндрах рабочего и предохранительного тормоза, перемещение поршня в цилиндре рабочего тормоза, синхроимпульсы.

Схема соединения аппаратуры при экспериментальном исследовании приведена на рисунке 2.1.

В клетке располагался комплект из мерительной аппаратуры с датчиками (Д) во взрывобезопасном исполнении, разработанный МакНИИ и НИИГМ им М.М.Федорова, в состав которого входили: блок регистрации, приемник синхроимпульсов (ПС), исполнительное реле (ИР), блоки питания (БП) и управления (БУ).

Скорость движения подъемного сосуда измерялась установленным на клетке и взаимодействующим с тормозным канатом датчиком ДС-7, разработанным на базе униполярной машины постоянного тока. Тарировка датчика ДС-7 проводилась в лабораторных условиях с помощью стробоскопа. На рисунке 2.2 показан внешний вид датчика и крепление его на клетке.

Усилие в нижнем сечении каната груженой ветви в районе коуша измерялась тензометрическим динамометром и фиксировалась тем же блоком регистрации. Внешний вид динамометра показан на рисунке 2.3.

Тарировка динамометра проводилась на испытательной разрывной машине в лаборатории шахтного подъема МакНИИ. Образец работающего каната устанавливался в разрывную машину и к нему крепился динамометр. При последовательном нагружении и разгрузке образца каната в широком диапазоне величина усилия в канате фиксировалась в блоке регистрации. При последующей обработке определялся масштаб усилия для построения тарировочной характеристики тензометрического динамометра.

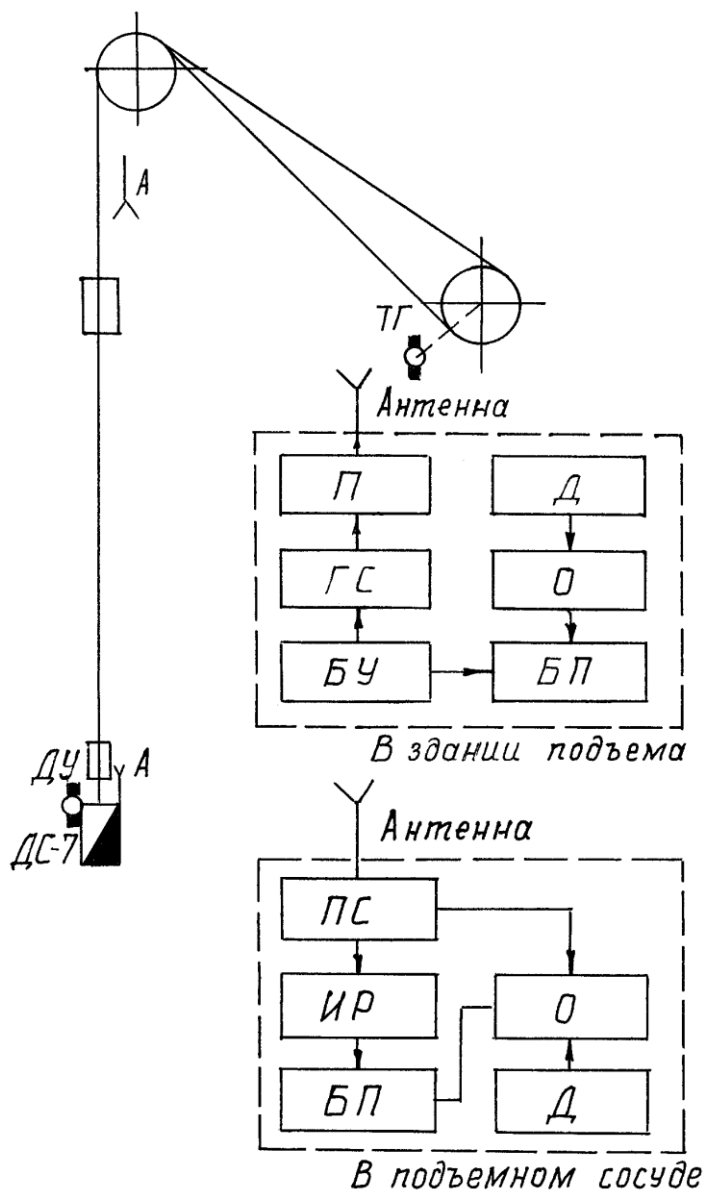


Рис. 2.1. Схема соединения аппаратуры при экспериментальном исследовании динамики подъемной установки

Проведение экспериментов для исследования динамики подъемной установки как системы с сосредоточенными и распределенными параметрами невозможно без синхронизации регистрируемых кинематических и силовых параметров подъемной машины и сосуда. Для этого необходимо обеспечить од-

новременное включение наземного и подземного регистрирующих блоков, установленных в клети и здании подъемной машины, с последующей записью синхроимпульсов на осциллограммах.

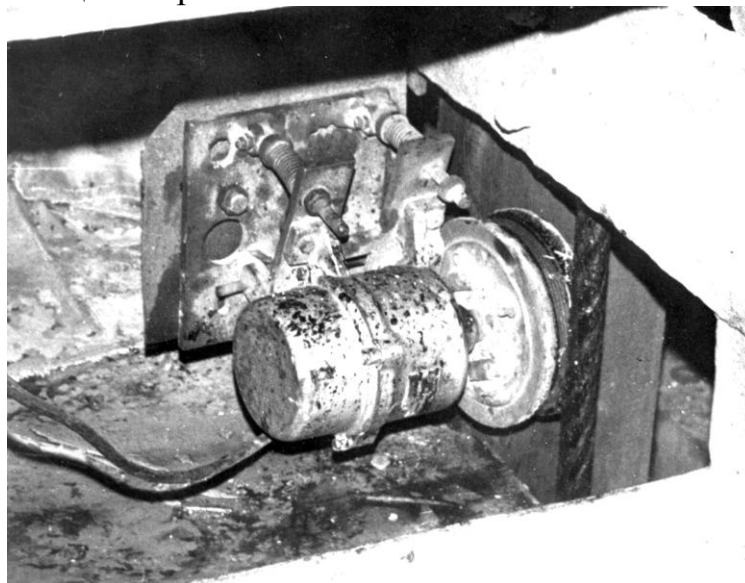


Рис. 2.2. Датчик скорости движения подъемного сосуда

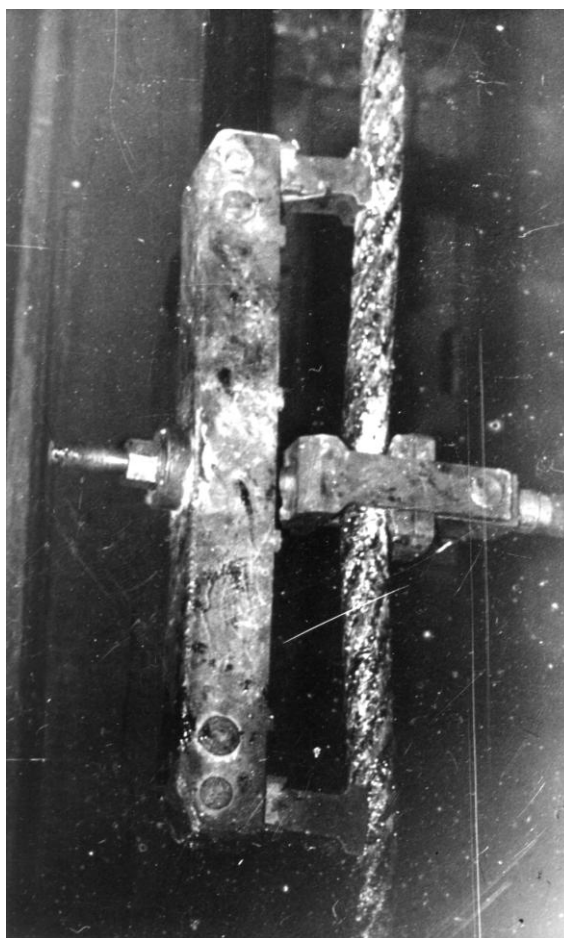


Рис. 2.3. Динамометр для определения усилия в нижнем сечении каната в районе коуша

Аппаратуру для радиосинхронизации наземного и подземного регистрирующих блоков устанавливали в здании подъемной машины. Сигналы с генератора синхроимпульсов (ГС) частотой 1 Гц подавали на передатчик (П), антенну которого крепили в непосредственной близости у головного каната на копре и одновременно включали регистраторы, установленные в клетки и в здании подъемной машины. Антенна приемника устанавливалась на клетки. В дальнейшем эти синхроимпульсы позволили совмещать во времени обе осциллограммы. В качестве датчика скорости органа навивки использовали тахогенератор постоянного тока, кинематически связанный с валом подъемной машины, напряжение на выходе которого пропорционально угловой скорости вращения барабана. После соответствующего преобразования с помощью делителя и сглаживания коллекторных пульсаций напряжение подавалось на вход наземного регистратора. Тарировка проводилась с помощью таймера при работе подъемного двигателя на естественной характеристике.

Основной параметр, определяющий протекание процесса торможения подъемной установки, - тормозное усилие на ободе барабана. С достаточной для практики точностью тормозное усилие можно определить по суммарному усилию в горизонтальных тягах тормозного привода с помощью тензометрирования. Основная сложность используемых при этом тензометрических намерений состоит в тарировке используемых датчиков и определении действительного коэффициента трения между тормозными колодками и ободом.

Для определения коэффициента трения подъемная машина разгонялась до максимальной скорости в режиме подъема груза и после отключения приводного двигателя записывался свободный выбег системы. Замедление в этом случае

$$a_{св} = \frac{\Delta T_{cm} + F_c}{m_i}, \quad (2.1)$$

где ΔT_{cm} - разность статических натяжений в верхних сечениях канатов; F_c - силы сопротивления движению сосудов; m_i - масса подъемной установки, приведенная к окружности навивки.

Затем для этих же условий проводилось торможение рабочим тормозом при различных фиксированных значениях давления в цилиндре рабочего тормоза и, соответственно, тормозного момента.

Замедление при торможении определялось по формуле

$$a_T = \frac{\Delta T_{cm} + F_c + F_T}{m_i}, \quad (2.2)$$

где F_T - тормозное усилие, приложенное к окружности навивки.

Из (2.1) и (2.2) получаем значение тормозного усилия

$$F_T = m_i(a_T - a_{св}). \quad (2.3)$$

Для тормозных приводов подъемных машин производства АО “Ново-краматорский машзавод”

$$F_T = 4Nf, \quad (2.4)$$

где N - сила нормального давления тормозных колодок; f - коэффициент трения.

Так как сила нормального давления тормозных колодок пропорциональна давлению в цилиндре рабочего тормоза и зависит от передаточного отношения системы рычагов тормозного привода, то, например, для барабанной подъемной машины 2Ц-5×2,3 коэффициент трения с учетом (2.3) и (2.4) определяется следующим выражением

$$f = \frac{m(a_T - a_{св})}{\pi d_p^2 p_p i \eta}, \quad (2.5)$$

где d_p - диаметр поршня цилиндра рабочего тормоза; p_p - фиксированное значение давления в цилиндре рабочего тормоза; i - передаточное отношение системы рычагов привода рабочего тормоза; η - коэффициент полезного действия рычажной системы тормоза.

Значения замедлений при свободном выбеге и различных значениях тормозного усилия определялись после соответствующей расшифровки осциллограмм. Величина давления в цилиндре рабочего тормоза определялась по показаниям манометров на пульте управления подъемной машины. На горизонтальные тормозные тяги подъемной машины вдоль их осей наклеивались по два тензодатчика 2ПКБ-20-100 с диаметрально противоположных сторон для ликвидации погрешностей от изгибных напряжений в тягах. Кроме рабочих тензодатчиков, перпендикулярно оси тяги наклеивались такие же тензодатчики для компенсации температурных колебаний. Все рабочие тензодатчики при последовательном соединении составляли первое плечо полумоста, а все компенсационные - второе плечо полумоста и подключались к усилителю, электрический сигнал с выхода которого регистрировался наземным блоком регистрации.

Масштаб тормозного усилия определялся по формуле

$$M_{F(t)} = \frac{F(t)_i}{h_i}, \quad (2.6)$$

где $F(t)_i$ и h_i - фиксированные значения тормозного усилия и соответствующие отклонения сигнала на канале регистратора.

Анализ разброса значений $M_{F(t)}$ показал, что с достаточной для шахтных экспериментов точностью (3...7 %) характеристики тензодатчиков можно принимать линейными.

Момент разрыва цепи контактора предохранительного тормоза фиксировался по исчезновению напряжения на его управляющей обмотке скачкообразным изменением сигнала в соответствующем измерительном канале наземного регистратора.

Для характеристики режима работы также записывался ток статора приводного двигателя. С этой целью в его силовую цепь включался шунт, падение напряжения на котором вызывало пропорциональное отклонение шлейфа.

На некоторых подъемных установках с помощью датчика давления ДТ-10 и датчика линейного перемещения регистрировалось давление в цилиндре рабочего тормоза и перемещение поршня, что позволило оценить инерционность и техническое состояние механической системы тормозного привода.

2.3 Результаты экспериментальных исследований динамики шахтных подъемных установок

Основным параметром, характеризующим протекание процесса торможения подъемной установки, является тормозное усилие на ободу барабана.

На рисунке 2.4 приведены осциллограммы тормозных усилий при срабатывании предохранительного тормоза и резком включении рабочего тормоза на вспомогательном подъеме шахты им. Бажанова ПО "Макеевуголь", оборудованном подъемной машиной 2Ц-6×2,4 с пневмогрузовым приводом тормоза. При предохранительном торможении нарастание тормозного усилия (кривая 2 на рисунке 2.4, а) происходит по двухступенчатой характеристике, причем, на первой ступени максимальная кратность тормозного усилия $\gamma=2,63$. Через 4,1 с после разрыва цепи контактора предохранительного тормоза (линия 1) прикладывается максимальное тормозное усилие с кратностью $\gamma=3,54$; штрихпунктирной линией показаны синхроимпульсы.

По данным наладочной организации тормозная система этой подъемной установки налажена таким образом, что в режиме предохранительного торможения среднее значение замедления барабана при подъеме расчетного груза составляет $2,98 \text{ м/с}^2$, а при спуске - $2,17 \text{ м/с}^2$. Так как наложение второй ступени тормозного усилия происходит уже при остановленной подъемной машине, то этим обеспечивается выполнение соответствующих требований Правил безопасности [1] к допустимым замедлениям при торможении.

Резкое включение рабочего тормоза вызывает более интенсивное приложение тормозного усилия (кривая 2 на рисунке 2.4, б). Установившемуся значению тормозного усилия соответствует $\gamma=4,62$, что свидетельствует о завышенном запасе коэффициента статической надежности тормоза. Через 2,1 с по-

сле начала перемещения рукоятки рабочего тормоза (изменение тока в обмотке управления регулятора давления показано кривой 3) тормозное усилие составляет 95 % максимального значения. Это может привести к возникновению замедления барабана подъемной машины, превышающего допустимое значение 5 м/с^2 .

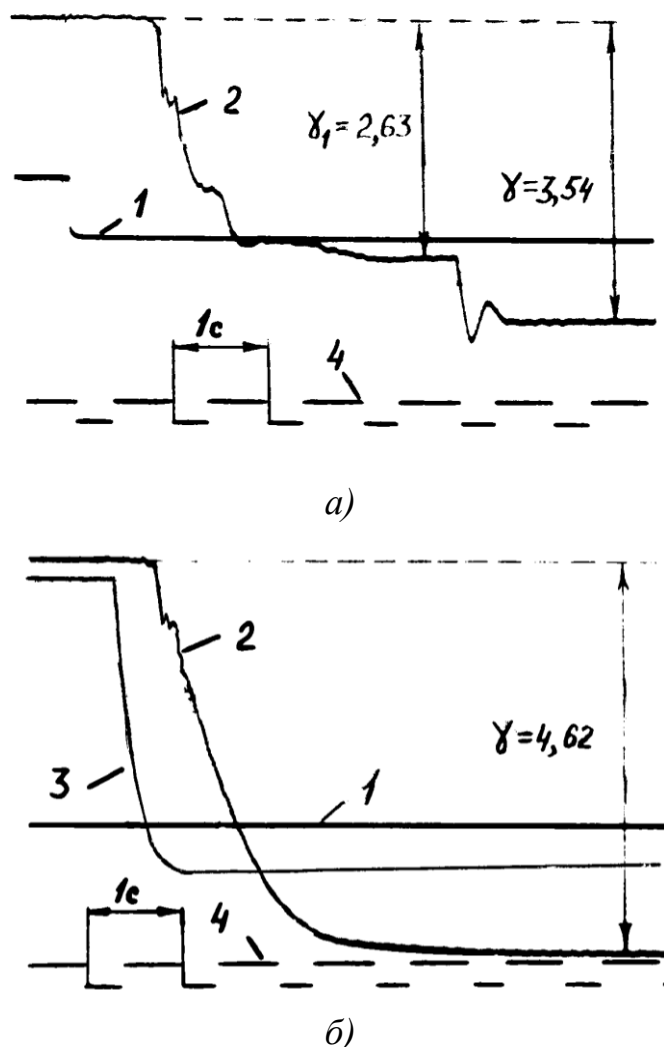


Рис. 2.4. Осциллограммы тормозных усилий при срабатывании предохранительного тормоза (а) и резком включении рабочего тормоза (б) для подъемной установки шахты им. Бажанова ПО “Макеевуголь”: 1 - момент срабатывания предохранительного тормоза; 2 - тормозное усилие; 3 - ток в обмотке управления регулятора давления; 4 - синхроимпульсы.

Сравнительный анализ характеристик тормозного усилия при срабатывании предохранительного тормоза и резком включении рабочего тормоза говорит о том, что более опасным режимом с точки зрения возникновения недопустимых замедлений является резкое включение рабочего тормоза, так как максимальное тормозное усилие может реализоваться еще до останова органа навивки.

Для подтверждения того, что аналитически процесс нарастания тормозного усилия при рабочем торможении можно описать экспоненциальной зависимостью, на рисунке 2.5, а приведена осциллограмма, отражающая переходные процессы в пневмогрузовом приводе при затормаживании и растормаживании подъемной машины шахты “Центральная” ПО “Красноармейскуголь” рабочим тормозом. Кривые 2, 7 и 5, соответствующие показывающие изменение тормозного усилия, давления в цилиндре и перемещение поршня рабочего тормоза, также удобно аппроксимировать экспоненциальными зависимостями, но с различными постоянными времени. Наибольшую постоянную времени $T=0,45$ с имеет характеристика нарастания тормозного усилия (кривая 2), так как на него влияет инерционность как электрической, так и пневмомеханической частей тормозной системы.

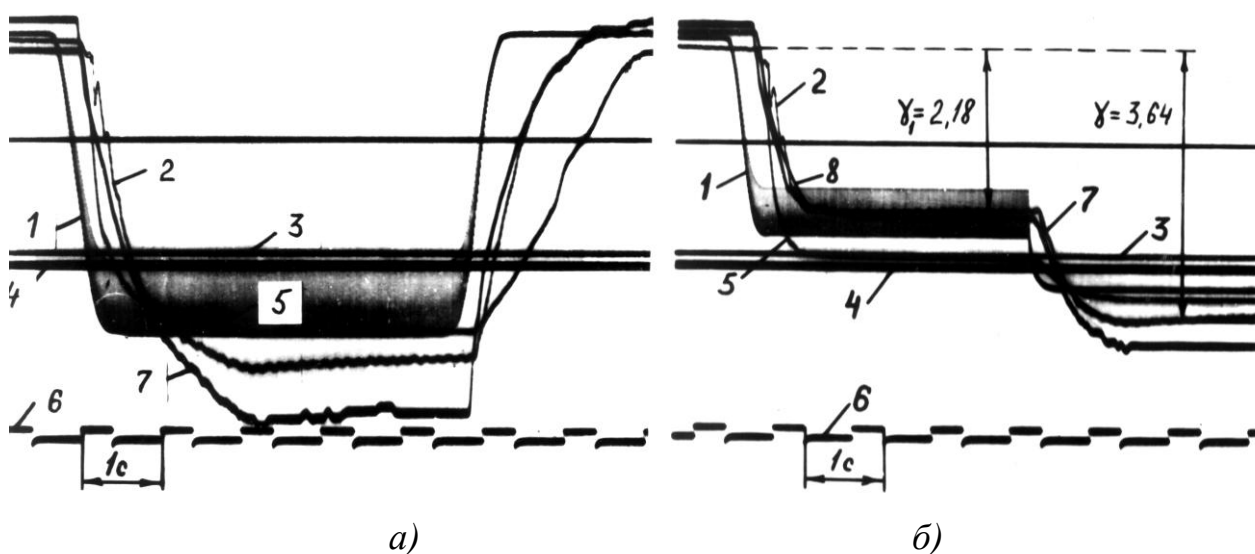


Рис. 2.5. Осциллограммы переходных процессов в тормозной системе при одноступенчатом (а) и двухступенчатом управляющем (б) воздействии на рабочий тормоз подъемной установки шахты “Центральная” ПО “Красноармейскуголь”: 1 - ток в обмотке управления регулятора давления; 2 - тормозное усилие; 3 - скорость подъемной машины; 4 - момент срабатывания предохранительного тормоза; 5 - перемещение поршня цилиндра рабочего тормоза; 6 - синхрои импульсы; 7 - давление в цилиндре рабочего тормоза; 8 - экспоненциальная кривая, аппроксимирующая тормозное усилие.

$$F_{\text{вн}}(t) = -T_{\text{см}} \left\{ 1 + \gamma_m \left(1 - e^{-\frac{t-t_{x,x}}{T}} \right) \left[\sigma_0(t-t_{x,x}) - \sigma_0(t_1-t_2) \right] + \right. \\ \left. + \gamma_m \left(1 - e^{-\frac{t_1-t_{x,x}}{T}} \right) \left[\sigma_0(t-t_1) - \sigma_0(t-t_2) \right] + \gamma_m \left(1 - e^{-\frac{t-t_{x,x}-t_2+t_1}{T}} \right) \sigma_0(t-t_2) \right\}. \quad (2.7)$$

Для подтверждения правомочности того, что тормозное усилие описывается ступенчатой функцией, на рисунке 2.5, б приведена осциллограмма, показывающая переходные процессы в пневмоприводе рабочего тормоза. После создания тормозного усилия с $\gamma_1=2,18$ на первой ступени ступенчато изменили ток в обмотке управления регулятора давления (кривая 1). При этом по экспоненциальному закону (кривая 2) с такой же постоянной времени $T=0,45$ с произошло дальнейшее нарастание тормозного усилия до максимального значения, соответствующего $\gamma=3,64$.

Максимальное отклонение теоретической кривой 8 от экспериментальной кривой 2 не превышает 8%, что говорит о возможности использования аналитической зависимости (2.6) для исследования динамики подъемных установок при ступенчатом приложении тормозного усилия.

Сравним результаты теоретических исследований динамики и кинематики подъемной установки и экспериментов, проведенных на вспомогательном подъеме шахты “Октябрьская” ПО “Макеевуголь”. Подъемная машина разогналась до максимальной скорости 8 м/с и перед определенной точкой ствола, отмеченной на указателе глубины, машинисту подъема давалась команда на включение предохранительного или рабочего тормоза. Так как для исследуемой подъемной машины 2Ц-3×1,5 с пневмопружинным приводом тормоза характеристики приложения тормозного усилия практически одинаковы в этих двух режимах, варьировалось время холостого хода тормоза между отключением приводного двигателя и резком включении рукоятки сельсинного командоаппарата рабочего тормоза в различных точках ствола.

Для примера на рисунке 2.6 показаны осциллограммы процесса предохранительного торможения при подъеме груза на отметке 185 м в конце периода разгона при выходе приводного двигателя на естественную характеристику. После обработки осциллограмм определены следующие параметры тормозного привода: время холостого хода $t_{x,x}=0,46$ с, время срабатывания $t_{cp}=0,74$ с, постоянная времени тормоза $T=0,63$ с. Значение среднего замедления барабана составило $3,1$ м/с² при максимальном мгновенном замедлении в конце периода торможения $4,6$ м/с².

Канат в нижнем сечении поднимающейся ветви (кривая 5) разгрузился на 54 %, а коэффициент динамичности в нижнем сечении каната составил $k=1,46$. Коэффициент диссипации, учитывающий рассеивание энергии при колебаниях, по результатам экспериментов $\mu_k=0,014$ с.

Используя полученные при экспериментальном исследовании параметры тормозного привода и подъемной установки, промоделированы аналогичные режимы торможения для различных глубин подъема. Сравнение полученных теоретических данных с результатами экспериментальных исследований свидетельствует об их удовлетворительной сходимости. На рисунке 2.6 кривой 8 показано изменение полного усилия в нижнем сечении каната поднимающейся ветви, полученное при математическом моделировании, при этом максимальная погрешность по динамическому усилию не превышает 8 %.

Так как для каждой подъемной установки время холостого хода предохранительного тормоза является фиксированной величиной, то для оценки его влияния на динамические усилия в канатах использовался режим рабочего торможения. После разгона подъемной машины до максимальной скорости при ручном управлении отключали приводной двигатель и через различные промежутки времени резко включали рабочий тормоз (рисунок 2.7). Наложение последнего с временем холостого хода $t_{x.x}=0,28$ с при подъеме груза привело к разгрузке каната поднимающейся ветви в нижнем сечении на 57 %. При увеличении времени холостого хода до 1,8 с динамическое усилие возрастало на 6 %, что объясняется сложением динамических усилий, вызванных возмущениями от отключения приводного двигателя и приложения тормозного момента. В этом случае время холостого хода находилось в зоне удвоенного периода основного тона колебаний механической системы подъемной установки. Расчетное значение $t_{x.x}$ составило 1,92 с, что подтверждает возрастание опасности набегания сосуда на канат при выполнении указанного условия.

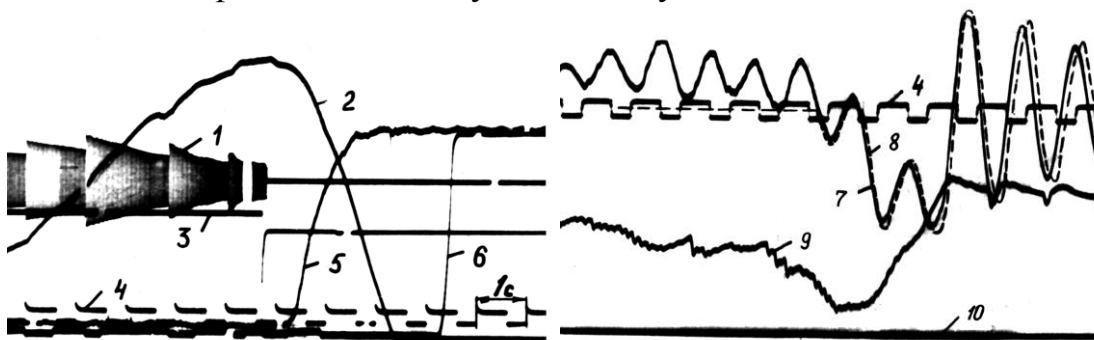


Рис. 2.6. Осциллограммы процесса предохранительного торможения при подъеме груза на отметке 180 м шахты “Октябрьская” ПО “Макеев-уголь” (вспомогательный подъем): 1 - ток статора приводного двигателя; 2 - скорость подъемной машины; 3 - момент срабатывания предохранительного тормоза; 4 - синхроимпульсы; 5 - тормозное усилие; 6 - ток в обмотке управления регулятора давления; 7 - усилие в нижнем сечении каната поднимающейся ветви; 8 - теоретическая кривая усилия в нижнем сечении каната; 9 - скорость подъемного сосуда; 10 - нулевая линия усилия в нижнем сечении каната.

Так как для каждой подъемной установки время холостого хода предохранительного тормоза является фиксированной величиной, то для оценки его влияния на динамические усилия в канатах использовался режим рабочего торможения. После разгона подъемной машины до максимальной скорости при ручном управлении отключали приводной двигатель и через различные промежутки времени резко включали рабочий тормоз (рисунок 2.7). Наложение последнего с временем холостого хода $t_{x.x}=0,28$ с при подъеме груза привело к разгрузке каната поднимающейся ветви в нижнем сечении на 57 %. При увеличении времени холостого хода до 1,8 с динамическое усилие возрастало на 6 %, что объясняется сложением динамических усилий, вызванных возмущениями от отключе-

ния приводного двигателя и приложения тормозного момента. В этом случае время холостого хода находилось в зоне удвоенного периода основного тона колебаний механической системы подъемной установки. Расчетное значение $t_{х.х}$ составило 1,92 с, что подтверждает возрастание опасности набегания сосуда на канат при выполнении указанного условия.

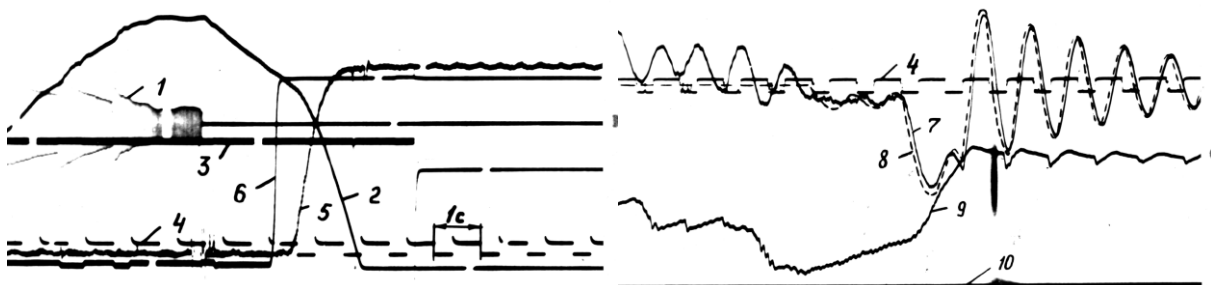


Рис. 2.7. Осциллограммы процесса рабочего торможения при подъеме груза на отметке 170 м шахты “Октябрьская” ПО “Макеевуголь”: 1 - ток статора приводного двигателя; 2 - скорость подъемной машины; 3 - момент срабатывания предохранительного тормоза; 4 - синхроимпульсы; 5 - тормозное усилие; 6 - ток в обмотке управления регулятора давления; 7 - усилие в нижнем сечении каната поднимающейся ветви; 8 - теоретическая кривая усилия в нижнем сечении каната; 9 - скорость подъемного сосуда; 10 - нулевая линия усилия в нижнем сечении каната.

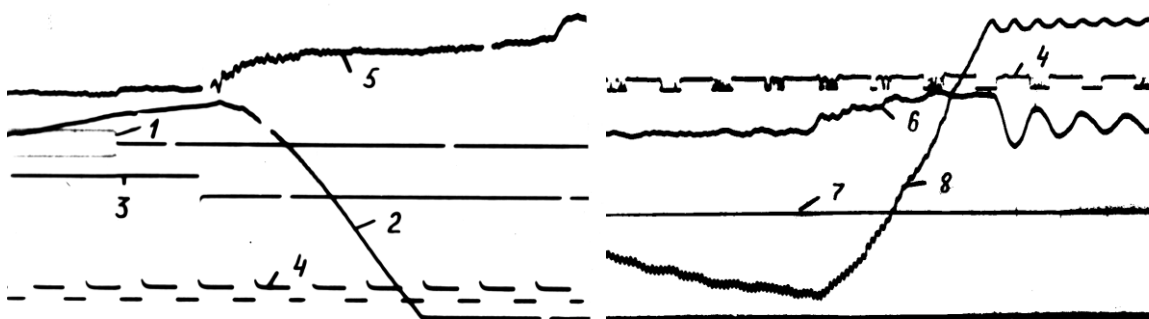


Рис. 2.8. Осциллограммы процесса предохранительного торможения при спуске груза на отметке 80 м шахты “Октябрьская” ПО “Макеевуголь” (главный подъем): 1 - ток статора приводного двигателя; 2 - скорость подъемной машины; 3 - момент срабатывания предохранительного тормоза; 4 - синхроимпульсы; 5 - тормозное усилие; 6 - усилие в нижнем сечении каната поднимающейся ветви; 7 - нулевая линия усилия; 8 - скорость подъемного сосуда.

Исследовалась также динамика подъемных установок при торможении в режиме спуска груза. Приведенные для примера на рисунке 2.8 осциллограммы показывают изменение кинематических параметров подъемной машины и груженого сосуда и динамических усилий в канате при спуске груза на главной

подъеме шахты “Октябрьская” ПО “Макеевуголь”. После разгона подъемной машины до скорости 9,2 м/с был включен предохранительный тормоз на отметке 80 м и произошло торможение со средним замедлением 2,32 м/с². За время холостого хода тормоза $t_{х.х}=0,45$ с скорость подъемной машины увеличилась на 0,35 м/с, максимальное значение мгновенного замедления в конце периода торможения составило 3,14 м/с². Максимальное динамическое усилие составило 37 % от веса опускаемого груженого сосуда, что соответствует результатам математического моделирования с погрешностью 6,2 %.

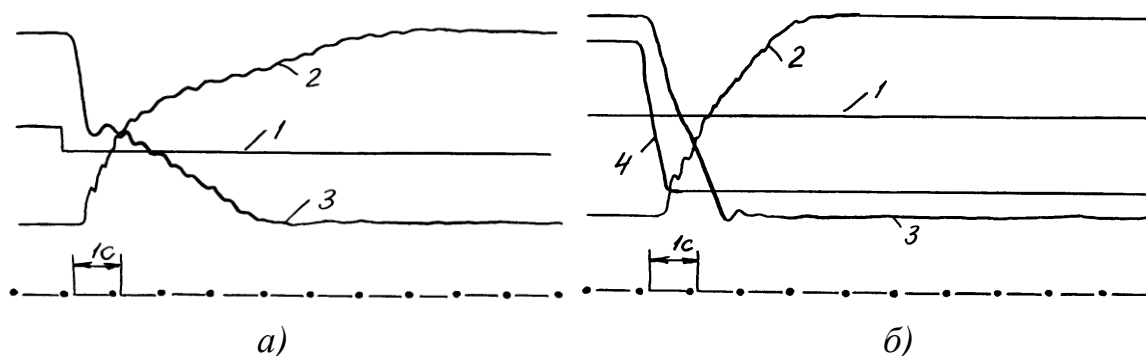


Рисунок 2.9 - Осциллограммы изменения тормозного усилия и давления в цилиндре привода пневмопрусинного тормоза при предохранительном (а) и рабочем (б) торможении: 1 - момент срабатывания предохранительного тормоза; 2 - тормозное усилие скорость подъемной машины; 3 - давление в цилиндре привода тормоза; 4 - ток в обмотке управления регулятора давления.

Коэффициент диссипации, учитывающий рассеивание энергии при колебаниях, для этой подъемной установки по результатам экспериментов $\mu_k=0,012$ с.

Для сравнения характеристик нарастания тормозного усилия при предохранительном и рабочем торможении на рисунке 2.9 приведены осциллограммы тормозных усилий и изменения давления в цилиндре привода при срабатывании предохранительного тормоза и резком включении рабочего тормоза на угольном подъеме шахты “Краснолиманская” ПО “Красноармейскуголь”, оборудованном подъемной машиной 1×5,5×6,0 с пневмопрусинным приводом тормоза.

При срабатывании предохранительного тормоза (линия 1 на рисунке 2.9, а) нарастание тормозного усилия (кривая 2) происходит по двухступенчатой характеристике, излом которой объясняется закрытием регулирующих клапанов и последующим выходом сжатого воздуха из цилиндра только через дроссельные шайбы. Кривая 3 показывает изменение давления в цилиндре тормозного привода при предохранительном торможении.

Резкое включение рабочего тормоза вызывает более интенсивное приложение тормозного усилия (рисунок 2.9, б). Через 3,2 с после начала перемещения рукоятки сельсинного командоаппарата рабочего тормоза (изменение тока

в обмотке управления регулятора давления показано кривой 4) тормозное усилие достигает максимального значения. Это может привести к возникновению замедления барабана подъемной машины в режиме подъема груза, превышающего допустимое значение 5 м/с^2 и вызвать возникновение аварийной ситуации.

Время холостого хода тормоза при предохранительном торможении составило 0,55 с, что свидетельствует о необходимости модернизации существующей пневмосистемы управления приводом тормоза, так как согласно требованиям Правил безопасности [1] время холостого хода пневмопружинного тормоза не должно превышать 0,3 с.

Результаты обработки осциллограмм, полученных при проведении шахтных экспериментов на действующих подъемных установках, и сравнение их с данными теоретического исследования приведены в таблице 2.1. Анализируя их, можно сделать вывод о некотором завышении величин динамических усилий в канате, полученным теоретически. Разницу между теоретическими и экспериментальными результатами можно объяснить тем, что при разработке математической модели подъемной установки пренебрегалось учетом сил сопротивления при движении сосуда и имелись погрешности при определении действительных длин отвеса каната при шахтных экспериментах.

Таблица 2.1

Сравнение результатов теоретического и экспериментального исследования динамики подъемных установок в режимах торможения

Подъем	Длина отвеса каната, м	Максимальная амплитуда динамического усилия, кН	Погрешность, %	Частота, Гц	Погрешность, %
Вспомогательный подъем шахты “Октябрьская”	60	32,4/31,1	4,1	0,56/0,62	10,7
	185	46,6/43,2	7,2	0,92/0,94	2,2
	200	41,2/37,9	8,0	0,94/0,97	3,2
Главный подъем шахты “Октябрьская”	80	63,3/59,4	6,2	1,18/1,14	3,2
	220	70,2/72,4	3,2	0,98/0,94	4,2
	400	88,1/79,2	10,2	0,73/0,69	4,8
Вспомогательный подъем шахты им. Бажанова	150	49,3/48,2	2,3	0,89/0,85	4,2
	220	54,0/51,3	4,8	0,74/0,72	2,7
	410	63,2/59,8	5,2	0,57/0,54	6,3

Примечание: перед чертой приведены теоретические данные, после - экспериментальные.

2.4 Структура системы обеспечения безопасности эксплуатации шахтных подъемных установок в режимах торможения

Проведенные теоретическое и экспериментальное исследования режимов торможения шахтных подъемных установок, а также опыт их эксплуатации свидетельствуют о том, что применение механического тормоза, являющегося исполнительным органом защит и системы управления, может вызвать возникновение аварийной ситуации. Это подтверждается анализом причин многочисленных аварий на действующих подъемных установках с тяжелыми последствиями, сопровождающихся набеганием подъемного сосуда на канат или скольжением канатов по ведущему шкиву трения.

Особенно опасным является резкое наложение полного тормозного момента, что возможно при резком включении машинистом рабочего тормоза или при неправильно спроектированной или налаженной системе предохранительного торможения. Таким образом, существующие системы рабочего и предохранительного торможения не всегда обеспечивают безаварийную и безопасную эксплуатацию подъемных установок при торможении механическим тормозом, так как они могут сами явиться источником возникновения аварий. Появление таких экстремальных ситуаций в процессе эксплуатации шахтных подъемных установок так же обуславливается пока еще недостаточно научно обоснованными требованиями нормативных документов к режимам торможения.

Повысить надежность и безаварийность эксплуатации шахтных подъемных установок можно только при комплексном подходе к совершенствованию как систем рабочего и предохранительного торможения, так и нормативных требований к режимам торможения.

На рисунке 2.10 показана структура системы обеспечения безопасности эксплуатации шахтных подъемных установок в режимах торможения, реализация которой позволяет решить поставленную задачу.

Для этого необходимо научно обосновать критерии безопасности подъемных установок с учетом результатов исследования динамики подъемной установки и тормозного привода как единой механической системы с распределенными и сосредоточенными параметрами. Это позволит разработать уточненные нормативные требования Правил безопасности к допустимым замедлениям и тормозным моментам.

Выполнить эти требования на практике возможно только за счет совершенствования тормозной системы подъемных установок путем применения систем регулируемого рабочего и предохранительного торможения, включающих новые функциональные элементы. Применение комплекса разработанных технических решений позволяет обеспечить надежную и безопасную эксплуа-

тацию шахтных подъемных установок в режимах рабочего и предохранительного торможения.

2.5 Обоснование критерия выбора допустимых величин замедлений при подъеме груза

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования режимов торможения подъемных установок с учетом их динамики и кинематики в период набегания сосуда на канат позволяют более точно оценить величину динамического усилия в канате при растягивающем ударе. Так например, из анализа графиков, приведенных на рисунке 3.12, следует, что сам факт набегания может вызвать появление динамического усилия в канате даже не превышающего статического (минимумы на кривых 1, 2 и 3) и коэффициент динамичности в этом случае не превысит 2. Но в то же время увеличение начальной скорости подъемной машины в момент включения тормоза до 3...5м/с приводит к возрастанию коэффициента динамичности до 2,9...3,1.



Рис. 2.10. Структурная схема системы обеспечения безопасности эксплуатации шахтных подъемных установок в режимах торможения

Учитывая, что включение, как рабочего, так и предохранительного тормоза может произойти на любой скорости и в любой точке ствола, необходимо ориентироваться на худший случай, то есть для рассматриваемой подъемной установки коэффициент динамичности при растягивающем ударе в реальном диапазоне скоростей может составить 2,9...3,1.

Соответствующие параграфы Правил безопасности [1] регламентируют минимальные запасы прочности каната по отношению к суммарному разрывному усилию в момент его навески в зависимости от назначения и типа подъемной установки. В работах д.т.н. В.И. Бережинского [5, 6] показано, что при эксплуатации шахтных подъемных канатов вследствие коррозионного износа и механического истирания проволок каната их запас прочности значительно снижается. Полученные им регрессивные зависимости свидетельствуют о том, что агрегатная прочность каната уменьшается с ростом потери сочетания металла в 1,5...2,0 раза, а для отдельных канатов в пределах допустимых значений потери сечения металла - в 2,4...2,8 раза. Поэтому усилия, возникающие на канатах при резком рабочем торможении, оказываются соизмеримыми с прочностью изношенных канатов. Этим и объясняются случаи обрыва каната при растягивающем ударе в результате резкого торможения подъемной установки с последующим набеганием сосуда.

Кроме того, факт набегания сосуда на канат нежелателен из-за потери управляемости сосуда в момент разобщенного движения и отсутствия возможности контроля его кинематических параметров. Расслабление каната в нижнем сечении может привести к нарушению его конструкции на сжимаемом участке, а последующий растягивающий удар - к изменению параметров свивки каната и уменьшению его агрегатной прочности.

На подъемных установках, используемых для транспортирования людей, набегание сосуда на канат опасно своим психофизиологическим воздействием, так как даже при отсутствии обрыва каната возможно травмирование людей в результате резкого изменения ускорения падающей клетки в момент растягивающего удара.

Результаты проведенного исследования динамики динамики и кинематики подъемной установки в экстремальных режимах торможения свидетельствуют о том, что приложение полного тормозного усилия с высокой интенсивностью его нарастания может привести к возникновению аварийной ситуации. Такая ситуация появляется при набегании поднимающегося сосуда на канат и последующем растягивающем ударе, нежелательные последствия которого описаны в этом разделе.

С учетом приведенных выше доводов очевидно, что для определения критических параметров при торможении подъемной установки - допустимого замедления и величины тормозного усилия основным критерием должно быть условие недопущения набегания сосуда на канат при подъеме груза как при предохранительном, так и при рабочем торможении.

2.6 Допустимые замедления при рабочем торможении

Как было показано выше, одним из критериев безопасности при торможении подъемной установки должно быть отсутствие набегания подъемного сосуда на канат при подъеме груза. Для этого необходимо выполнение заданной характеристики замедления и, соответственно, диаграммы изменения тормозного момента.

Замедление, при котором усилие в нижнем сечении каната поднимающейся ветви снижается до нуля, а разница скоростей между органом навивки и сосудом в этот момент равна нулю, можно назвать критическим [7]. Выполнение этих условий описывается выражениями (3.32) и (3.33).

Так как величина критического замедления зависит только от параметров подъемной установки, т.е. внутренних свойств системы, то при его определении можно исходить из того, что на систему действует постоянное по величине тормозное усилие, прикладываемое мгновенно с нулевым временем холостого хода. С помощью математической модели подъемной установки (3.16) для различных соотношений массы каната к массе концевого груза и массы концевого груза к массе вращающихся частей определялось динамическое усилие в нижнем сечении каната поднимающейся ветви при наложении тормозного усилия по экспоненциальному закону с постоянной времени $T=0,3$ с (минимально возможная по результатам экспериментов постоянная времени для существующих тормозных приводов) и нулевым временем холостого хода. Было показано, что при рабочем торможении эти характеристики рабочего тормоза соответствуют наиболее опасному режиму торможения, сопровождающемуся набеганием сосуда на канат. Варьируя кратностью тормозного усилия γ_T , можно получить его предельное значение $\gamma_{кр}$, при котором будут выполняться условия (3.32) и (3.33). Затем при этом фиксированном значении $\gamma_{кр}$ определяется величина критического замедления $a_{кр}$, обеспечивающая ненабегание сосуда на канат при подъеме груза

$$a_{кр} = \frac{F_{m \max} + T_{cm}}{m_i}, \quad (2.8)$$

где $F_{m \max}$ - максимальное значение тормозного усилия при предельном значении γ , T_{cm} - разность статических усилий на ободе барабана; m_i - приведенная к ободу барабана масса подъемной установки.

Формула (2.8) позволяет определить замедление подъемной установки как абсолютно жесткой системы, которое можно довольно просто использовать при выборе параметров тормозной системы и ее наладке для обеспечения безопасных режимов торможения подъемной установки.

Варьируя указанными выше параметрами, были просчитаны предельные кратности тормозного усилия и соответствующие им значения критических за-

медлений. На рисунке 2.11 показаны зависимости критических замедлений от отношения массы каната к массе концевого груза для различных массивностей вращающихся частей подъемной машины. Анализ полученных зависимостей показывает необходимость учета этих факторов при определении допустимых величин замедлений и тормозных моментов, регламентируемых нормативными документами [1, 8]. Так, например, увеличение приведенной массы вращающихся частей подъемной установки на 25 % (кривые 3 и 4 на рисунке 2.11) вызывает уменьшение критических величин замедлений на 17...30 % в зависимости от отношения массы каната к массе концевого груза. Однако даже минимальное значение критического замедления (кривая 4 при $m_k/m_{\text{гп}}=1,2$ и $m_1/m_{\text{гп}}=0,75$) почти в три раза превышает рекомендуемое Правилами технической эксплуатации [8] значение расчетного рабочего замедления $a_p=0,75 \text{ м/с}^2$. В тоже время существующие системы управления рабочим торможением должны обеспечивать получение в случае необходимости трехкратного запаса тормозного усилия (для вертикальных подъемных установок) как для рабочего, так и для предохранительного тормоза.

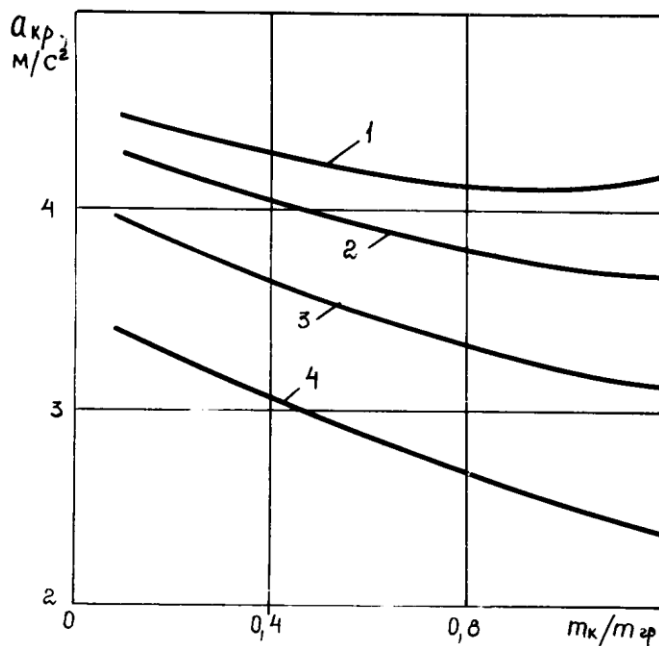


Рис. 2.11. Зависимости критических замедлений от отношения массы каната к массе концевого груза для различных массивностей вращающихся частей подъемной установки: 1 - при $m_1/m_{\text{гп}}=0,00$; 2 - при $m_1/m_{\text{гп}}=0,25$; 3 - при $m_1/m_{\text{гп}}=0,50$; 4 - при $m_1/m_{\text{гп}}=0,75$.

Поэтому для существующих систем управления приводом рабочего тормоза из-за их ограниченных возможностей предложено распространить на режим рабочего торможения нормы на допустимые замедления, принятые сейчас для режима предохранительного торможения. При разработке норм на допустимые замедления и тормозные моменты с учетом дальнейшего оснащения

подъемных машин системами регулируемого торможения необходимо предусмотреть снижение допустимых замедлений, особенно для режима рабочего торможения, до величин, показанных на рисунке 2.11 с целью создания более комфортных и безопасных условий эксплуатации подъемных установок.

2.7 Выбор и обоснование способа управления рабочим торможением шахтных подъемных машин

Результаты проведенных теоретического и экспериментального исследований свидетельствуют о том, что при резком включении машинистом рабочего тормоза вследствие приложения максимального значения тормозного момента с максимальной скоростью его нарастания может произойти набегание подъемного сосуда на канат, что опасно большими динамическими нагрузками на элементы подъемной машины и возможностью обрыва подъемного сосуда.

Для обеспечения безаварийной эксплуатации подъемных установок в таких ситуациях предлагалось несколько вариантов устройств управления рабочим торможением подъемной машины.

Применение устройств [9, 10, 11], реализующих обратную связь по величине замедления органа навивки, затруднительно вследствие увеличения инерционности тормозного привода и сложности технической реализации получения действительной величины замедления. Надежность таких замкнутых систем регулирования процесса торможения значительно уменьшается с увеличением числа элементов, используемых для осуществления этого способа.

Устройство для управления рабочим торможением [12, 13], разработанное в тресте “Донецкуглеавтоматика”, предусматривает ступенчатое приложение тормозного момента при резком включении рабочего тормоза. Включение нелинейного элемента в цепь управления регулятора давления существенно ограничивает оперативность управления рабочим тормозом и увеличивает инерционность тормозной системы подъемной машины. Также при использовании этого устройства не исключена возможность нарастания тормозного момента до величины, при которой замедление подъемной машины может выйти за допустимые пределы. Величина пути торможения при значительном увеличении постоянной времени тормоза на втором участке характеристики тормозного момента также увеличивается и при этом возникает опасность переподъема.

Обеспечить безаварийную эксплуатацию шахтных подъемных установок при резком включении рабочего тормоза позволяет реализация способа управления рабочим торможением шахтной подъемной машины [14], разработанного в ГГА Украины.

На рисунке 2.12 приведена диаграмма изменения тормозного момента, иллюстрирующая сущность этого способа. Обеспечение безаварийности при резком включении рабочего тормоза вследствие неправильных действий машиниста подъема достигается тем, что торможение подъемной машины производят в несколько периодов.

В первом периоде тормозной момент увеличивают от нуля до величины M_1 , соответствующей условиям ненабегания подъемного сосуда на канат для режима подъема груза. Максимальную величину тормозного момента M_1 определяют для каждой конкретной подъемной установки соответствующим расчетом. Характеристика тормозного момента в этом периоде соответствует участку 1 (рис. 2.12).

Во втором периоде величину тормозного момента оставляют постоянной и равной ее максимальному значению в первом периоде. Продолжительность второго периода определяется от конца периода нарастания тормозного момента в первом периоде до останова подъемной машины (участок 2).

В третьем периоде тормозной момент увеличивают без ограничения интенсивности его нарастания до максимального значения (участок 3), соответствующего стопорению подъемной машины. Согласно требованиям Правил безопасности [1], рабочий тормоз для вертикальных подъемных установок в случае необходимости должен обеспечивать тормозной момент не менее 3-кратного статического момента нагрузки при заторможенном состоянии машины.

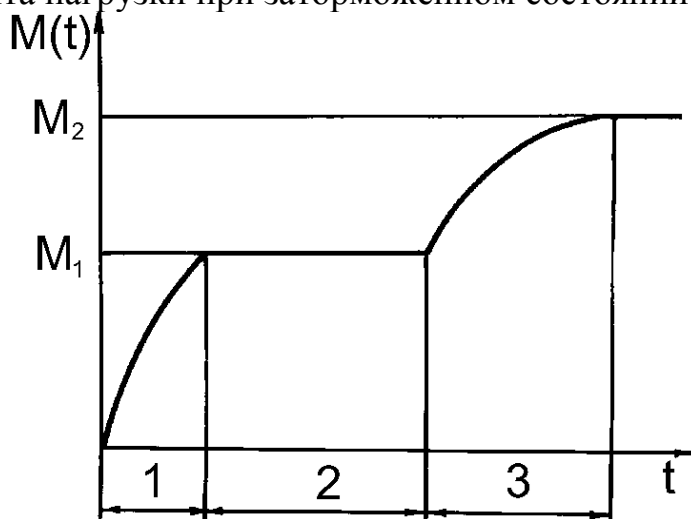


Рис. 2.12. Диаграмма нарастания тормозного момента при рабочем торможении

Реализация описанного способа управления рабочим торможением позволяет обеспечить выполнение необходимой характеристики замедления при подъеме груза. Результаты исследований динамики подъемной установки (глава 3) показали, что возможна форсировка нарастания тормозного момента до максимальной величины до останова подъемной машины, т.е. когда скорость барабана снизится до безопасной скорости резкого торможения [15]. Согласно графикам на рисунке 2.8, значение безопасной скорости резкого торможения зависит от параметров подъемной установки, которые определяют допустимую величину тормозного момента во втором периоде. Для обеспечения более рационального использования запаса тормозного усилия (при условии выполнения необходимой характеристики замедления) значение безопасной скорости

резкого торможения необходимо выбирать в диапазоне 0,3...1,2 м/с [16], что практически не влияет на путь торможения.

В общем случае, для предотвращения обратного хода после останова органа навивки (когда $M_1 < M_{cm}$), необходимо, чтобы $v_0 > 0$ при соответствующей максимальной интенсивности нарастания тормозного момента.

Когда $M_1 > M_{cm}$, для обеспечения необходимой оперативности управления при проведении маневровых операций необходимо, чтобы v_0 принимала наибольшее возможное значение. Для каждой конкретной подъемной установки значения M_1 и v_0 определяются соответствующим расчетом.

Если в любом периоде значение тормозного момента не выходит за пределы, допускаемые критической диаграммой (рисунок 2.12), то схема ограничения тормозного момента для реализации предложенного способа не должна влиять на процесс управления рабочим тормозом подъемной машины. Инерционность тормозной системы при этом не увеличивается, что позволяет машинисту оперативно выполнять заданную тахограмму подъема, в особенности, на участке основного замедления.

2.8 Системы регулируемого рабочего торможения шахтных подъемных машин

Для реализации предложенного способа управления рабочим торможением разработаны два варианта системы регулируемого рабочего торможения (СРРТ), обеспечивающей безопасность эксплуатации подъемной установки при резком включении рабочего тормоза.

При скорости движения подъемной машины большей, чем безопасная скорость резкого торможения, тормозной момент, который может приложить машинист, должен ограничиваться величиной, не вызывающей появления замедлений, превышающих допустимые.

Структурная схема СРРТ для пневмогрузового привода тормоза представлена на рисунке 2.13 и содержит следующие функциональные устройства:

- пороговое устройство (ПУ), выдающее командные сигналы (включить, отключить) на регулируемый стабилизатор тока при достижении на выходе тахогенератора заданного порога срабатывания;
- регулируемый стабилизатор тока (РСТ), который выполняет функцию ограничения тока в обмотке управления регулятора давления заданной величиной;
- стабилизатор опорного напряжения (СОН) для питания и подачи на пороговое устройство опорного напряжения;
- схема местного включения (отключения) БАОТМ.

Принцип работы СРРТ заключается в следующем.

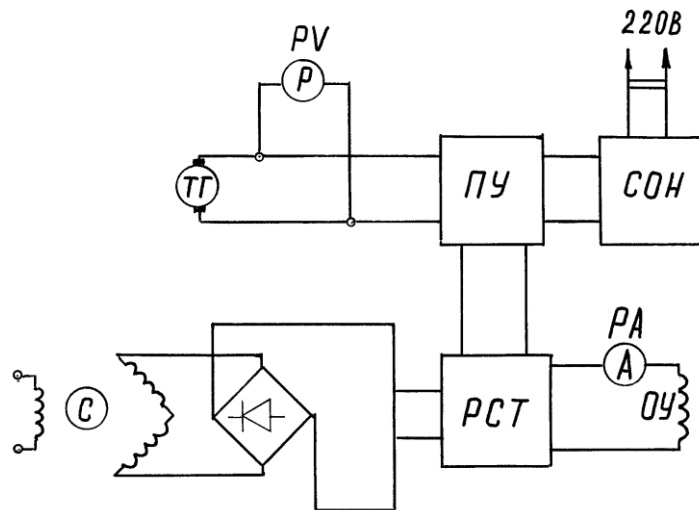


Рис. 2.13. Структурная схема системы регулируемого рабочего торможения для шахтных подъемных машин с пневмогрузовым приводом тормоза

Напряжение задания тормозного момента поступает с сельсинного командоаппарата (С) на регулируемый стабилизатор тока, который выполняет функции ограничения тока в обмотке управления (ОУ) регулятора давления.

Управление РСТ производится пороговым устройством, на вход которого подается напряжение с тахогенератора (ТГ), кинематически связанного с органом навивки подъемной машины. Для питания ПУ и выдачи опорного напряжения применен стабилизатор опорного напряжения (СОН), который подключается к сети 220 В.

На рисунке 2.14 приведена принципиальная схема системы регулируемого рабочего торможения барабанных подъемных машин, оборудованных пневмогрузовым приводом тормоза. Для этих тормозных приводов увеличение тормозного момента при рабочем торможении производится впуском сжатого воздуха в рабочий цилиндр, для чего машинист рукояткой сельсинного командоаппарата С увеличивает напряжение на обмотке управления ОУ регулятора давления.

Разработанная схема включается в цепь сельсин - обмотка управления регулятора давления и состоит из ограничителя тормозного момента и управляющего порогового устройства. Ограничитель тормозного момента представляет собой стабилизатор напряжения, собранный на транзисторах V15, V16 и стабилитроне V13. Управляющее пороговое устройство собрано на основе параметрических стабилизаторов R1-V9 и ключа, состоящего из стабилитрона V10, резистора R3 и транзистора V14, работающего в ключевом режиме.

Значение тока стабилизации определяется экспериментально из условий создания допустимого тормозного момента для выполнения необходимой характеристики замедления. Допустимое давление в цилиндре рабочего тормоза определяется соответствующим расчетом с использованием передаточного отношения и конструктивных параметров привода рабочего тормоза.

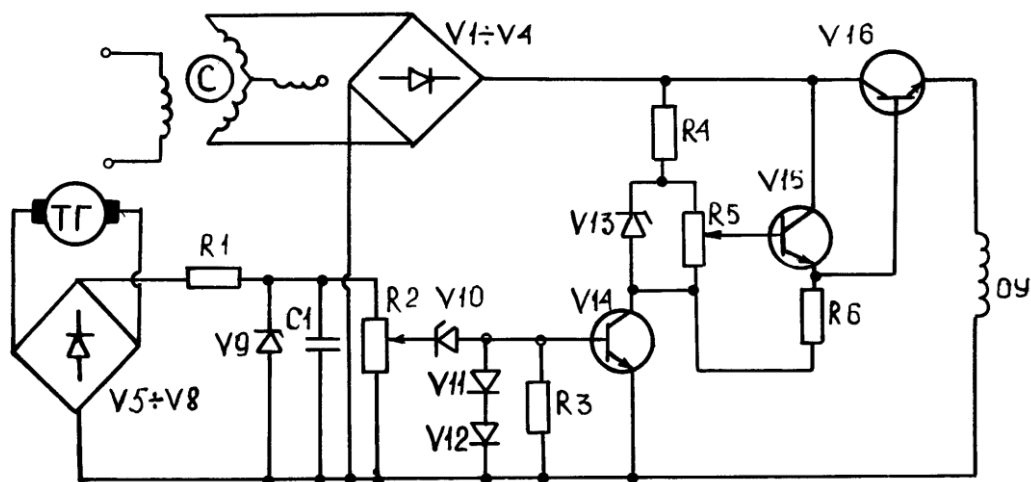


Рис. 2.14. Принципиальная схема системы регулируемого рабочего торможения для шахтных подъемных машин с пневмогрузовым приводом тормоза

Для гашения коллекторных пульсаций и улучшения условий работы стабилитрона $V9$ параллельно ему включен конденсатор $C1$. Плавная регулировка напряжения с выхода параметрического стабилизатора осуществляется резистором $R2$.

Порог срабатывания порогового устройства зависит от величины безопасной скорости резкого торможения и определяется напряжением стабилизации, а также типом стабилитрона $V10$. Для защиты транзистора $V14$ установлены последовательно включенные диоды $V11$ и $V12$.

Питание обмотки управления регулятора давления осуществляется от сельсинного командоаппарата через регулирующий транзистор $V16$. Для усиления входного сигнала по мощности используется эмиттерный повторитель, собранный на транзисторе $V15$ и резисторе $R6$. Регулировка величины ограничения тормозного момента осуществляется резисторами $R4$, $R5$ и выбором типа стабилитрона $V13$ с определенным напряжением стабилизации.

При скорости движения подъемной машины большей, чем безопасная скорость резкого торможения, в зоне допустимых значений тормозного момента схема не влияет на процесс управления рабочим тормозом. Однако при резком включении рабочего тормоза и соответственно увеличении напряжения на выходе сельсинного командоаппарата за счет падения напряжения на транзисторе $V16$ ограничивается напряжение на обмотке управления. При этом накладывается ограничение на рост тормозного момента и замедление органа наививки не превышает допустимых значений. После снижения скорости подъемной машины до значения безопасной скорости резкого торможения напряжение на $V9$ уменьшается, что приводит к закрытию стабилитрона $V10$ и транзистора $V14$. В свою очередь, на базу транзисторов $V15$ и $V16$ подается полное напряжение с выхода полупроводниковых выпрямителей $V1...V4$, вследствие чего снимается ограничение на возрастание напряжения на обмотке управления и соответственно тормозного момента, необходимого при стопорении.

Внешний вид экспериментального образца СРРТ для пневмогрузового привода тормоза показан на рисунке 2.15.

Затормаживание подъемных машин серии МПБ и МПМ, оборудованных пневмопружинным приводом тормоза, производится выпуском сжатого воздуха из тормозного цилиндра.

Нарастание тормозного усилия для тормозных приводов этого типа вызывается уменьшением тока в обмотке управления регулятора давления.

Для такого привода тормоза разработана усовершенствованная система регулируемого рабочего торможения [17], позволяющая обеспечить без увеличения его инерционности безаварийную эксплуатацию подъемных установок при рабочем торможении.

Структурная схема этой системы приведена на рисунке 2.16. В нее входят следующие основные функциональные устройства:

- диодный мост для преобразования напряжения переменной полярности от тахогенератора, связанного с барабаном, в напряжение постоянного тока;
- стабилизатор напряжения, позволяющий преобразовать напряжение, снимаемое с тахогенератора в диапазоне 15...240 В, в выходное регулируемое напряжение в диапазоне 5...15 В;
- элементы индикации, которые позволяют визуально контролировать значение напряжения, снимаемого с тахогенератора, и значение тока, протекающего через обмотку управления регулятора давления.

Схема электрическая принципиальная усовершенствованной системы управления рабочим тормозом с пневмопружинным приводом приведена на рисунке 2.17.

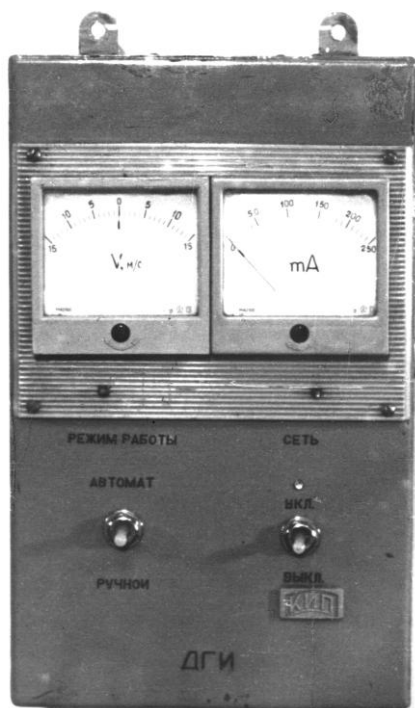


Рис. 2.15. Экспериментальный образец системы регулируемого рабочего торможения для пневмогрузового привода тормоза

Напряжение задания тормозного усилия со вторичной обмотки сельсинного командоаппарата C выпрямляется полупроводниковыми выпрямителями $V1...V4$ и подается на обмотку управления OY регулятора давления. Параллельно обмотке управления подключен блок автоматического ограничения тормозного момента (БАОТМ), питание и управление которого осуществляется от тахогенератора $ТГ$, кинематически связанного с органом навивки. БАОТМ содержит диод $V11$ (элемент ИЛИ) для коммутации напряжения на обмотке управления, конденсатор $C1$ для сглаживания пульсирующего напряжения, поступающего с полупроводниковых выпрямителей $V5...V8$ и обеспечения нормального режима работы стабилитрона $V9$, резисторы $R1$ и $R2$ для регулировки напряжения на базе транзистора $V10$ и резистор $R3$ для установки значения безопасной скорости резкого торможения.

Так как напряжение на базе транзистора $V10$ постоянно и определяется параметрами резисторов $R1$ и $R2$ и стабилитрона $V9$, падение напряжения на эмиттерно-коллекторном переходе транзистора $V10$ обеспечивает стабильное значение напряжения на обмотке управления и соответственно наложение тормозного момента допустимой величины. При скорости движения подъемной машины большей, чем безопасная скорость резкого торможения, напряжение с выхода тахогенератора уменьшается и вызывает соответствующее уменьшение напряжения на обмотке управления и нарастание тормозного момента до максимального значения, необходимого при стопорении.

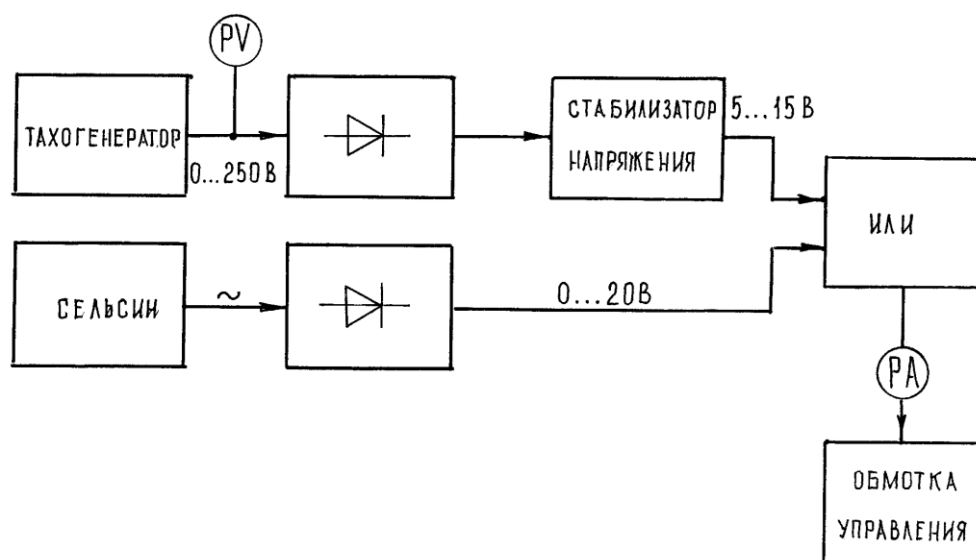


Рис. 2.16. Структурная схема усовершенствованной системы регулируемого рабочего торможения для шахтных подъемных машин с пневмопружинным приводом тормоза

Регулировка предела ограничения тормозного момента осуществляется резистором $R2$ и определяется из условий ненабегания подъемного сосуда на канат. Безопасная скорость резкого торможения зависит от параметров подъ-

емной установки, а ее соответствие допустимому тормозному моменту устанавливается резистором $R3$.

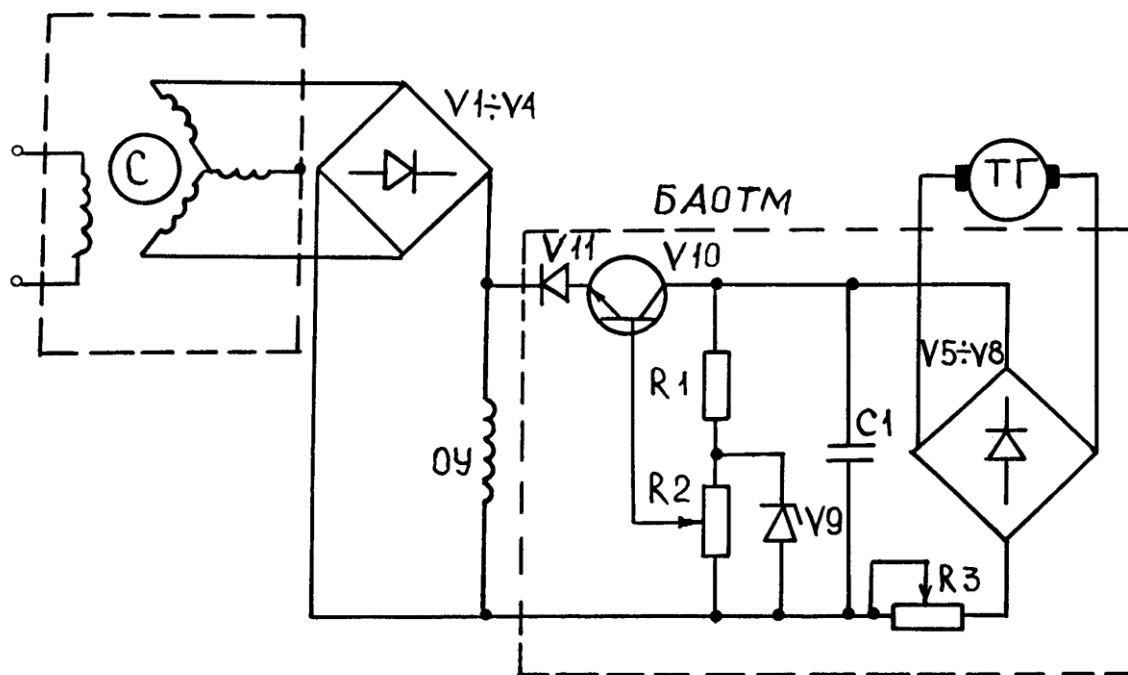


Рис. 2.17. Принципиальная схема системы регулируемого рабочего торможения для шахтных подъемных машин с пневмопрусинным приводом тормоза

Конструктивно блок автоматического ограничения тормозного момента выполнен в виде отдельного блока, реализованного в настольном варианте. Общий вид экспериментального образца БАОТМ с органами управления и индикации приведен на рисунке 2.18.

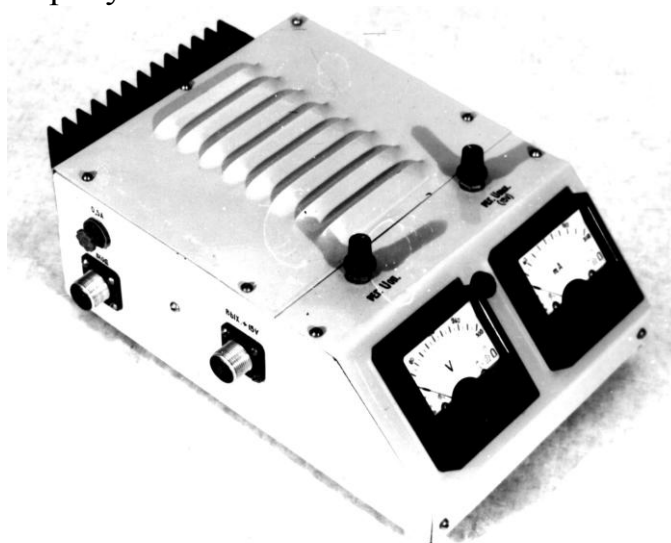


Рис. 2.18. Экспериментальный образец системы регулируемого рабочего торможения для пневмопрусинного привода тормоза

Основные технические данные БАОТМ:

- входное напряжение, поступающее с тахогенератора - 0...250 В;
- входное напряжение, поступающее с сельсинного комондоаппарата на обмотку управления регулятора давления - 0...20 В;
- максимальный ток нагрузки - 200 мА;
- минимальный порог срабатывания - 15 В (что соответствует скорости подъемной машины 0,5...0,7 м/с);
- погрешность срабатывания ограничения по скорости - 0,1 м/с.

Величина ограничения тормозного момента и, соответственно, величина тока в обмотке управления определяются для каждой конкретной подъемной установки соответствующим расчетом.

Для установки необходимого предела ограничения тормозного момента с источника переменного тока через штепсельный разъем “Вход” подается напряжение 220 В. При включении рукоятки рабочего тормоза в положение “Заторможено” резистором $R2$ “рег. $U_{вых}$ ” на панели управления устанавливается необходимая минимальная величина тока в обмотке управления по миллиамперметру на передней панели блока. Затем через штепсельный разъем “Вход” блок подключается к тахогенератору, кинематически связанному с органом навивки подъемной машины.

Величина безопасной скорости резкого торможения и соответствующее ей значение напряжения на выходе тахогенератора устанавливается резистором $R3$ “рег. $U_{он}$ ” на панели управления. Контроль за снятием сигнала ограничения на минимальную величину тока в обмотке управления регулятора давления при регулировке значения безопасной скорости резкого торможения осуществляется визуально с помощью вольтметра на передней панели блока и элемента индикации.

Разработанная усовершенствованная система регулируемого рабочего торможения с применением блока автоматического ограничения тормозного момента позволяет обеспечить приложение допустимого тормозного усилия по заданной характеристике и исключить набегание сосуда на канат и скольжение канатов при резком включении рабочего тормоза для барабанных и многоканатных подъемных установок с пневмопружинным приводом тормоза.

2.9 Тормозная система барабанных подъемных машин с внутренним расположением тормозного привода

Разработанные и освоенные в последние годы Новокраматорским машиностроительным заводом новые унифицированные подъемные машины серии МПУ отличаются от крупных барабанных машин ЦР и 2Ц оригинальной конструкцией тормозных систем, исполнительные органы которых вместе с пневмопружинными приводами находятся внутри барабанов. Эти подъемные машины по сравнению с ранее выпускаемыми имеют меньшие габаритные размеры и металлоемкость, высокое быстродействие тормозных приводов и улуч-

шенные тормозные характеристики, что позволяет применять системы автоматически регулируемого предохранительного торможения.

Тормозная система (рисунок 2.19) состоит из двух исполнительных органов, расположенных внутри тормозных ободьев 32 каждого из барабанов. Исполнительный орган включает в себя тормозную балку 33 с прессмассовыми колодками, угловой рычаг 35, передающий тормозное усилие на замыкающую тягу 34 от штока 36 пневмопружинного привода. Затормаживание происходит при перемещении штока 36 вниз под действием пружинного блока 37, растормаживание - при перемещении поршня 39 вверх в цилиндре 38 тормозного привода, что осуществляется подачей в цилиндр сжатого воздуха.

Источником тормозного усилия в пневмопружинных приводах является усилие предварительно сжатых пружин, собранных в пружинные блоки 37. Каждый тормозной привод оборудован электропневматической системой управления, которая позволяет осуществлять рабочее и предохранительное торможение подъемной машины.

Питание пневмосистемы может осуществляться от шахтной пневмосети или компрессора 12 с приводным электродвигателем 11. Для поддержания заданного давления в главном воздухохранильнике 8 используются редукционный 13 и обратный 10 клапаны, реле давления 9 и установленные на воздухохранильнике предохранительный клапан 3 и манометр 4. Проходя через фильтр 1 и маслораспылители 2 воздух поступает в регулятор давления 7, а также через обратные клапаны 6 и 22 во вспомогательные воздухохранильники 5 и 21 панелей управления. В панель управления также входят электропневматические клапаны и дроссели, позволяющие получать необходимые тормозные характеристики. Величина давления в цилиндре привода контролируется электроконтактными манометрами 26 и 31.

Перед началом рабочего цикла включаются клапаны 14, 15, 23, 24 путем подачи напряжения на обмотки управления соответствующих электропневматических вентилях. При этом через регулятор давления сжатый воздух поступает в цилиндры приводов тормоза и подъемная машина растормаживается. В процессе выполнения заданной тахограммы подъема машинист может регулировать тормозной момент от нуля до максимального.

При предохранительном торможении автоматически обесточиваются обмотки управления электропневматических вентилях, установленных на клапанах 14-16 и 23-25. Регулятор давления отсекается от цилиндров, из которых начинается выпуск воздуха в атмосферу. Для уменьшения времени холостого хода тормоза на выходах клапанов 14, 15 и 23, 24 установлены выхлопные устройства 19 и 25, через которые часть сжатого воздуха выпускается из цилиндров. При срабатывании клапанов 16 и 28 включается первая ступень торможения, величина которой определяется настройкой дросселя 27. Клапаны 18 и 30 и дроссели 77 и 29 предназначены для реализации системы регулируемого предохранительного торможения. При отказе клапанов 15 или 24 выпуск воздуха из цилиндров тормозных приводов происходит через клапаны 14 и 23, которые

являются резервными. Для управления механизмом перестановки барабанов в одной из панелей управления установлен дополнительный электропневматический клапан 20.

Величина тормозного усилия при рабочем торможении определяется на выходе регулятора давления и, соответственно, в цилиндре тормозного привода и регулируется при выполнении заданной тахограммы машинистом подъема или автоматически. При возникновении аварийного режима и срабатывании аппаратуры защиты происходит предохранительное торможение. Характеристика нарастания тормозного усилия в этом случае определяется конструктивными параметрами и настройкой электропневматической системы управления приводом тормоза.

2.10 Быстродействующая система управления пневмопружинным приводом тормоза

В связи с ужесточением нормативных требований Правил безопасности [1] в части времени холостого хода с 0,5 с до 0,3 с для пневмопружинных тормозных приводов опыт эксплуатации показал необходимость их модернизации с целью повышения быстродействия. Однако применение быстродействующих приводов для подъемных установок с большим замедлением свободного выбега приводит к приложению максимального тормозного момента еще до останова органа навивки и превышению допустимых замедлений. В свою очередь, это вызывает необходимость реализации двухступенчатой характеристики тормозного момента для подъемных машин с пневмопружинным приводом тормоза, где один цилиндр используется как для рабочего, так и для предохранительного торможения.

Плавное нарастание тормозного усилия на второй ступени довольно просто можно обеспечить дросселированием сжатого воздуха на выходе из цилиндра тормозного привода. Поэтому основной целью усовершенствования пневмосистемы управления являлось повышение быстродействия тормозного привода.

Использование для этого нормально закрытых стандартных регулирующих клапанов не всегда обеспечивает выполнение требований Правил безопасности к максимальному времени холостого хода. Поэтому разработано устройство, применение которого позволяет исключить указанные недостатки существующих пневмосистем управления пневмопружинным приводом тормоза и повысить безопасность эксплуатации шахтных подъемных установок.

На рисунке 2.20 показана принципиальная схема этого устройства. Основным элементом является регулирующее приспособление 6, выполненное в виде цилиндра 7 с поршнем 8, образующими клапанный блок выхлопа 9 на одном конце, а на другом конце - камеру управления 10, которая соединена через регулирующий дроссель 11 с исходящим патрубком 12 трехлинейного электропневматического клапана 4.

Камера управления одним выходом соединена с атмосферой через нормально закрытый перепускной клапан 13, а вторым через двухлинейный электропневматический клапан 14, обмотка управления которого соединена через регулирующий резистор 15 с тахогенератором, кинематически связанным с органом навивки подъемной машины. Как и в стандартной схеме, тормозной цилиндр 1 пневмопружинного привода соединен подводным 2 и нагнетательным трубопроводом 3 через трехлинейный электропневматический клапан 4 с источником сжатого воздуха 5 и, кроме того, с описанным выше регулирующим приспособлением 6.

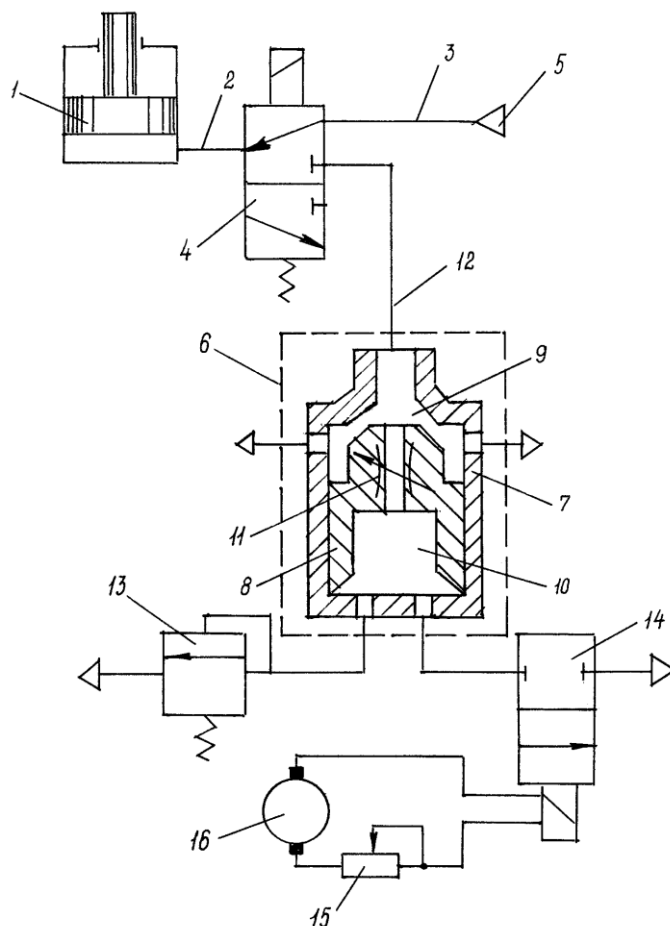


Рис. 2.20. Быстродействующая система предохранительного торможения шахтных подъемных машин с пневмопружинным приводом тормоза

При предохранительном торможении тормозной цилиндр отключается от источника сжатого воздуха трехлинейным электропневматическим клапаном 4 и соединяется с регулирующим приспособлением. Сжатый воздух из тормозного цилиндра поступает через электропневматический клапан 4 и открытый клапанный блок в атмосферу. Одновременно сжатый воздух поступает через регулирующий дроссель 11 в камеру управления 10, давление в которой зависит от проходного сечения дросселя 11 и настройки нормально закрытого клапана 13, который открывается при повышении давления в камере управления до определенной величины. После его закрытия из-за падения давления в ци-

линдре привода и, соответственно, в камере управления, поршень 8 перемещается вверх, прекращая выход сжатого воздуха из цилиндра привода. Это давление должно соответствовать тормозному усилию, не вызывающему превышения допустимых замедлений.

Полное тормозное усилие накладывается после снижения скорости органа навивки до безопасной скорости резкого торможения. Для этого сигнал с тахогенератора открывает двухлинейный электропневматический клапан 14 и давление в цилиндре привода тормоза снижается до атмосферного, так как поршень 8 опускается в исходное положение и воздух из цилиндра полностью выходит через клапанный блок.

Таким образом, применение разработанного устройства позволяет реализовать двухступенчатую характеристику приложения тормозного усилия с одновременным повышением быстродействия тормозного привода вследствие применения нормально открытых ускоряющих клапанов, установленных в непосредственной близости к тормозным цилиндрам.

2.11 Шахтные испытания усовершенствованной тормозной системы подъемных машин

Шахтные испытания усовершенствованной системы управления приводом тормоза были проведены на подъемной машине серии МПУ 1-5х3,8/0,6, установленной на слепом рудоподъемном стволе шахты “Артем 1” рудоуправления им. Кирова ПО “Кривбассруда”. Трудность реализации двухступенчатой характеристики наложения тормозного момента при стандартной пневмосистеме приводом тормоза обусловила возникновение значительных амплитуд колебаний струны каната в подземной наклонной выработке, что приводило к быстрому выходу из строя подъемного каната. При уменьшении сечения дроссельных шайб на линии выхлопа в панели управления тормозным приводом происходило увеличение времени холостого хода тормоза, что вызывало обратный ход барабана при срабатывании аварийного тормоза в начале цикла и жесткую посадку скипа с последующим его деформированием.

Поэтому после обработки результатов экспериментальных исследований был сделан вывод о необходимости совершенствования пневмосистемы управления приводом тормоза с целью увеличения его быстродействия для возможности реализации двухступенчатой характеристики тормозного момента при выполнении соответствующих требований Правил безопасности в части допустимых замедлений в режимах подъема и спуска груза. Сложность решения этого вопроса была обусловлена значительным замедлением свободного выбега (более $1,25 \text{ м/с}^2$) для данной подъемной установки и большим временем срабатывания регулирующих клапанов первой ступени торможения.

Разработанные и описанные выше дополнительные ускоряющие клапаны были установлены на действующей подъемной машине и последующие сравнительные испытания старой и усовершенствованной пневмосистем управле-

ния показали целесообразность такой модернизации для подъемных установок, оборудованных пневмопружинным приводом тормоза.

Для сравнения на рисунке 2.21 приведены осциллограммы режимов торможения для стандартной (а) и усовершенствованной (б) панелей управления приводом тормоза в начале движения грузевого скипа вверх.

После срабатывания предохранительного тормоза (линия 1 на рисунке 2.18, а) и отключения приводного двигателя начинается замедление барабана подъемной машины. Кривая, характеризующая изменение скорости (линия 3) свидетельствует об остановке барабана через 0,8 с после разрыва цепи защиты и последующем обратном ходе барабана. В зависимости от величины зазора между колодками и тормозным ободом, диаметра дроссельных шайб, местоположения сосудов, начальной скорости и давления в тормозных цилиндрах путь, проходимый точкой на окружности навивки при обратном ходе барабана составлял до 1,2 м. Как уже указывалось, это особенно опасно при срабатывании предохранительного тормоза в момент начала движения грузевого скипа. Увеличение диаметра дроссельных шайб на выходе из распределительных клапанов позволяло уменьшить время холостого хода тормоза, но в то же время делало характеристику наложения тормозного момента одноступенчатой с высокой интенсивностью его нарастания. В свою очередь, это приводило к увеличению замедления барабана более 5 м/с^2 и значительным амплитудам колебаний подъемных сосудов и струн канатов.

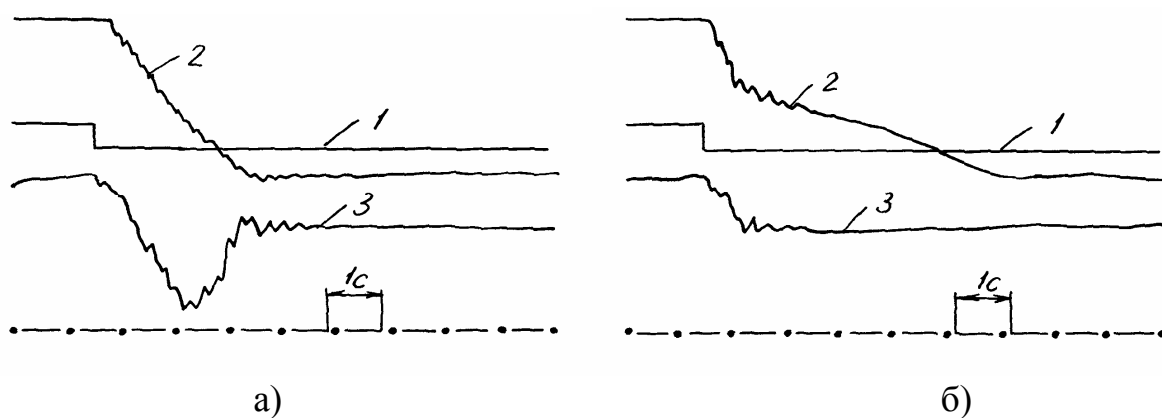


Рис. 2.21. Осциллограммы режимов торможения подъемной установки шахты “Артем 1”: а) стандартная панель управления; б) усовершенствованная панель управления

На рисунке 2.21, б показан аналогичный режим торможения после установки дополнительных ускоряющих клапанов. Уменьшение времени холостого хода с 0,55 с до 0,28 с позволило повысить быстродействие тормоза и реализовать за счет уменьшения диаметра дроссельных шайб двухступенчатую характеристику наложения тормозного усилия. Кривая, характеризующая ступенчатое изменение давления в тормозном цилиндре при включении предохранительного тормоза показана линией 2. Изгиб на этой кривой при снижении давления на 0,21 МПа отражает момент закрытия ускоряющих клапанов и начало выхода воздуха только через дроссельные шайбы.

Анализ результатов испытаний, проведенных на подъеме шахты “Артем 1” позволил сделать вывод о необходимости модернизации тормозных систем по пути их упрощения, оптимизации параметров трубопроводов между приводом тормоза и его панелью управления, оснащения выпускаемых подъемных машин быстродействующими электропневматическими клапанами новой конструкции с большими проходными сечениями.

Аналогичные усовершенствованные системы управления пневмопружиным тормозом после проведения шахтных испытаний успешно эксплуатируются на главных угольных подъемах шахт “Краснолиманская” и “Центральная” ПО “Красноармейскуголь”. Это позволило повысить надежность и безаварийность эксплуатации действующих подъемных установок.

2.12 Промышленное применение результатов

На основе разработанных математических моделей динамических процессов в шахтной подъемной установке и ее тормозном приводе установлены зависимости характеристик тормоза от массовых и жесткостных параметров подъемных установок из условий ненабегания сосуда на канат для барабанных установок. Результаты этих исследований позволили научно обосновать и разработать рациональные параметры системы управления приводом тормоза шахтных подъемных машин.

Методические рекомендации по выбору рациональных параметров системы управления пневматическим приводом тормоза использованы НИИТяжмаш АО “Новокраматорский машзавод” при создании перспективных быстродействующих тормозных систем барабанных подъемных машин серии МПБ и многоканатных подъемных машин серии МПМ.

Проведенные исследования режимов торможения шахтных подъемных установок, а также опыт их эксплуатации показали, что при резком включении машинистом рабочего тормоза снижение скорости подъемной машины может происходить с замедлениями, значительно превышающими допустимые Правилами безопасности и Правилами технической эксплуатации. В связи с тем, что вышеуказанные нормативные документы не только учитывают существующее положение, но и являются основанием для дальнейшего совершенствования подъемных установок и повышения безопасности их эксплуатации были разработаны рекомендации по корректировке требований к режиму рабочего торможения. Эти рекомендации были приняты и использованы МакНИИ по безопасности работ в горной промышленности в § IV-75 второй редакции “Правил безопасности в угольных и сланцевых шахтах” при установлении нормативов на максимальные величины замедлений и тормозных моментов в режиме рабочего торможения.

Разработанные рекомендации и конструктивные решения по совершенствованию тормозных систем управления торможением действующих шахтных подъемных машин внедрены и в настоящее время эксплуатируются на главных

подъемах шахт “Краснолиманская” и “Центральная” ПО “Красноармейскуголь”, а также на слепом рудоподъемном стволе шахты “Артем 1” рудоуправления им. Кирова ПО “Кривбассруда”. Их применение на действующих подъемах было вызвано необходимостью повышения быстродействия тормоза и реализации двухступенчатой характеристики приложения тормозного момента из-за большого замедления свободного выбега подъемных установок. Это позволило обеспечить выполнение требований Правил безопасности к быстродействию тормоза и допускаемым замедлениям в режимах торможения при подъеме и спуске расчетного груза.

Рекомендации по наладке системы управления рабочим торможением подъемных машин с электропневматическим регулятором давления внедрены на действующих подъемах шахт ПО “Красноармейскуголь”. Это позволило правильно подойти к выбору необходимой кратности тормозного момента из условий выполнения требований к допустимым величинам замедлений и для конкретных подъемов повысить безопасность их эксплуатации в режимах рабочего торможения.

Выводы.

1. Полученные при экспериментальном исследовании зависимости нарастания тормозного усилия показали правомочность расчетных схем и допущений, принятых при разработке математической модели пневматического привода тормоза шахтных подъемных машин.

2. С достаточной для практических расчетов точностью при резком включении рабочего тормоза можно принимать экспоненциальный закон нарастания тормозного усилия.

3. Результаты экспериментального исследования также показали правомочность принятых допущений при разработке математической модели процесса торможения подъемной установки как системы с сосредоточенными и распределенными параметрами и необходимость учета рассеивания энергии в канатах при колебаниях.

4. Динамические усилия в канатах подъемной установки в значительной степени зависят от соотношения ее массовых параметров и характеристики приложения тормозного усилия. Резкое включение рабочего тормоза в режиме подъема груза может вызвать набегание поднимающегося сосуда на канат и возникновение аварийной ситуации.

5. Анализ полученных результатов при экспериментальном исследовании свидетельствует о необходимости совершенствования существующих тормозных систем для обеспечения безопасности эксплуатации подъемных установок в режимах рабочего и предохранительного торможения.

6. Результаты исследования динамики подъемной установки как системы с распределенными параметрами подтверждают, что основным критерием для выбора допустимых замедлений подъемной установки при подъеме груза должно быть условие недопущения набегания сосуда на канат. Это условие

должно выполняться как при предохранительном, так и при рабочем торможении.

7. Величину критического замедления при подъеме груза необходимо рассчитывать с учетом фактических массовых и жесткостных параметров подъемной установки.

8. С учетом дальнейшего оснащения подъемных машин системами регулируемого торможения необходимо предусматривать снижение допустимых замедлений, особенно для режима рабочего торможения, с целью создания более комфортных и безопасных условий эксплуатации подъемных установок.

9. Разработан способ управления рабочим торможением шахтных подъемных машин (а.с. № 931637), согласно которому торможение производят в несколько периодов путем изменения тормозного момента по заданной программе, что обеспечивает безопасность эксплуатации подъемной установки при резком включении машинистом рабочего тормоза.

10. Для реализации предложенного способа разработано два варианта системы регулируемого рабочего торможения (а.с. № 962169 и а.с. №1379215), в структуру которой включен блок автоматического регулирования тормозного момента, ограничивающий тормозной момент допустимым значением при скорости подъемной машины большей, чем безопасная скорость резкого торможения.

11. Шахтные испытания основных функциональных узлов разработанной системы обеспечения безопасности эксплуатации шахтных подъемных установок в режимах торможения показали их принципиальную работоспособность и необходимость оснащения такими системами действующих и вновь выпускаемых подъемных машин.

3 ДИНАМИКА СИСТЕМЫ «СОСУД – АРМИРОВКА» В РЕЖИМЕ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО ТОРМОЖЕНИЯ

3.1 Обобщенная динамическая модель взаимодействия подъемных сосудов с армировкой

3.1.1 Разработка математической постановки задачи

Практика эксплуатации подъемных установок показывает, что при срабатывании предохранительного тормоза в системе «сосуд-армировка» возникают интенсивные горизонтальные колебания, сопровождающиеся ударами предохранительных башмаков по проводникам. Эти удары особенно опасны при срабатывании тормоза на участке армировки, подверженного влиянию интенсивной коррозии и механического износа. Исследование процесса влияния вертикальных колебаний подъемных сосудов в режиме торможения на их горизонтальные колебания при взаимодействии с армировкой ствола может быть выполнено в рамках расчетных схем, представленных на рисунках 3.1, 3.2.

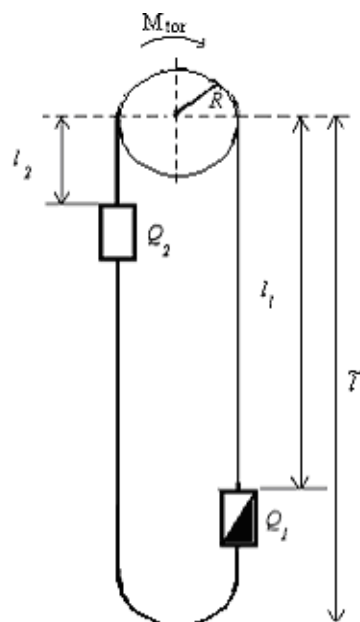


Рис. 3.1. Схема шахтной подъемной установки с уравновешивающим канатом

Физически механизм влияния вертикального движения на горизонтальное обусловлен тем, что при повороте сосудов точки подвеса канатов отклоняются от вертикальной оси на некоторое расстояние, создавая тем самым моменты сил натяжения канатов относительно центров масс сосудов, которые стремятся вернуть сосуды в начальное положение. Это явление создает условия для возникновения колебаний при угловых перемещениях сосудов вокруг горизонтальных осей инерции и их параметрической модуляции со стороны гармонически изменяющихся сил вертикального натяжения канатов (рис. 3.2).

В этой задаче подъемные сосуды моделируются твердыми недеформируемыми телами, которые в горизонтальном направлении упруго опираются в четырех точках на два проводника и перемещаются по ним с определенной вертикальной скоростью до начала торможения. В момент начала торможения из-за упругости канатов сосуды начинают осуществлять вертикальные гармонические колебания.

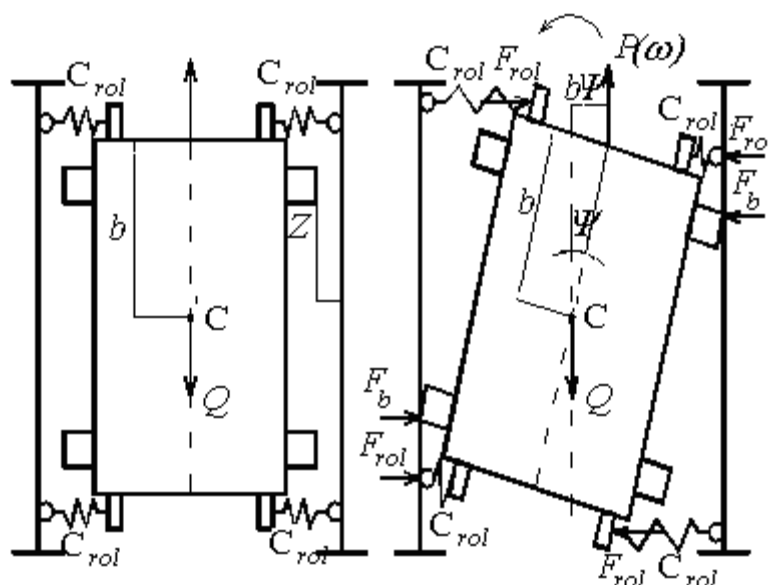


Рис. 3.2. Расчетная схема взаимодействия направляющей подъемного сосуда с проводниками жесткой армировки в режиме торможения

В это же время вследствие разных технических причин (перекоса груза, неравномерности натяжения канатов, искривления проводников и т.д.) сосуды всегда имеют малые угловые колебания в горизонтальной плоскости, которые создают начальные динамические возмущения к началу торможения, на которые накладываются модуляции со стороны вертикальных колебаний. Сосуды совершают колебания в армировке по шести степеням свободы. При торможении эти колебания достигают наибольшей интенсивности.

При разработке математической модели процесса будем считать, что грузы висят на n_g головных канатах, которые моделируются упруго-вязкими весомами нитями с распределенной по длине массой. Сосуды осуществляют поступательное горизонтальное движение вместе с центрами масс и повороты вокруг центров масс. Взаимодействие сосудов с проводниками осуществляется через систему упругих направляющих, установленных на верхнем и нижнем поясах сосуда.

Направляющие сосудов состоят из упругих амортизаторов, которые имеют достаточно малую жесткость, и установленных параллельно ним башмаков, жесткость которых в $50 \div 100$ раз больше. Если амплитуды колебаний малы и башмаки не контактируют с проводниками, то мгновенные жесткости направляющих равны жесткости роликовых амортизаторов. При больших амплитудах

жесткости направляющих равны приведенным жесткостям системы „башмак-проводник”.

Математически движение барабана подъемной машины, колебания подъемных сосудов и канатов описываются следующей системой дифференциальных уравнений с неоднородными граничными и начальными условиями (уравнения вертикальных колебаний головных и уравновешивающих канатов; уравнения угловых (горизонтальных) колебаний сосудов; уравнения вертикальных колебаний подъемных сосудов):

$$\begin{aligned}
J\ddot{\varphi} &= -M_{tor}(t) - R\left(\sum_{k=1}^{n_g} P_{1,k}(0,t) - \sum_{k=1}^{n_g} P_{2,k}(0,t)\right); & (3.1) \\
P_{1,k}(x,t) &= \frac{\partial U_{1,k}(x,t)}{\partial x} EF + K_0 E \frac{\partial^2 U_{1,k}(x,t)}{\partial x \partial t}; \\
P_{2,k}(x,t) &= \frac{\partial U_{2,k}(x,t)}{\partial x} EF + K_0 E \frac{\partial^2 U_{2,k}(x,t)}{\partial x \partial t}, \quad (k=1..n_g); \\
\tilde{P}_{1,k}(x,t) &= \frac{\partial V_{1,k}(x,t)}{\partial x} \tilde{E}\tilde{F} + K_0 \tilde{F} \frac{\partial^2 V_{1,k}(x,t)}{\partial x \partial t}; \\
\tilde{P}_{2,k}(x,t) &= \frac{\partial V_{2,k}(x,t)}{\partial x} \tilde{E}\tilde{F} + K_0 \tilde{F} \frac{\partial^2 V_{2,k}(x,t)}{\partial x \partial t}, \quad (k=1..n_u); \\
\frac{q}{g} \frac{\partial^2 U_{1,k}(x,t)}{\partial t^2} - EF \frac{\partial^2 U_{1,k}(x,t)}{\partial x^2} - K_0 E \frac{\partial^3 U_{1,k}(x,t)}{\partial x^2 \partial t} &= \frac{q}{g} (g + R\ddot{\varphi}); \\
\frac{q}{g} \frac{\partial^2 U_{2,k}(x,t)}{\partial t^2} - EF \frac{\partial^2 U_{2,k}(x,t)}{\partial x^2} - K_0 E \frac{\partial^3 U_{2,k}(x,t)}{\partial x^2 \partial t} &= \frac{q}{g} (g - R\ddot{\varphi}), \quad (k=1..n_g); \\
\frac{q}{g} \frac{\partial^2 V_{1,k}(x,t)}{\partial t^2} - \tilde{E}\tilde{F} \frac{\partial^2 V_{1,k}(x,t)}{\partial x^2} - \tilde{K}_0 \tilde{E} \frac{\partial^3 V_{1,k}(x,t)}{\partial x^2 \partial t} &= \frac{q}{g} (g + R\ddot{\varphi}); \\
\frac{q}{g} \frac{\partial^2 V_{2,k}(x,t)}{\partial t^2} - \tilde{E}\tilde{F} \frac{\partial^2 V_{2,k}(x,t)}{\partial x^2} - \tilde{K}_0 \tilde{E} \frac{\partial^3 V_{2,k}(x,t)}{\partial x^2 \partial t} &= \frac{q}{g} (g - R\ddot{\varphi}), \quad (k=1..n_u); \\
U_1 &= U_1^c(l_1, t) + b_1 \Psi_1^{lob}; & U_2 &= U_2^c(l_2, t) + b_2 \Psi_2^{lob}; \\
I_1^{lob} \ddot{\Psi}_1^{lob} + (b_1 \sum_{k=1}^{n_g} P_{1,k}(l_1, t) + H_1^{lob}) \Psi_1^{lob} + \sum_{k=1}^{n_g} P_{1,k}(l_1, t) \xi_{1,k}^{lob} &= 0; \\
I_2^{lob} \ddot{\Psi}_2^{lob} + (b_2 \sum_{k=1}^{n_g} P_{2,k}(l_2, t) + H_2^{lob}) \Psi_2^{lob} + \sum_{k=1}^{n_g} P_{2,k}(l_2, t) \xi_{2,k}^{lob} &= 0; \\
I_1^{bok} \ddot{\Psi}_1^{bok} + (b_1 \sum_{k=1}^{n_g} P_{1,k}(l_1, t) + H_1^{bok}) \Psi_1^{bok} + \sum_{k=1}^{n_g} P_{1,k}(l_1, t) \xi_{1,k}^{bok} &= 0; \\
I_2^{bok} \ddot{\Psi}_2^{bok} + (b_2 \sum_{k=1}^{n_g} P_{2,k}(l_2, t) + H_2^{bok}) \Psi_2^{bok} + \sum_{k=1}^{n_g} P_{2,k}(l_2, t) \xi_{2,k}^{bok} &= 0; \\
I_1^{gor} \ddot{\Psi}_1^{gor} + \left(\sum_{k=1}^{n_g} (-1)^{k+1} P_{1,k}(l_1, t) \frac{(\xi_{1,k}^{lob})^2}{l_1} + H_1^{gor}\right) \Psi_1^{gor} &= 0; \\
I_2^{gor} \ddot{\Psi}_2^{gor} + \left(\sum_{k=1}^{n_g} (-1)^{k+1} P_{2,k}(l_2, t) \frac{(\xi_{2,k}^{lob})^2}{l_2} + H_2^{gor}\right) \Psi_2^{gor} &= 0;
\end{aligned}
\tag{3.2}$$

$$\begin{aligned} \frac{Q_1}{g} \ddot{U}_{1,c} + \sum_{k=1}^{n_g} P_{1,k}(l_1, t) - \sum_{k=1}^{n_u} \tilde{P}_{1,k}(l_1, t) &= \frac{Q_1}{g} (g + R\dot{\varphi}); \\ \frac{Q_2}{g} \ddot{U}_{2,c} + \sum_{k=1}^{n_g} P_{2,k}(l_2, t) - \sum_{k=1}^{n_u} \tilde{P}_{2,k}(l_2, t) &= \frac{Q_2}{g} (g - R\dot{\varphi}). \end{aligned} \quad (3.3)$$

Начальные условия для функций $U_{1,k}(x, t)$, $U_{2,k}(x, t)$ ($k = 1..n_g$) $V_{1,k}(x, t)$, $V_{2,k}(x, t)$ ($k = 1..n_u$) имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} U_{1,k}(x, 0) &= f_{1,k}(x); & \frac{\partial U_{1,k}(x, 0)}{\partial x} &= F_{1,k}(x), & (0 \leq x \leq l_1); \\ U_{2,k}(x, 0) &= f_{2,k}(x); & \frac{\partial U_{2,k}(x, 0)}{\partial x} &= F_{2,k}(x), & (0 \leq x \leq l_2), (k = 1..n_g); \\ V_{1,k}(x, 0) &= \tilde{f}_{1,k}(x); & \frac{\partial V_{1,k}(x, 0)}{\partial x} &= \tilde{F}_{1,k}(x); \\ V_{2,k}(x, 0) &= \tilde{f}_{2,k}(x); & \frac{\partial V_{2,k}(x, 0)}{\partial x} &= \tilde{F}_{2,k}(x), & (k = 1..n_u). \end{aligned} \quad (3.4)$$

В точках набегания и схода с барабана выполняются соотношения

$$\begin{aligned} U_{1,k}(0, t) &= 0; \\ U_{2,k}(0, t) &= 0, & (k = 1..n_g). \end{aligned} \quad (3.5)$$

Начальные условия для углов поворотов сосудов имеют вид:

$$\begin{aligned} \Psi_1(0) &= \Psi_1^0; & \dot{\Psi}_1(0) &= \dot{\Psi}_1^0; \\ \Psi_2(0) &= \Psi_2^0; & \dot{\Psi}_2(0) &= \dot{\Psi}_2^0. \end{aligned} \quad (3.6)$$

Усилия в уравновешивающих канатах в нижней точке имеют вид

$$\tilde{P}_{1,k}(\tilde{l}, t) = 0; \quad \tilde{P}_{2,k}(\tilde{l}, t) = 0, \quad (k = 1..n_u). \quad (3.7)$$

Здесь J – осевой момент инерции шкива, кг•м²; φ – угол поворота шкива, рад; $M_{tor}(t)$ – тормозной момент, приложенный к шкиву, Н•м; R – радиус барабана, м; $P_{i,k}(x, t)$ – натяжения головных канатов ($k = 1..n_g$), Н; $\tilde{P}_{i,k}(x, t)$ – натяжения уравновешивающих канатов ($k = 1..n_u$), Н; $U_{i,k}(l_i, t)$ – функции абсолютного удлинения головных канатов, м ($k = 1..n_g$, n_g – количество головных канатов); x – координата сечения каната ($0 \leq x \leq l_i$), м; t – текущее время, с; $V_{i,k}(l_i, t)$ – функции абсолютного упругого удлинения уравновешивающих канатов обеих ветвей ($k = 1..n_u$, где n_u – количество уравновешивающих канатов), м; EF , $\tilde{E}\tilde{F}$ – соответственно жесткости головных и уравновешивающих канатов на растяжение,

Н; K_0F , $\tilde{K}_0\tilde{F}$ – соответственно коэффициенты диссипации энергии при колебаниях головных и уравнивающих канатов, с; q – сила веса единицы длины каната, Н/м; g – ускорение свободного падения, м/с²; $R\ddot{\phi}$ – окружное замедление шкива трения, м/с²; b_i – расстояния от центров масс сосудов до верхних поясов, м; $\Psi_{lob,i}$, $\Psi_{bok,i}$, $\Psi_{gor,i}$ – углы поворотов сосудов относительно центральных осей инерции, рад; I_i^{lob} , I_i^{bok} , I_i^{gor} – соответственно моменты инерции сосудов, относительно главных центральных осей инерции, кг•м²; H_i^{lob} , H_i^{bok} , H_i^{gor} – коэффициенты, которые учитывают суммарную жесткость всех амортизаторов при взаимодействии с проводниками при повороте сосуда относительно главных осей инерции, Н•м. Они имеют вид:

$$\begin{aligned}
 H_i^{lob}(\Psi_i^{lob}) &= \begin{cases} H_{rol,i}^{lob}, & \Psi_i^{lob} < \Psi_{lob,i}^0; \\ H_{baw,i}^{lob} + H_{rol,i}^{lob}, & \Psi_i^{lob} \geq \Psi_{lob,i}^0; \end{cases} & \Psi_{lob,i}^0 = \frac{Z_i^{lob}}{b_i}; \\
 H_i^{bok}(\Psi_i^{bok}) &= \begin{cases} H_{rol,i}^{bok}, & \Psi_i^{bok} < \Psi_{bok,i}^0; \\ H_{baw,i}^{bok} + H_{rol,i}^{bok}, & \Psi_i^{bok} \geq \Psi_{bok,i}^0; \end{cases} & \Psi_{bok,i}^0 = \frac{Z_i^{bok}}{b_i}; \\
 H_i^{gor}(\Psi_i^{gor}) &= \begin{cases} H_{rol,i}^{gor}, & \Psi_i^{gor} < \Psi_{gor,i}^0; \\ H_{baw,i}^{gor} + H_{rol,i}^{gor}, & \Psi_i^{gor} \geq \Psi_{gor,i}^0; \end{cases} & \Psi_{gor,i}^0 = \frac{Z_i^{bok} \cdot l_i}{(\xi_i^{gor})^2}, \quad (i=1,2),
 \end{aligned} \tag{3.8}$$

где $H_{rol,i}^{lob}$, $H_{rol,i}^{bok}$, $H_{rol,i}^{gor}$ – приведенные жесткости роликовых амортизаторов направляющих сосудов, $H_{baw,i}^{lob}$, $H_{baw,i}^{bok}$, $H_{baw,i}^{gor}$ – приведенные жесткости систем «башмак-проводник» при жестком контакте башмаков с проводниками, Н•м.

$$\begin{aligned}
 H_{rol,i}^{lob} &= C_{rol,i}^{lob} \cdot b_i^2; & H_{baw,i}^{lob} &= C_{baw,i}^{lob} \cdot b_i^2; \\
 H_{rol,i}^{bok} &= C_{rol,i}^{bok} \cdot b_i^2; & H_{baw,i}^{bok} &= C_{baw,i}^{bok} \cdot b_i^2; \\
 H_{rol,i}^{gor} &= C_{rol,i}^{gor} \cdot \left(\frac{(\xi_i^{gor})^2}{l_i} \right)^2; & H_{baw,i}^{gor} &= C_{baw,i}^{gor} \cdot \left(\frac{(\xi_i^{gor})^2}{l_i} \right)^2, \quad (i=1,2),
 \end{aligned}$$

где $C_{rol,i}^{lob}$, $C_{baw,i}^{lob}$, $C_{rol,i}^{bok}$, $C_{baw,i}^{bok}$, $C_{rol,i}^{gor}$, $C_{baw,i}^{gor}$ – соответственно линейные жесткости пружины ролика и системы «башмак-проводник» при взаимодействии с проводником в лобовой, боковой и горизонтальной плоскостях, Н/м; l_i – длины головных канатов в момент торможения опускающегося и поднимающегося сосудов, м; \tilde{l} – глубина ствола, м; Q_i – силы веса концевых грузов ($i=1,2$), Н.

Из-за большой разницы (в 2-3 порядка) в значениях между жесткостью роликоопоры и жесткостью на прогиб проводника приведенные жесткости системы «роликовый амортизатор-проводник» практически равны жесткости роликоопор. Аналогично приведенные жесткости систем «башмак-проводник» практически равны жесткости на прогиб проводника с опорными расстрелами в

точке контакта. Здесь и в дальнейшем $i=1$ относится к поднимающейся, а $i=2$ к опускающейся ветвям.

3.1.2 Обоснование допущений и метода решения

Для исследования возможности перехода энергии вертикальных колебаний подъемных сосудов при изменении скорости движения в энергию горизонтальных колебаний и определения условий возникновения ударно-вибрационного взаимодействия с проводниками (предпосылки аварии на подъеме), рассмотрим колебание подъемных сосудов в лобовых, боковых плоскостях и повороты сосудов вокруг вертикальных осей инерции, подвешенных на n_g канатах. Канаты будем считать упруго-вязкими весомыми нитями, которые моделируются с помощью гипотезы Кельвина-Фойгхта [18]. Динамика подъемных сосудов при торможении описывается системой уравнений (3.1)-(3.3) с неоднородными начальными и граничными условиями (3.4)-(3.7).

Далее, учитывая аналогичность по форме уравнений задачи колебаний сосудов в лобовых и боковых плоскостях, проведем решение для случая колебаний сосудов в лобовых плоскостях проводников.

В соответствии с законом Гука, при угловом перемещении сосуда вокруг горизонтальной оси инерции упругое удлинение каждого из головных канатов многоканатной установки вызовет в нем дополнительное усилие, которое определяется по формуле:

$$P_{i,k}^{din}(l_i, t) = \frac{EF}{l_i} U_{i,k}^{din}(l_i, t), \quad (i = 1, 2, \quad k = 1..n_u), \quad (3.9)$$

где $F = \pi r^2$ – площадь поперечного сечения каната, m^2 ; r – радиус каната, м; E – модуль упругости проволок каната, H/m^2 .

Полные натяжения каждого каната в точках подвеса сосудов определяются по формулам:

$$P_{i,k}(l_i, t) = P_{i,k}^{st}(l_i, t) + P_{i,k}^{din}(l_i, t), \quad (i = 1, 2, \quad k = 1..n_u),$$

где $P_{i,k}^{st}(l_i, t)$ – статическое натяжение каната, Н.

Как известно, при работе многоканатных подъемных установок из-за различий в радиусах канатоведущего шкива во время движения сосуда происходит разбаланс квазистатических натяжений головных канатов. Это вызывает различия в полных натяжениях. Так как при динамическом повороте сосуда вокруг горизонтальной оси во время срабатывания предохранительного тормоза квазистатические натяжения не могут измениться, то и полная сумма в любой момент времени будет равна сумме статического веса сосуда и уравновешивающих канатов. Это доказывает, что для исследования динамики подъемных сосудов в режиме предохранительного торможения достаточно учитывать средние квазистатические натяжения каждого из канатов в точке подвеса сосудов.

Масса подъемных грузов в реальных установках может находиться в пределах 10-100 т. Повороты сосудов возможны только в пределах кинематических зазоров. Поэтому необходимо оценить величину $P_{i,k}^{din}(l_i, t)$, на которую макси-

мально может измениться натяжение канатов при повороте сосудов в пределах зазоров Z_i^{lob} по сравнению со статическими усилиями, чтобы определить возможность некоторых упрощений при решении уравнений (3.2).

В реальных подъемных установках высота сосудов по вертикали находится в пределах от 5 м до 20 м, а зазоры Z_i^{lob} в пределах 20 - 40 мм. При повороте сосудов на углы Ψ_i^{lob} в лобовых плоскостях их верхние площадки, на которых закреплены подвесные устройства с коушами для канатов, так же повернутся на такие же углы.

В связи с этим точки площадок с координатами $\xi_{i,k}^{lob}$ отклонятся от горизонтали на расстояния

$$U_{i,k}^{din}(l_i, t) = \xi_{i,k}^{lob} \Psi_i^{lob}, \quad (i = 1, 2, \quad k = 1..n_u).$$

Вклад $P_{i,k}^{din}(l_i, t)$ в полные усилия $P_{i,k}(l_i, t)$ может быть оценен в процентах по следующей формуле

$$\Delta_{i,k}^{din} = \frac{P_{i,k}^{din}(l_i, t)}{P_{i,k}^{st}(l_i, t) + P_{i,k}^{din}(l_i, t)} 100\%, \quad (i = 1, 2, \quad k = 1..n_u),$$

где $P_{i,k}^{din}(l_i, t) = \frac{EF}{l_i} \frac{Z_i^{lob}}{b_i} \xi_{i,k}^{lob}$.

Проведем оценку вклада $P_{i,k}^{din}(l_i, t)$ в полные усилия $P_{i,k}(l_i, t)$ для вариантов параметров реальных установок. Результаты расчетов для случая колебаний сосуда в лобовой плоскости размещения проводников приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

$l, \text{ м}$	$\Delta_1, \%$ ($Q=100\text{кН}, b=2\text{м},$ $E=2*10^8\text{Н/м}^2,$ $Z=0.03\text{м}, \xi=0.3\text{м}$)	$\Delta_2, \%$ ($Q=500\text{кН}, b=5\text{м},$ $E=2*10^8\text{Н/м}^2,$ $Z=0.03\text{м}, \xi=0.6\text{м}$)	$\Delta_3, \%$ ($Q=1000\text{кН},$ $b=10\text{м},$ $E=2*10^8\text{Н/м}^2,$ $Z=0.03\text{м}, \xi=0.3\text{м}$)
50	20	10	10.7
100	11	5.3	5.6
150	0.8	0.37	0.7

Из данных, приведенных в таблице 3.1.1, видно, что для легких подъемных сосудов с малыми вертикальными размерами при минимальной координате по глубине сосуда в стволе 50 м вклад в статическую деформацию канатов при повороте сосуда составляет до 20%, при глубине более 100 м – не превышает 10%, для более массивных сосудов и с большими глубинными координатами сосудов в стволе аналогичный вклад ничтожно мал. Различия в статических натяжениях головных канатов не влияют на величину восстанавливающего момента относительно горизонтальных осей инерции сосуда.

В связи с вышесказанным при исследовании влияния вертикальных колебаний на горизонтальное взаимодействие с проводниками будем считать, что полные усилия во всех канатах одинаковы и уравнения (3.2)-(3.3) эквивалентны следующей системе:

$$I_1^{lob} \ddot{\Psi}_1^{lob} + (b_1 P_1(l_1, t) + H_1^{lob}) \Psi_1^{lob} + P_1(l_1, t) \sum_{k=1}^{n_g} \xi_{1,k}^{lob} = 0; \quad (3.10)$$

$$I_2^{lob} \ddot{\Psi}_2^{lob} + (b_2 P_2(l_2, t) + H_2^{lob}) \Psi_2^{lob} + P_2(l_2, t) \sum_{k=1}^{n_g} \xi_{2,k}^{lob} = 0;$$

$$I_1^{bok} \ddot{\Psi}_1^{bok} + (b_1 P_1(l_1, t) + H_1^{bok}) \Psi_1^{bok} + P_1(l_1, t) \sum_{k=1}^{n_g} \xi_{1,k}^{bok} = 0;$$

$$I_2^{bok} \ddot{\Psi}_2^{bok} + (b_2 P_2(l_2, t) + H_2^{bok}) \Psi_2^{bok} + P_2(l_2, t) \sum_{k=1}^{n_g} \xi_{2,k}^{bok} = 0;$$

$$I_1^{gor} \ddot{\Psi}_1^{gor} + \left(\frac{1}{l_1} \sum_{k=1}^{n_g} (-1)^{k+1} P_{1,k}(l_1, t) (\xi_{1,k}^{gor})^2 + H_1^{gor} \right) \Psi_1^{gor} = 0;$$

$$I_2^{gor} \ddot{\Psi}_2^{gor} + \left(\frac{1}{l_2} \sum_{k=1}^{n_g} (-1)^{k+1} P_{2,k}(l_2, t) (\xi_{2,k}^{gor})^2 + H_2^{gor} \right) \Psi_2^{gor} = 0;$$

$$\frac{Q_1}{g} \ddot{U}_1^c + P_1(l_1, t) - \tilde{P}_1(l_1, t) = \frac{Q_1}{g} (g + R\ddot{\varphi});$$

$$\frac{Q_2}{g} \ddot{U}_2^c + P_2(l_2, t) - \tilde{P}_2(l_2, t) = \frac{Q_2}{g} (g - R\ddot{\varphi}),$$

(3.11)

где $P_i(l_i, t) = n_g P_{i,k}(l_i, t)$, ($k = 1..n_g$), $\tilde{P}_i(l_i, t) = n_u \tilde{P}_{i,k}(l_i, t)$, ($k = 1..n_u$).

В реальных подъемных установках во избежание перекоса подъемных сосудов, применяют симметричное расположение точек крепления канатов относительно вертикальных осей симметрии сосудов. Это означает, что будут выполняться соотношения

$$\begin{aligned} \xi_{i,k}^{lob} &= (-1)^k \xi_{i,k+1}^{lob}, \quad \xi_{i,k}^{bok} = (-1)^k \xi_{i,k+1}^{bok}; \\ \xi_{i,k}^{gor} &= (-1)^k \xi_{i,k+1}^{gor}, \quad (i = 1, 2, \quad k = 1, 3..n_g - 1). \end{aligned}$$

Отсюда вытекает, что

$$\begin{aligned} \sum_{k=1}^{n_g} \xi_{i,k}^{lob} &= 0; \\ \sum_{k=1}^{n_g} \xi_{i,k}^{bok} &= 0, \quad (i = 1, 2). \end{aligned} \quad (3.12)$$

Учитывая, что в (3.11) $\tilde{P}_i(l_i, t)$ достаточно малы по сравнению с усилиями, возникающими в головных канатах, приведем уравнения (3.10) к следующему виду

$$I_1^{lob} \ddot{\Psi}_1^{lob} + (b_1 P_1(l_1, t) + H_1^{lob}) \Psi_1^{lob} = 0; \quad (3.13)$$

$$I_2^{lob} \ddot{\Psi}_2^{lob} + (b_2 P_2(l_2, t) + H_2^{lob}) \Psi_2^{lob} = 0;$$

$$I_1^{bok} \ddot{\Psi}_1^{bok} + (b_1 P_1(l_1, t) + H_1^{bok}) \Psi_1^{bok} = 0;$$

$$I_2^{bok} \ddot{\Psi}_2^{bok} + (b_2 P_2(l_2, t) + H_2^{bok}) \Psi_2^{bok} = 0;$$

$$I_1^{gor} \ddot{\Psi}_1^{gor} + \left(\frac{1}{l_1} \sum_{k=1}^{n_g} (-1)^{k+1} P_{1,k}(l_1, t) \xi_{1,k}^{gor} + H_1^{gor} \right) \Psi_1^{gor} = 0;$$

$$I_2^{gor} \ddot{\Psi}_2^{gor} + \left(\frac{1}{l_2} \sum_{k=1}^{n_g} (-1)^{k+1} P_{2,k}(l_2, t) \xi_{2,k}^{gor} + H_2^{gor} \right) \Psi_2^{gor} = 0.$$

Подставим в (3.13) вместо усилий их значения из (3.11)

$$\begin{aligned}
I_1^{lob} \ddot{\Psi}_1^{lob} + (b_1(\frac{Q_1}{g}(g + R\ddot{\varphi}) - \frac{Q_1}{g}\ddot{U}_1^c(t)) + H_1^{lob})\Psi_1^{lob} &= 0; \\
I_2^{lob} \ddot{\Psi}_2^{lob} + (b_2(\frac{Q_2}{g}(g - R\ddot{\varphi}) - \frac{Q_2}{g}\ddot{U}_2^c(t)) + H_2^{lob})\Psi_2^{lob} &= 0; \\
I_1^{bok} \ddot{\Psi}_1^{bok} + (b_1(\frac{Q_1}{g}(g + R\ddot{\varphi}) - \frac{Q_1}{g}\ddot{U}_1^c(t)) + H_1^{bok})\Psi_1^{bok} &= 0; \\
I_2^{bok} \ddot{\Psi}_2^{bok} + (b_2(\frac{Q_2}{g}(g - R\ddot{\varphi}) - \frac{Q_2}{g}\ddot{U}_2^c(t)) + H_2^{bok})\Psi_2^{bok} &= 0; \\
I_1^{gor} \ddot{\Psi}_1^{gor} + ((\frac{Q_1}{g}(g + R\ddot{\varphi}) - \frac{Q_1}{g}\ddot{U}_1^c(t))\frac{1}{l_1}\sum_{k=1}^{n_g} \xi_{1,k}^{gor} + H_1^{gor})\Psi_1^{gor} &= 0; \\
I_2^{gor} \ddot{\Psi}_2^{gor} + ((\frac{Q_2}{g}(g + R\ddot{\varphi}) - \frac{Q_2}{g}\ddot{U}_2^c(t))\frac{1}{l_2}\sum_{k=1}^{n_g} \xi_{2,k}^{gor} + H_2^{gor})\Psi_2^{gor} &= 0.
\end{aligned} \tag{3.14}$$

Из анализа уравнений (3.13) видно, что в случае симметричного расположения точек подвеса сосудов нет влияния поворотных колебаний сосудов на их вертикальные колебания, вызванные упругостью канатов, так как Ψ_i^{lob} , Ψ_i^{bok} , Ψ_i^{gor} не входят в уравнения (3.11), но влияние вертикальных колебаний сосудов на поворотные, так как $\ddot{U}_i^c(t)$ входит в уравнения (3.14).

Для определения $\ddot{U}_i^c(t)$ и $P_i(l_i, t)$ необходимо решить отдельную задачу о вертикальных колебаниях сосудов на режиме предохранительного торможения подъема на упругом канате, жесткость которого, площадь сечения всех проволок и вес одного метра соответственно равняются суммарным значениям этих параметров во всех головных канатах пакета.

3.1.3 Построение аналитического решения уравнений вертикальных колебаний канатов

Для определения характера вертикальных колебаний канатов рассмотрим уравновешенную подъемную установку с расчетной схемой на рис. 3. Учитывая результаты, приведенные в пункте 3.1.2 уравнения движения головных и уравновешивающих канатов представим в виде

$$\begin{aligned}
\frac{q}{g} \frac{\partial^2 U_1(x,t)}{\partial t^2} - EF \frac{\partial^2 U_1(x,t)}{\partial x^2} - K_0 E \frac{\partial^3 U_1(x,t)}{\partial x^2 \partial t} &= \frac{q}{g}(g + R\ddot{\varphi}); \\
\frac{q}{g} \frac{\partial^2 U_2(x,t)}{\partial t^2} - EF \frac{\partial^2 U_2(x,t)}{\partial x^2} - K_0 E \frac{\partial^3 U_2(x,t)}{\partial x^2 \partial t} &= \frac{q}{g}(g - R\ddot{\varphi}); \\
\frac{q}{g} \frac{\partial^2 V_1(x,t)}{\partial t^2} - \tilde{E}\tilde{F} \frac{\partial^2 V_1(x,t)}{\partial x^2} - \tilde{K}_0 \tilde{E} \frac{\partial^3 V_1(x,t)}{\partial x^2 \partial t} &= \frac{q}{g}(g + R\ddot{\varphi}); \\
\frac{q}{g} \frac{\partial^2 V_2(x,t)}{\partial t^2} - \tilde{E}\tilde{F} \frac{\partial^2 V_2(x,t)}{\partial x^2} - \tilde{K}_0 \tilde{E} \frac{\partial^3 V_2(x,t)}{\partial x^2 \partial t} &= \frac{q}{g}(g - R\ddot{\varphi}).
\end{aligned} \tag{3.15}$$

Канаты считаются упруго-вязкими весомыми нитями, рассеивание энергии в которых устанавливается в соответствии с гипотезой Кельвина-Фойгхта:

$$P_i(x,t) = EF \frac{\partial U_i(x,t)}{\partial x} + K_0 F \frac{\partial^2 U_i(x,t)}{\partial x \partial t};$$

$$\tilde{P}_i(x,t) = \tilde{E}\tilde{F} \frac{\partial V_i(x,t)}{\partial x} + \tilde{K}_0 \tilde{E} \frac{\partial^2 V_i(x,t)}{\partial x \partial t}, \quad (i=1, 2).$$

Граничные условия к уравнениям (3.15) в точке набегания и схода каната на шкив имеют вид

$$U_i(0,t) = 0, \quad (i=1,2). \quad (3.16)$$

В точках крепления канатов к грузам граничными условиями будут служить уравнение движения грузов

$$\frac{Q}{g} \frac{\partial^2 U_i(l_i,t)}{\partial t^2} + EF \left[\frac{\partial U_i(l_i,t)}{\partial x} + \frac{K_0}{E} \frac{\partial^2 U_i(l_i,t)}{\partial x \partial t} \right] -$$

$$- \tilde{E}\tilde{F} \left[\frac{\partial V_i(l_i,t)}{\partial x} + \frac{\tilde{K}_0}{\tilde{E}} \frac{\partial^2 V_i(l_i,t)}{\partial x \partial t} \right] = \frac{Q_i}{g} [g \pm R\ddot{\varphi}], \quad (i=1,2). \quad (3.17)$$

Верхний знак в правой части уравнения (3.17) соответствует подъему груза, а нижний – спуску.

Граничные условия на нижнем конце уравновешивающего каната при $x = \tilde{l}$ можно записать в виде

$$\tilde{E}\tilde{F} \left[\frac{\partial V_i(\tilde{l},t)}{\partial x} + \frac{\tilde{K}_0}{\tilde{E}} \frac{\partial^2 V_i(\tilde{l},t)}{\partial x \partial t} \right] = 0, \quad (i=1,2). \quad (3.18)$$

Таким образом, задача свелась к решению уравнений (3.15) с граничными условиями (3.16)-(3.18). А начальные условия для функций $U_i(x,t), V_i(x,t)$ будут иметь вид

$$U_i(x,0) = f_i(x);$$

$$\frac{\partial U_i(x,0)}{\partial t} = F_i(x);$$

$$V_i(x,0) = \tilde{f}_i(x);$$

$$\frac{\partial V_i(x,0)}{\partial t} = \tilde{F}_i(x), \quad (i=1,2).$$

Ввиду аналогичности задач для двух ветвей проведем решение только для первой, то есть опустим индекс i . С достаточной для практики степенью точности будем считать, что головные и уравнивающие канаты имеют одинаковую жесткость EF и коэффициент диссипации энергии K_0F .

Введем следующую замену переменных:

$$U(x, t) = \bar{U}(x, t) + U_{st}(x);$$

$$V(x, t) = \bar{V}(x, t) + V_{st}(x).$$

Подставив эти выражения в уравнения (3.15), получим

$$\begin{aligned} & \frac{q}{g} \left(\frac{\partial^2 \bar{U}(x, t)}{\partial t^2} + \frac{\partial^2 U_{st}(x)}{\partial t^2} \right) - EF \left(\frac{\partial^2 \bar{U}(x, t)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 U_{st}(x)}{\partial x^2} \right) - \\ & - K_0 F \left(\frac{\partial^3 \bar{U}(x, t)}{\partial x^2 \partial t} + \frac{\partial^3 U_{st}(x)}{\partial x^2 \partial t} \right) = \frac{q}{g} [g \pm R\ddot{\varphi}]; \\ & \frac{q}{g} \left(\frac{\partial^2 \bar{V}(x, t)}{\partial t^2} + \frac{\partial^2 V_{st}(x)}{\partial t^2} \right) - EF \left(\frac{\partial^2 \bar{V}(x, t)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V_{st}(x)}{\partial x^2} \right) - \\ & - K_0 F \left(\frac{\partial^3 \bar{V}(x, t)}{\partial x^2 \partial t} + \frac{\partial^3 V_{st}(x)}{\partial x^2 \partial t} \right) = \frac{q}{g} [g \pm R\ddot{\varphi}]. \end{aligned}$$

После необходимых преобразований запишем

$$\begin{aligned} & \frac{q}{g} \frac{\partial^2 \bar{U}(x, t)}{\partial t^2} - EF \frac{\partial^2 \bar{U}(x, t)}{\partial x^2} - K_0 F \frac{\partial^3 \bar{U}(x, t)}{\partial x^2 \partial t} + \frac{q}{g} \frac{\partial^2 U_{st}(x)}{\partial t^2} - \\ & - EF \frac{\partial^2 U_{st}(x)}{\partial x^2} - K_0 F \frac{\partial^3 U_{st}(x)}{\partial x^2 \partial t} = \frac{q}{g} [g \pm R\ddot{\varphi}]; \\ & \frac{q}{g} \frac{\partial^2 \bar{V}(x, t)}{\partial t^2} - EF \frac{\partial^2 \bar{V}(x, t)}{\partial x^2} - K_0 F \frac{\partial^3 \bar{V}(x, t)}{\partial x^2 \partial t} + \frac{q}{g} \frac{\partial^2 V_{st}(x)}{\partial t^2} - \\ & - EF \frac{\partial^2 V_{st}(x)}{\partial x^2} - K_0 F \frac{\partial^3 V_{st}(x)}{\partial x^2 \partial t} = \frac{q}{g} [g \pm R\ddot{\varphi}]. \end{aligned}$$

Выберем $U_{st}(x)$, $V_{st}(x)$ так, чтобы

$$\begin{aligned} & -EF \frac{\partial^2 U_{st}(x)}{\partial x^2} = \frac{q}{g} [g \pm R\ddot{\varphi}], \\ & -EF \frac{\partial^2 V_{st}(x)}{\partial x^2} = \frac{q}{g} [g \pm R\ddot{\varphi}]. \end{aligned}$$

Интегрируя эти уравнения получим

$$\begin{aligned}
- EF \frac{\partial U_{st}(x)}{\partial x} &= \frac{q}{g} [g \pm R\ddot{\phi}]x + C_1; \\
- EF \frac{\partial V_{st}(x)}{\partial x} &= \frac{q}{g} [g \pm R\ddot{\phi}]x + C_2; \\
- EFU_{st} &= \frac{q}{g} [g \pm R\ddot{\phi}]x^2 / 2 + C_1x + C_3; \\
- EFV_{st} &= \frac{q}{g} [g \pm R\ddot{\phi}]x^2 / 2 + C_2x + C_4.
\end{aligned}$$

Чтобы найти C_1, C_2 надо подставить в эти уравнения граничные условия

$$\begin{cases} V(l) = U(l); \\ EF \frac{\partial U_{st}(l)}{\partial x} - EF \frac{\partial V_{st}(l)}{\partial x} = \frac{Q}{g} [g \pm R\ddot{\phi}]. \end{cases} \quad (3.19)$$

Откуда найдем C_1, C_2 и $U_{st}(x), V_{st}(x)$:

$$\begin{aligned}
U_{st}(x) &= \frac{[g \pm R\ddot{\phi}]}{gEF} \left(Qx + q \frac{x^2}{2} + q(\tilde{l} - x)x \right); \\
V_{st}(x) &= \frac{[g \pm R\ddot{\phi}]}{gEF} \left(l(2q\tilde{l} + Q) - q \left(-\frac{x^2}{2} + \tilde{l}x \right) \right). \end{aligned} \quad (3.20)$$

После этого задача свелась к решению следующей системы уравнений

$$\begin{aligned}
\frac{q}{g} \frac{\partial^2 \bar{U}(x,t)}{\partial t^2} - EF \frac{\partial^2 \bar{U}(x,t)}{\partial x^2} - K_0 F \frac{\partial^3 \bar{U}(x,t)}{\partial x^2 \partial t} &= 0; \\
\frac{q}{g} \frac{\partial^2 \bar{V}(x,t)}{\partial t^2} - EF \frac{\partial^2 \bar{V}(x,t)}{\partial x^2} - K_0 F \frac{\partial^3 \bar{V}(x,t)}{\partial x^2 \partial t} &= 0 \end{aligned} \quad (3.21)$$

с граничными условиями

$$\bar{U}(0,t) = 0; \quad \frac{\partial \bar{V}(\tilde{l},t)}{\partial x} = 0.$$

Учитывая (3.19) получим:

$$\frac{Q}{g} \frac{\partial^2 \bar{U}(l,t)}{\partial t^2} + EF \left[\frac{\partial \bar{U}(l,t)}{\partial x} + \frac{K_0}{E} \frac{\partial^2 \bar{U}(l,t)}{\partial x \partial t} \right] - EF \left[\frac{\partial \bar{V}(l,t)}{\partial x} + \frac{K_0}{E} \frac{\partial^2 \bar{V}(l,t)}{\partial x \partial t} \right] = 0;$$

$$\bar{V}(l) = \bar{U}(l).$$

Найдем начальные условия для новых функций $\bar{U}(x, t), \bar{V}(x, t)$

$$\begin{aligned}\bar{U}(x, 0) &= -U_{st}(x) + f(x); \\ \frac{\partial \bar{U}(x, 0)}{\partial t} &= F(x); \\ \bar{V}(x, 0) &= -V_{st}(x) + \tilde{f}(x); \\ \frac{\partial \bar{V}(x, 0)}{\partial t} &= \tilde{F}(x),\end{aligned}\tag{3.22}$$

где $U_{st}(x), V_{st}(x)$ определяются по формуле (3.20).

Ищем решение в следующем виде:

$$\begin{aligned}\bar{U}(x, t) &= X(x)T(t); \\ \bar{V}(x, t) &= Y(x)Z(t).\end{aligned}\tag{3.23}$$

и подставим в (3.21) и в их граничные условия

$$\frac{q}{g} \ddot{T}X - EFX''T - K_0FX''\dot{T} = 0;\tag{3.24}$$

$$\frac{q}{g} Y\ddot{Z} - EFY''Z - K_0FY''\dot{Z} = 0.\tag{3.25}$$

Разделим (3.24) на TX , а (3.25) на ZY и получим

$$\frac{q}{g} \frac{\ddot{T}}{T} - EF \frac{X''}{X} - K_0 F \frac{X''\dot{T}}{XT} = 0;$$

$$\frac{q}{g} \frac{\ddot{Z}}{Z} - EF \frac{Y''}{Y} - K_0 F \frac{Y''\dot{Z}}{YZ} = 0.$$

Отделяя переменные, получим уравнение для $X(x)$ и $T(t)$:

$$X'' + \frac{\lambda_1^2 q}{EFg} X = 0;\tag{3.26}$$

$$\ddot{T} + \lambda_1^2 T + \lambda_1^2 \frac{K_0}{E} \dot{T} = 0;\tag{3.27}$$

где λ – собственные числа задачи, которые определяются из граничных условий. Аналогично получаем формулы для $\bar{V}(x, t)$

$$Y'' + \frac{\lambda_2^2 q}{EFg} Y = 0;$$

$$\ddot{Z} + \lambda_2^2 \frac{K_0}{E} \dot{Z} + \lambda_2^2 Z = 0.$$

В силу второго соотношения системы (3.19) будем искать решение задачи в виде одночастотного режима колебаний. Для этого положим

$$\begin{aligned} \lambda_1 = \lambda_2 = \lambda; \\ T = Z. \end{aligned} \quad (3.28)$$

Из соотношения (3.28) вытекает

$$\begin{aligned} X(0) = 0; \\ Y'(\tilde{l}) = 0. \end{aligned} \quad (3.29)$$

Из условий неразрывности следует

$$X(l) = Y(l). \quad (3.30)$$

В силу этих условий общее решение уравнений (3.26), (3.27) возьмем в виде

$$X(x) = \theta \sin \frac{\lambda}{c} x; \quad (3.31)$$

$$Y(x) = \beta \sin \frac{\lambda}{c} x + \chi \cos \frac{\lambda}{c} x, \quad (3.32)$$

где $c = \sqrt{\frac{EFg}{q}}$ - скорость распространения продольной волны в канате.

Для нахождения произвольных постоянных θ, β, χ подставим данные решения в граничные условия. Подставив (3.23) в уравнение (3.22) с учетом обозначений (3.28) и после необходимых преобразований получим третье соотношение для системы (3.29) и (3.30). В результате этого получим систему для определения θ, β, χ в следующем виде:

$$\begin{cases} X(l) = Y(l); \\ \frac{\partial Y(\tilde{l})}{\partial x} = 0; \\ \frac{EFg}{QX(l)} [X'(l) - Y'(l)] - \lambda^2 = 0. \end{cases} \quad (3.33)$$

Подставив (3.31) и (3.32) в систему (3.33) найдем

$$\begin{cases} \theta \sin \frac{\lambda}{c} l - \beta \sin \frac{\lambda}{c} l - \chi \cos \frac{\lambda}{c} l = 0; \\ \beta \frac{\lambda}{c} \cos \frac{\lambda}{c} \tilde{l} - \chi \frac{\lambda}{c} \sin \frac{\lambda}{c} \tilde{l} = 0; \\ \frac{EFg}{Q} \left[\frac{\lambda}{c} \theta \cos \frac{\lambda}{c} l - \beta \frac{\lambda}{c} \cos \frac{\lambda}{c} l + \chi \frac{\lambda}{c} \sin \frac{\lambda}{c} l \right] - \lambda^2 \theta \sin \frac{\lambda}{c} l = 0. \end{cases} \quad (3.34)$$

Условием разрешимости этой системы будет равенство нулю ее определителя:

$$\begin{vmatrix} \sin \frac{\lambda}{c} l & -\sin \frac{\lambda}{c} l & -\cos \frac{\lambda}{c} l \\ 0 & \frac{\lambda}{c} \cos \frac{\lambda}{c} \tilde{l} & -\frac{\lambda}{c} \cos \frac{\lambda}{c} \tilde{l} \\ \left(\frac{EFg}{Q} \frac{\lambda}{c} \cos \frac{\lambda}{c} l - \lambda^2 \sin \frac{\lambda}{c} l \right) & -\frac{EFg}{Q} \frac{\lambda}{c} \cos \frac{\lambda}{c} l & \frac{EFg}{Q} \frac{\lambda}{c} \sin \frac{\lambda}{c} l \end{vmatrix} = 0.$$

Раскрывая определитель, получим трансцендентное уравнение для определения собственных частот вертикальных колебаний λ , которое решается численным методом:

$$\cos\left(\frac{\lambda}{c} \tilde{l}\right) - \frac{Q\lambda}{qc} \sin\left(\frac{\lambda}{c} l\right) \cos\left[\frac{\lambda}{c} (\tilde{l} - l)\right] = 0. \quad (3.35)$$

Уравнение (3.35) определяет бесконечный спектр λ_j ($j=1,2,\dots,\infty$). Так как собственные формы определяются с точностью до константы, то для определения коэффициентов $\theta_j, \beta_j, \chi_j$ положим $\beta_j=1$ и отбросив третье уравнение системы (3.34), получим:

$$\begin{cases} \theta_j \sin \frac{\lambda_j}{c} l = \sin \frac{\lambda_j}{c} l + \chi_j \cos \frac{\lambda_j}{c} l; \\ \cos \frac{\lambda_j}{c} \tilde{l} - \chi_j \sin \frac{\lambda_j}{c} \tilde{l} = 0, \quad (j=1,2,\dots,\infty). \end{cases}$$

Из второго уравнения определим

$$\chi_j = \operatorname{ctg} \frac{\lambda_j}{c} \tilde{l}, \quad (j=1,2,\dots,\infty), \quad (3.36)$$

а из первого уравнения найдем θ_j :

$$\theta_j = 1 + \operatorname{ctg} \frac{\lambda_j}{c} \tilde{l} \operatorname{ctg} \frac{\lambda_j}{c} l, \quad (j=1,2,\dots,\infty). \quad (3.37)$$

Подставим (3.37) и (3.36) в уравнение для j -той собственной формы (3.31), (3.32):

$$\begin{aligned} X_j(x) &= (1 + \operatorname{ctg} \frac{\lambda_j}{c} \tilde{l} \operatorname{ctg} \frac{\lambda_j}{c} l) \sin \frac{\lambda_j}{c} x; \\ Y_j(x) &= \sin \frac{\lambda_j}{c} x + \operatorname{ctg} \frac{\lambda_j}{c} \tilde{l} \cos \frac{\lambda_j}{c} x, (j=1, 2, \dots, \infty). \end{aligned}$$

Объединим эти два выражения в одно, введя обобщенную собственную функцию системы в виде:

$$\tilde{X}_j(x) = \begin{cases} (1 + \operatorname{ctg} \frac{\lambda_j}{c} \tilde{l} \operatorname{ctg} \frac{\lambda_j}{c} l) \sin \frac{\lambda_j}{c} x, & x \leq l; \\ \sin \frac{\lambda_j}{c} x + \operatorname{ctg} \frac{\lambda_j}{c} \tilde{l} \cos \frac{\lambda_j}{c} x, & x > l, (j=1, 2, \dots, \infty). \end{cases} \quad (3.38)$$

Теперь найдем решение уравнения для функции, зависящей от времени (3.26), (3.27). Решение ищем с учетом (3.28) в виде:

$$T_j(t) = e^{-\bar{\mu}_j \frac{t}{2}} (C_j^1 \sin \lambda_j t + C_j^2 \cos \lambda_j t), (j=1, 2, \dots, \infty).$$

где C_j^1, C_j^2 – произвольные постоянные, обусловленные начальными условиями (3.22),

$$\bar{\mu}_j = \lambda_j^2 \frac{K_0}{E}, (j=1, 2, \dots, \infty).$$

Отсюда, общее решение уравнений для $\bar{U}(x, t)$, $\bar{V}(x, t)$ примет вид с учетом (3.28), (3.38) ($0 \leq x \leq \tilde{l}$):

$$\bar{U}(x, t) = \sum_{j=1}^{\infty} \tilde{X}_j(x) T_j(t),$$

тогда

$$\bar{U}(x, t) = \sum_{j=1}^{\infty} \tilde{X}_j(x) \left[e^{-\bar{\mu}_j \frac{t}{2}} (C_j^1 \sin \lambda_j t + C_j^2 \cos \lambda_j t) \right].$$

Для нахождения C_j^1, C_j^2 воспользуемся начальными условиями (3.22). Как показано в работе [19], функции $\tilde{X}_j(x)$ удовлетворяют условию ортогональности

$$\int_0^{\tilde{l}} \tilde{X}_p(x) \tilde{X}_j(x) \rho(x) dx = \begin{cases} 0, & p \neq j; \\ N_j, & p = j, \end{cases} \quad (j=1,2,\dots,\infty),$$

где

$$\rho(x) = \frac{q}{g} + \frac{Q}{g} \delta(x-l), \quad (3.39)$$

$\delta(x-l)$ – функция Дирака.

Вычислим значение N_j с учетом (3.38) и (3.39):

$$\begin{aligned} N_j = \int_0^{\tilde{l}} \tilde{X}_j^2(x) \rho(x) dx &= \frac{q}{g} \theta_j^2 \left(\frac{l}{2} - \frac{c \sin \frac{2\lambda_j l}{c}}{4\lambda_j} \right) + \\ &+ \frac{q}{g} \left(\frac{\tilde{l}}{2} - \frac{c \sin \frac{2\lambda_j \tilde{l}}{c}}{4\lambda_j} - \frac{l}{2} + \frac{c \sin \frac{2\lambda_j l}{c}}{4\lambda_j} \right) + \frac{q\chi_j c}{2g\lambda_j} \left(\cos \frac{2\lambda_j l}{c} \right) - \\ &- \frac{q\chi_j c}{2g\lambda_j} \left(\cos \frac{2\lambda_j \tilde{l}}{c} \right) + \frac{q\chi_j^2}{g} \left(\frac{\tilde{l}}{2} + \frac{c \sin \frac{2\lambda_j \tilde{l}}{c}}{4\lambda_j} - \frac{l}{2} - \frac{c \sin \frac{2\lambda_j l}{c}}{4\lambda_j} \right) + \\ &+ \frac{Q}{g} \theta_j^2 \sin \frac{2\lambda_j l}{c}, \quad (j=1,2,\dots,\infty). \end{aligned}$$

Из начальных условий вытекает, что

$$\bar{U}(x,0) = f(x) - U_{st}(x) = \sum_{j=1}^{\infty} \tilde{X}_j(x) C_j^2;$$

$$\frac{\partial \bar{U}(x,0)}{\partial t} = F(x) = \sum_{j=1}^{\infty} \tilde{X}_j(x) C_j^1 \lambda_j.$$

Умножим правую и левую части на $\tilde{X}_j(x) \rho(x)$ и проинтегрируем от 0 до \tilde{l} :

$$\begin{cases} \int_0^{\tilde{l}} \tilde{X}_j(x) \rho(x) f(x) dx = \sum_{j=1}^{\infty} C_j^2 \int_0^{\tilde{l}} \tilde{X}_j(x) \tilde{X}_p(x) \rho(x) dx + \int_0^{\tilde{l}} \tilde{X}_j(x) U_{st}(x) \rho(x) dx \\ \int_0^{\tilde{l}} \tilde{X}_j(x) \rho(x) F(x) dx = \sum_{j=1}^{\infty} C_j^1 \lambda_j \int_0^{\tilde{l}} \tilde{X}_j(x) \tilde{X}_p(x) \rho(x) dx \end{cases} \quad (j=1,2,\dots,\infty).$$

Отсюда

$$\begin{aligned} C_j^2 &= \frac{1}{N_j} \left(\int_0^{\tilde{l}} \tilde{X}_j(x) f(x) \rho(x) dx - \int_0^{\tilde{l}} \tilde{X}_j(x) U_{st}(x) \rho(x) dx \right); \\ C_j^1 &= \frac{1}{N_j \lambda_j} \int_0^{\tilde{l}} \tilde{X}_j(x) F(x) \rho(x) dx, \quad (j=1,2,\dots,\infty). \end{aligned} \quad (3.40)$$

Далее получим выражение для функции $U(x, t)$

$$U(x, t) = \sum_{j=1}^{\infty} \tilde{X}_j(x) T_j(t) = \sum_{j=1}^{\infty} \tilde{X}_j(x) e^{-\bar{\mu}_j \frac{t}{2}} [C_j^1 \sin \lambda_j t + C_j^2 \cos \lambda_j t] + U_{st}(x).$$

В точке подвеса груза $x = l$ усилия в канате будут равны

$$P(l, t) = EF \left\{ \sum_{j=1}^{\infty} \tilde{X}'_j(l) e^{-\bar{\mu}_j \frac{t}{2}} [C_j^1 \sin \lambda_j t + C_j^2 \cos \lambda_j t] + \frac{\partial U_{st}(l)}{\partial x} \right\} - K_0 F \sum_{j=1}^{\infty} \tilde{X}'_j(l) \times \left[-\frac{\bar{\mu}_j}{2} e^{-\bar{\mu}_j \frac{t}{2}} [C_j^1 \sin \lambda_j t + C_j^2 \cos \lambda_j t] + e^{-\bar{\mu}_j \frac{t}{2}} [C_j^1 \lambda_j \cos \lambda_j t - C_j^2 \lambda_j \sin \lambda_j t] \right]. \quad (3.41)$$

В точке набегания каната на шкив $x = 0$ усилия будут иметь вид:

$$P(0, t) = EF \left\{ \sum_{j=1}^{\infty} \tilde{X}'_j(0) e^{-\bar{\mu}_j \frac{t}{2}} [C_j^1 \sin \lambda_j t + C_j^2 \cos \lambda_j t] + \frac{\partial U_{st}(0)}{\partial x} \right\} - K_0 F \sum_{j=1}^{\infty} \tilde{X}'_j(0) \times \left[-\frac{\bar{\mu}_j}{2} e^{-\bar{\mu}_j \frac{t}{2}} [C_j^1 \sin \lambda_j t + C_j^2 \cos \lambda_j t] + e^{-\bar{\mu}_j \frac{t}{2}} [C_j^1 \lambda_j \cos \lambda_j t - C_j^2 \lambda_j \sin \lambda_j t] \right]. \quad (3.42)$$

Вычислим соответствующие интегралы:

$$\begin{aligned} \int_0^{\tilde{l}} \tilde{X}_j(x) f(x) \rho(x) dx &= \int_0^{\tilde{l}} \tilde{X}_j(x) f(x) \left[\frac{q}{g} + \frac{Q}{g} \delta(x-l) \right] dx = \\ &= f(l) \frac{Q}{g} \theta_j \sin \frac{\lambda_j}{c} l + \frac{q}{g} \theta_j \int_0^l f(x) \sin \frac{\lambda_j}{c} x dx + \frac{q}{g} \int_l^{\tilde{l}} f(x) \sin \frac{\lambda_j}{c} x dx + \\ &\quad + \frac{q}{g} \chi_j \int_l^{\tilde{l}} f(x) \cos \frac{\lambda_j}{c} x dx; \\ \int_0^{\tilde{l}} \tilde{X}_j(x) F(x) \rho(x) dx &= F(l) \frac{Q}{g} \theta_j \sin \frac{\lambda_j}{c} l + \frac{q}{g} \theta_j \int_0^l F(x) \sin \frac{\lambda_j}{c} x dx + \\ &\quad + \frac{q}{g} \int_l^{\tilde{l}} F(x) \sin \frac{\lambda_j}{c} x dx + \frac{q}{g} \chi_j \int_l^{\tilde{l}} F(x) \cos \frac{\lambda_j}{c} x dx \end{aligned}$$

Для исследования горизонтальных колебаний сосуда во время предохранительного торможения достаточно ограничиться пятью первыми формами в формуле (3.41) и (3.42), так как они несут в себе доминирующую долю энергии вертикальных колебаний [2].

3.1.4 Построение аналитического решения уравнений горизонтальных колебаний подъемного сосуда

Рассмотрим уравнения горизонтальных колебаний сосудов (3.21) вокруг центральных осей инерции.

Для определения значения $\ddot{\varphi}(t)$ подставим выражения (3.42) в (3.1) с учетом (3.40). После необходимых преобразований запишем:

$$\ddot{\varphi}(t) = \frac{-M_{\text{tor}}(t) - R(Q_1 + q\tilde{l} - Q_2 - q\tilde{l}) - REF \sum_{j=1}^{\infty} \sum_{i=1}^2 X'_{i,j}(0) e^{-\bar{\mu}_{i,j} \frac{t}{2}} \sqrt{\eta c_{i,j}^2 + \eta s_{i,j}^2} \sin(\lambda_{i,j} t + \bar{\alpha}_{i,j})}{J + \frac{R^2}{g} (Q_1 + q\tilde{l} + Q_2 + q\tilde{l}) + REF \sum_{j=1}^{\infty} \sum_{i=1}^2 X'_{i,j}(0) e^{-\bar{\mu}_{i,j} \frac{t}{2}} \sqrt{v c_{i,j}^2 + v s_{i,j}^2} v_{i,j} \sin(\lambda_{i,j} t + \bar{\alpha}_{i,j})}, \quad (3.43)$$

где

$$\begin{aligned} \bar{\alpha}_{i,j} &= \arctg\left(\frac{v c_{i,j}}{v s_{i,j}}\right); \quad \bar{\bar{\alpha}}_{i,j} = \arctg\left(\frac{\eta c_{i,j}}{\eta s_{i,j}}\right); \\ v c_{i,j} &= (-1)^{i+1} \left(1 + \frac{K_0}{E} \frac{\bar{\mu}_{i,j}}{2}\right) \bar{C}_{i,j}^2; \quad v s_{i,j} = (-1)^{i+1} \frac{K_0}{E} \bar{C}_{i,j}^2 \lambda_{i,j}; \\ \eta c_{i,j} &= (-1)^{i+1} \left(\bar{C}_{i,j}^2 + \frac{K_0}{E} \frac{\bar{\mu}_{i,j}}{2} \bar{C}_{i,j}^2 - \frac{K_0}{E} C_{i,j}^1 \lambda_{i,j}\right); \quad \eta s_{i,j} = (-1)^{i+1} \left(C_{i,j}^1 + \frac{K_0}{E} \frac{\bar{\mu}_{i,j}}{2} C_{i,j}^1 + \frac{K_0}{E} \bar{C}_{i,j}^2 \lambda_{i,j}\right); \\ \bar{C}_{i,j}^2 &= \frac{1}{N_{i,j}} \left[\int_0^{l_i} X_{i,j}(x) f_i(x) \rho_i(x) dx - \frac{1}{EF} \int_0^{l_i} (Q_i - qx + q\tilde{l}) X_{i,j}(x) \rho_i(x) dx \right]; \\ \bar{\bar{C}}_{i,j}^2 &= (-1)^i \frac{R}{gEFN_{i,j}} \int_0^{l_i} (Q_i - qx + q\tilde{l}) X_{i,j}(x) \rho_i(x) dx. \end{aligned}$$

Подставим выражения (3.41) в уравнения (3.10) и, проведя необходимые преобразования, получим уравнение типа Матье-Хилла следующего вида

$$\begin{aligned} \ddot{\Psi}_i^{lob} + [A_i^{lob}(\ddot{\varphi}) + \sum_{j=1}^{\infty} B_{i,j}^{lob}(\ddot{\varphi}) \sin(\lambda_{i,j} t + \alpha_{i,j})] \Psi_i^{lob} + \Delta A_i^{lob} (\Psi_i^{lob} - \Psi_{lob,i}^0) \cdot \sigma(\Psi_i^{lob} - \Psi_{lob,i}^0) &= 0, \\ \ddot{\Psi}_i^{bok} + [A_i^{bok}(\ddot{\varphi}) + \sum_{j=1}^{\infty} B_{i,j}^{bok}(\ddot{\varphi}) \sin(\lambda_{i,j} t + \alpha_{i,j})] \Psi_i^{bok} + \\ + \Delta A_i^{bok} (\Psi_i^{bok} - \Psi_{bok,i}^0) \cdot \sigma(\Psi_i^{bok} - \Psi_{bok,i}^0) &= 0, \end{aligned} \quad (3.44)$$

$$\ddot{\Psi}_i^{gor} + [A_i^{gor}(\ddot{\varphi}) + \sum_{j=1}^{\infty} B_{i,j}^{gor}(\ddot{\varphi}) \sin(\lambda_{i,j} t + \alpha_{i,j})] \Psi_i^{gor} + \Delta A_i^{gor} (\Psi_i^{gor} - \Psi_{gor,i}^0) \cdot \sigma(\Psi_i^{gor} - \Psi_{gor,i}^0) = 0,$$

где

$$\begin{aligned} A_i^{lob}(\ddot{\varphi}) &= \frac{b_i}{I_i^{lob}} \frac{\partial U_{\text{st},i}(l_i, \ddot{\varphi})}{\partial x} + \frac{H_{\text{rol},i}^{lob}}{I_i^{lob}}, \quad B_{i,j}^{lob}(\ddot{\varphi}) = b_i EF \tilde{X}'_{i,j}(l_i) \frac{e^{-\bar{\mu}_{i,j} \frac{t}{2}}}{I_i^{lob}} \sqrt{M_{i,j}^1(\ddot{\varphi})^2 + M_{i,j}^2(\ddot{\varphi})^2}; \\ A_i^{bok}(\ddot{\varphi}) &= \frac{b_i}{I_i^{bok}} \frac{\partial U_{\text{st},i}(l_i, \ddot{\varphi})}{\partial x} + \frac{H_{\text{rol},i}^{bok}}{I_i^{bok}}, \quad B_{i,j}^{bok}(\ddot{\varphi}) = b_i EF \tilde{X}'_{i,j}(l_i) \frac{e^{-\bar{\mu}_{i,j} \frac{t}{2}}}{I_i^{bok}} \sqrt{M_{i,j}^1(\ddot{\varphi})^2 + M_{i,j}^2(\ddot{\varphi})^2}; \end{aligned}$$

$$A_i^{gor}(\ddot{\varphi}) = \frac{\sum_{k=1}^{\tau_1} \xi_{i,k}^{gor}}{l_i I_i^{gor}} \frac{\partial U_{st,i}(l_i, \ddot{\varphi})}{\partial x} + \frac{H_{rol,i}^{gor}}{I_i^{gor}}; \quad B_{i,j}^{gor}(\ddot{\varphi}) = \frac{\sum_{k=1}^{\tau_1} \xi_{i,k}^{gor}}{l_i} EF\tilde{X}'_{i,j}(l_i) \frac{e^{-\bar{\mu}_{i,j} \frac{t}{2}}}{I_i^{gor}} \sqrt{M_{i,j}^1(\ddot{\varphi})^2 + M_{i,j}^2(\ddot{\varphi})^2};$$

$$\alpha_{i,j}(\ddot{\varphi}) = \arctg\left(\frac{M_{i,j}^2(\ddot{\varphi})}{M_{i,j}^1(\ddot{\varphi})}\right);$$

$$M_{i,j}^1(\ddot{\varphi}) = C_{i,j}^1 + \frac{K_0}{E} \left(\frac{\bar{\mu}_{i,j}}{2} C_{i,j}^1 + C_{i,j}^2(\ddot{\varphi}) \lambda_{i,j} \right); \quad M_{i,j}^2(\ddot{\varphi}) = C_{i,j}^2(\ddot{\varphi}) + \frac{K_0}{E} \left(\frac{\bar{\mu}_{i,j}}{2} C_{i,j}^2(\ddot{\varphi}) - C_{i,j}^1 \lambda_{i,j} \right).$$

$$\Delta A_i^{lob} = \frac{H_{baw,i}^{lob}}{I_i^{lob}}; \quad \sigma(\Psi_i^{lob} - \Psi_{lob,i}^0) = \begin{cases} 0, & \Psi_i^{lob} < \Psi_{lob,i}^0 \\ 1, & \Psi_i^{lob} \geq \Psi_{lob,i}^0 \end{cases};$$

$$\Delta A_i^{bok} = \frac{H_{baw,i}^{bok}}{I_i^{bok}}; \quad \sigma(\Psi_i^{bok} - \Psi_{bok,i}^0) = \begin{cases} 0, & \Psi_i^{bok} < \Psi_{bok,i}^0 \\ 1, & \Psi_i^{bok} \geq \Psi_{bok,i}^0 \end{cases};$$

$$\Delta A_i^{gor} = \frac{H_{baw,i}^{gor}}{I_i^{gor}}; \quad \sigma(\Psi_i^{gor} - \Psi_{gor,i}^0) = \begin{cases} 0, & \Psi_i^{gor} < \Psi_{gor,i}^0 \\ 1, & \Psi_i^{gor} \geq \Psi_{gor,i}^0 \end{cases}.$$

Задача свелась к решению системы уравнений (3.44) типа Матье-Хилла, учитывающих влияние закона изменения тормозного момента $M_{tor}(t)$ на характер горизонтальных колебаний сосудов при нелинейных ступенчатых жесткостях опор его направляющих в лобовых и боковых плоскостях проводников.

При определении значения обобщенных коэффициентов жесткости направляющих $H_{rol,i}^{lob}$, $H_{baw,i}^{lob}$, $H_{rol,i}^{bok}$, $H_{baw,i}^{bok}$, $H_{rol,i}^{gor}$, $H_{baw,i}^{gor}$, будем считать, что они установлены по всем 4-м углам сосудов в лобовых плоскостях и описываются выражениями

$$H_{rol,i}^{lob} = C_{rol,i}^{lob} b_i^2; \quad H_{baw,i}^{lob} = C_{baw,i}^{lob} b_i^2;$$

$$H_{rol,i}^{bok} = C_{rol,i}^{bok} b_i^2; \quad H_{baw,i}^{bok} = C_{baw,i}^{bok} b_i^2;$$

$$H_{rol,i}^{gor} = C_{rol,i}^{gor} \left(\frac{(\xi_i^{gor})^2}{l_i} \right)^2; \quad H_{baw,i}^{gor} = C_{baw,i}^{gor} \left(\frac{(\xi_i^{gor})^2}{l_i} \right)^2; \quad (i = 1, 2).$$

Высоту сосудов обозначим через L_i . Для таких условий поворота сосудов на углы Ψ_i^{lob} , Ψ_i^{bok} , Ψ_i^{gor} в границах зазоров Z_i^{lob} , Z_i^{bok} , Z_i^{gor} связаны соотношением (3.8). Считаем, что сила упругости пружины ролика соответствует закону Гука и пропорциональна ее деформации

$$F_i^{lob} = Z_i^{lob} C_{rol,i}^{lob};$$

$$F_i^{bok} = Z_i^{bok} C_{rol,i}^{bok};$$

$$F_i^{gor} = (Z_i^{bok} + Z_i^{gor}) C_{rol,i}^{gor}; \quad (i = 1, 2).$$

Моменты сил F_i^{lob} , F_i^{bok} , F_i^{gor} относительно центров масс сосудов равны

$$\begin{aligned}
M_i^{lob} &= F_i^{lob} b_i; \\
M_i^{bok} &= F_i^{bok} b_i; \\
M_i^{gor} &= F_i^{gor} \frac{(\xi_i^{gor})^2}{l_i}, \quad (i=1,2).
\end{aligned}$$

Так как роликовых узлов всего четыре, то суммарный момент сил упругости всех их пружин равен

$$\begin{aligned}
M_{rol,i}^{lob} &= 4M_i^{lob} = 4b_i^2 C_{rol,i}^{lob} \Psi_i^{lob}; \\
M_{rol,i}^{bok} &= 4M_i^{bok} = 4b_i^2 C_{rol,i}^{bok} \Psi_i^{bok}; \\
M_{rol,i}^{gor} &= 4M_i^{gor} = 4 \frac{(\xi_i^{gor})^2}{l_i} C_{rol,i}^{gor} \left(\Psi_i^{gor} \frac{(\xi_i^{gor})^2}{l_i} + \Psi_i^{bok} \frac{(\xi_i^{bok})^2}{l_i} \right), \quad (i=1,2).
\end{aligned}$$

Сравнивая эти соотношения с выражениями для моментов сил упругости роликов в уравнении (3.10) получим

$$\begin{aligned}
M_{rol,i}^{lob} &= H_i^{lob} \Psi_i^{lob}; \\
M_{rol,i}^{bok} &= H_i^{bok} \Psi_i^{bok}; \\
M_{rol,i}^{gor} &= H_i^{gor} \Psi_i^{gor}, \quad (i=1,2).
\end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned}
H_i^{lob} &= 4b_i^2 C_{rol,i}^{lob}; \\
H_i^{bok} &= 4b_i^2 C_{rol,i}^{bok}; \\
H_i^{gor} &= 4 \left(\frac{(\xi_i^{gor})^2}{l_i} \right)^2 C_{rol,i}^{gor}, \quad (i=1,2).
\end{aligned}$$

Моменты инерции сосудов I_i^{lob} , I_i^{bok} , I_i^{gor} вычисляются по известным в теоретической механике формулам на основании данных их проектной документации.

Для реальных параметров существующих ШПУ значения $M_{rol,i}^{gor}$ по сравнению с $M_{rol,i}^{lob}$, $M_{rol,i}^{bok}$ малы, поэтому в дальнейших исследованиях будем пренебрегать поворотами сосудов вокруг вертикальной оси инерции при торможении.

В реальных подъемных установках всегда есть рассеивание энергии вертикальных колебаний. Наличие затухания в уравнении Матье [20] практически не изменяет границы зон неустойчивости, а только смещает минимальное значение амплитуды возбуждения $B_{i,j}^{lob}$, $B_{i,j}^{bok}$ от 0 к некоторому значению, которое называется критическим. Для вертикальных колебаний, амплитуды которых одновременно является амплитудами возбуждения для горизонтальных колеба-

ний, существенное значение имеет наличие затухания. Коэффициенты $B_{i,j}^{lob}$, $B_{i,j}^{bok}$ в уравнениях Матье определяют положения координатных точек $(A_i^{lob}, B_{i,j}^{lob})$, $(A_i^{bok}, B_{i,j}^{bok})$ на диаграмме Айнса-Стретта, и определяет, будут ли мгновенные значения $B_{i,j}^{lob}$, $B_{i,j}^{bok}$ попадать в зону неустойчивости или нет. Номера зон неустойчивости по оси ординат (1,2,3,...) определяются значениями коэффициентов A_i^{lob} , A_i^{bok} , а расстояния от этой оси (глубины проникновения координатных точек в зоны или попадание за их границы) определяются коэффициентами $B_{i,j}^{lob}$, $B_{i,j}^{bok}$. То есть скорости уменьшения коэффициентов $B_{i,j}^{lob}$, $B_{i,j}^{bok}$ будут определять место положение системы в режиме неустойчивости, а это означает, насколько сильно вырастут горизонтальные колебания за время, пока вертикальные не затухнут до уровня выхода координатной точки из зон неустойчивости. Это определяет уровень аварийноопасности этого явления.

Таким образом, задача сводится к решению пар уравнений типа уравнения Матье-Хилла (3.44). Решение неоднородных уравнений является начальными условиями для решения однородных и наоборот [21].

Исследование динамики системы сосудов армировка в проводниках гибкой армировки многоканатный подъемных установок и в проводниках жесткой и гибкой армировок барабанных подъемных машин является частным случаем представленной в разделе 3.1. обобщенной математической модели.

3.2 Численные экспериментальные исследования динамики подъемных сосудов в режиме торможения

3.2.1 Экспериментальные исследования зависимости степени нарастания амплитуд горизонтальных колебаний сосудов от параметров установки

На основе разработанной в пункте 3.1 математической модели проводились численные эксперименты на основе программного модуля «ДиАрм 2», позволяющие определить зависимости между параметрами системы и устойчивостью ее динамических режимов.

При проведении численных экспериментов рассматривались колебания подъемного сосуда в лобовой плоскости проводников на примере уравновешенной подъемной установки со следующими параметрами:

- высота подъема - 1000 м;
- масса сосуда – 30000 кг;
- высота сосуда (от верхнего до нижнего пояса) – 9 м;
- наибольшая скорость при срабатывании ТП – 6 м/с;
- канатные проводники;
- направляющие – втулки скольжения.

Для экспериментального подтверждения существования влияния вертикальных колебаний сосудов на горизонтальные было проведено моделирование динамики подъемного сосуда при одинаковых условиях торможения без учета

влияния вертикальных колебаний (рис. 3.3, а) и при учете влияния вертикальных колебаний сосуда (рис.3.3, б). Анализ показывает, что при торможении в «центре неустойчивости» вертикальные колебания вызывают рост амплитуд горизонтальных колебаний, а при отсутствии влияния вертикальных – горизонтальные представляют собой гармонические колебания с постоянными амплитудами.

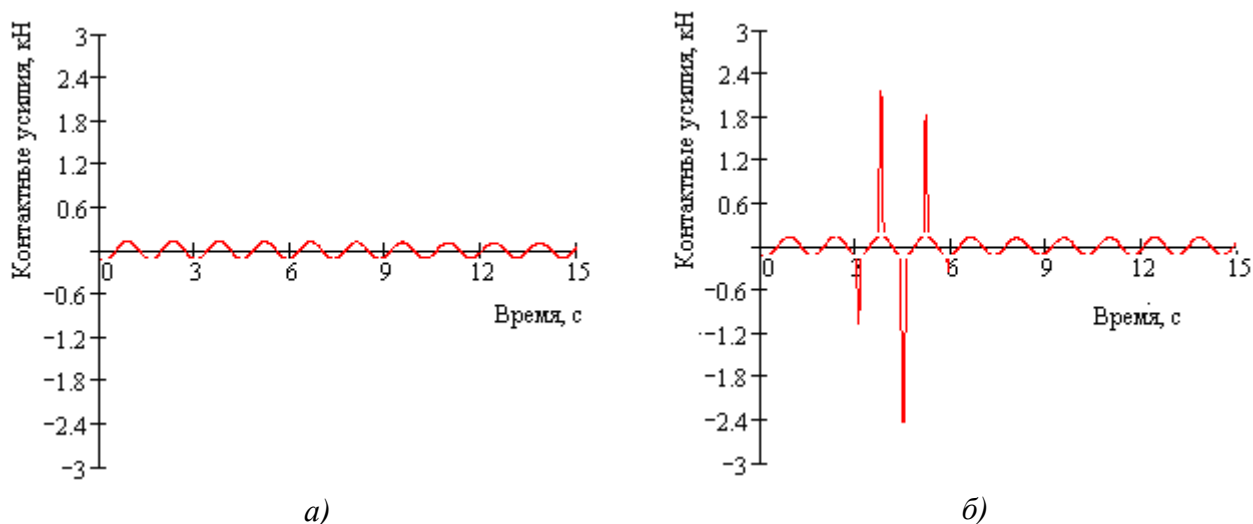


Рис. 3.3. Контактные усилия взаимодействия направляющих сосуда с проводниками при торможении в «центре неустойчивости»: а) без учета влияния вертикальных колебаний; б) с учетом влияния вертикальных колебаний

Для уравнений типа (3.44) основным инструментом, отделяющим границы зон устойчивого движения от неустойчивого – зон параметрического резонанса – является диаграмма Айнса-Стретта. Безразмерные коэффициенты уравнения Матье « A » и « B » являются функциями координаты сосуда в стволе при торможении l . Следовательно, для каждой точки ствола l (при прочих равных условиях) на диаграмме Айнса-Стретта существует одна и только одна точка « M » с координатами $M\{A,B\}$, положение которой определяет, каким будет режим горизонтальных колебаний сосуда при торможении – устойчивым или неустойчивым.

Так как срабатывание предохранительного тормоза может произойти в любой точке ствола то, варьируя значение l по всей глубине ствола, мы получим «координатную кривую», которая может проходить (по мере перемещения по отделению ствола точки срабатывания тормоза) поочередно через несколько зон устойчивости и неустойчивости. Участки ствола (интервалы изменения l), на которых «координатная кривая» будет находиться внутри зон неустойчивости на диаграмме, являются теми участками, торможение в которых при определенных сочетаниях значений динамических параметров системы (в том числе и замедления подъемной машины) вызовет горизонтальную раскачку подъемного сосуда. Интенсивность этой раскачки зависит от глубины расположения «координатной точки M » внутри зон неустойчивости. Это определяет существование так называемого «центра неустойчивости» - при торможении в кото-

ром скорость роста амплитуд горизонтальных колебаний сосуда будет наибольшей.

На рис. 3.4 показан график зависимости скорости роста амплитуд горизонтальных колебаний от «коэффициента массивности проводникового каната» α_{mas} , определяемого по формуле (3.45)

$$\alpha_{mas,i}^{(k)} = \frac{Q_{pr,i}^{(k)}}{Q_{H,i}^{(k)}}, \quad (3.45)$$

где $Q_{H,i}^{(k)}$ - концевые силы натяжения k -х проводников i -той ветви. Отсюда видно, что с увеличением α_{mas} снижается уровень интенсивности амплитуд горизонтальных колебаний направляющих сосуда.

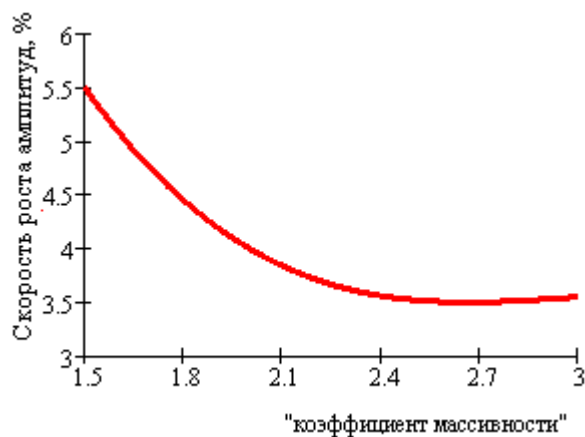


Рис. 3.4. Зависимость положения «центра неустойчивости» по глубине ствола от «коэффициента массивности» проводниковых канатов

Также анализ показал, что с ростом «коэффициента массивности» проводниковых канатов зоны неустойчивости смещаются вниз по стволу от участка с отметкой -134 м до участка с отметкой -180 м.

Исследования показывают, что интенсивность роста амплитуд горизонтальных колебаний подъемных сосудов в зоне параметрической неустойчивости взаимодействия сосуда с гибкой армировкой имеет при предохранительном торможении обратную функциональную зависимость от «коэффициента массивности» проводниковых канатов.

Аналогичные эксперименты по исследованию зависимости интенсивности роста амплитуд горизонтальных колебаний при торможении в «центре неустойчивости» от величины замедления подъемной машины для подъемных установок с жесткой армировкой позволяют сделать вывод, что интенсивность роста амплитуд горизонтальных колебаний возрастает с ростом замедления подъемной машины и скорости движения сосуда по стволу (рис. 3.5).

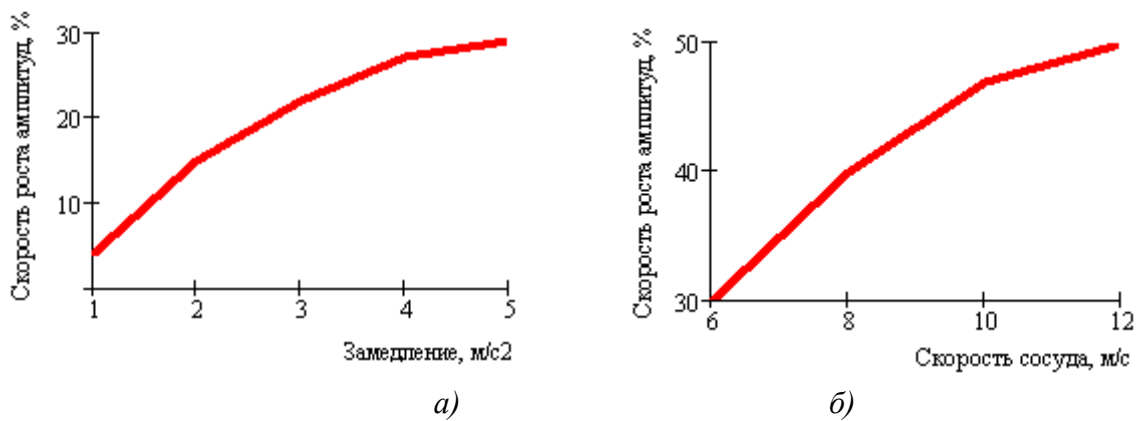


Рис. 3.5. Зависимость скорости роста амплитуд горизонтальных колебаний сосуда: *а)* от замедления подъемной машины; *б)* от скорости движения сосуда по стволу

Таким образом при торможении даже в «центре неустойчивости» с малой величиной замедления подъемной машины или при малых скоростях движения сосуда по стволу можно минимизировать горизонтальные взаимодействия направляющих подъемного сосуда с армировкой.

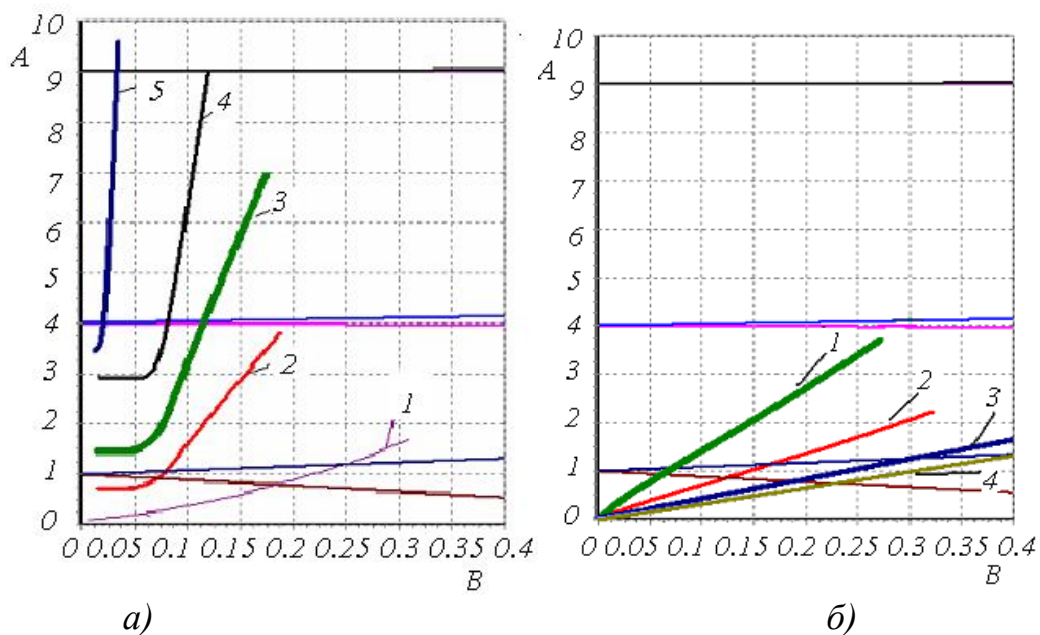


Рис. 3.6. Положения координатной кривой на диаграмме устойчивости Айнса-Стретта: *а)* в зависимости от жесткости направляющих подъемных сосудов; *б)* в зависимости от скорости движения сосуда по стволу.

Эксперименты по исследованию зависимости положения координат зон неустойчивости в отделении ствола от жесткости роликовых направляющих сосуда при торможении сосуда в проводниках жесткой армировки показывают, что чем больше значения жесткости роликовых направляющих тем (кривая 1-5), ближе к вертикальной оси на диаграмме Айнса-Стретта располагается координатная кривая (рис. 3.7а). Из-за этого координатная кривая пересекает зоны неустойчивости на более коротких участках, или

вместо пересечения первой зоны неустойчивости (кривые 1-2) пересекает вторую и третью (кривая 3-5), которые являются более узкими по глубине ствола, а колебания в них имеют меньшую степень возбуждения при торможении, чем в первой. Численные исследования показали, что определяющими параметрами для режима взаимодействия башмаков с проводниками во время торможения является жесткость пружин роликовых амортизаторов. Количество и протяженность зон неустойчивости по глубине ствола имеют обратную функциональную зависимость от жесткости направляющих сосуда.

Аналогичным образом проводились исследования по зависимости расположения и ширины зон параметрической неустойчивости взаимодействия сосудов с проводниками от вертикальной скорости движения сосуда по стволу. Эксперименты показали (рис. 3.6, б), что чем больше вертикальная скорость движения сосуда по стволу (6 -12 м/с) (кривые 1-4), тем ниже на диаграмме устойчивости проходит координатная кривая торможения, то есть тем больше ширина зон неустойчивости в стволе. Таким образом, количество и протяженность зон неустойчивости по глубине ствола имеют прямую функциональную зависимость от скорости движения сосуда по стволу.

Выше было показано, что в стволе ширина зон параметрической неустойчивости взаимодействия сосудов с жесткой арматурой и интенсивность роста амплитуд горизонтальных колебаний при предохранительном торможении в этих зонах имеет обратную функциональную зависимость от параметров упругости системы «направляющий сосуда - проводник».

Анализ представленных в данной работе результатов исследований показывает, что взаимодействие сосудов с проводниками гибкой арматуры уравновешенных подъемных установок в режиме торможения носит достаточно сложный характер. Изучение этого процесса имеет как практическое значение для проектирования новых систем «сосуд-канатная арматура», разработки диагностических моделей и анализа состояния эксплуатирующихся стволов, так и теоретический интерес для развития динамики шахтного подъема.

3.2.2 Экспериментальные исследования зависимости амплитуд горизонтальных колебаний сосудов от длины головного каната в момент торможения

С использованием программного обеспечения, реализующего математическую модель, описанную в пункте 3.1, были проведены численные эксперименты по исследованию динамики взаимодействия подъемного сосуда с проводниками жесткой арматуры шахтных подъемных установок без уравновешивающих канатов.

В экспериментах рассматривались колебания подъемного сосуда в лобовой плоскости проводников на примере подъемной установки со следующими параметрами: высота подъема - 940 м (общая длина головного каната 1090); масса сосуда – 17610 кг; высота сосуда (от верхнего до нижнего пояса) - 12.7

м; наибольшая скорость при срабатывании ТП – 6 м/с; проводники коробчатого типа; направляющие - роликовые подпружиненные амортизаторы и жесткие предохранительные башмаки скольжения; глубинные отметки срабатывания ТП: -120 м (длина головного каната 270 м); -389 м (539 м) и -403 м (942 м).

На рис. 3.7 показанная диаграмма Айнса-Стретта с траекторией точки $M(A_1^{lob}, B_1^{lob})$, которая отображает изменение параметров A_1^{lob}, B_1^{lob} системы в зависимости от длины головного каната в момент торможения l .

Из рисунка 3.7 видно, что определенную часть ствола траектория координатной кривой находится в первой зоне параметрического резонанса. То есть, при предохранительном торможении в этой зоне возможна перекачка энергии вертикальных перемещений сосуда в угловые колебания с увеличением контактных усилий, которые действуют на проводники. Этот участок отделения ствола приурочен к отметкам -389 м ÷ -409 м. Однако, представляет интерес в исследованиях найти не только положения резонансных зон в стволе при заданных механических параметрах установки, но и узнать, во сколько раз возрастут горизонтальные колебания сосуда при торможении.

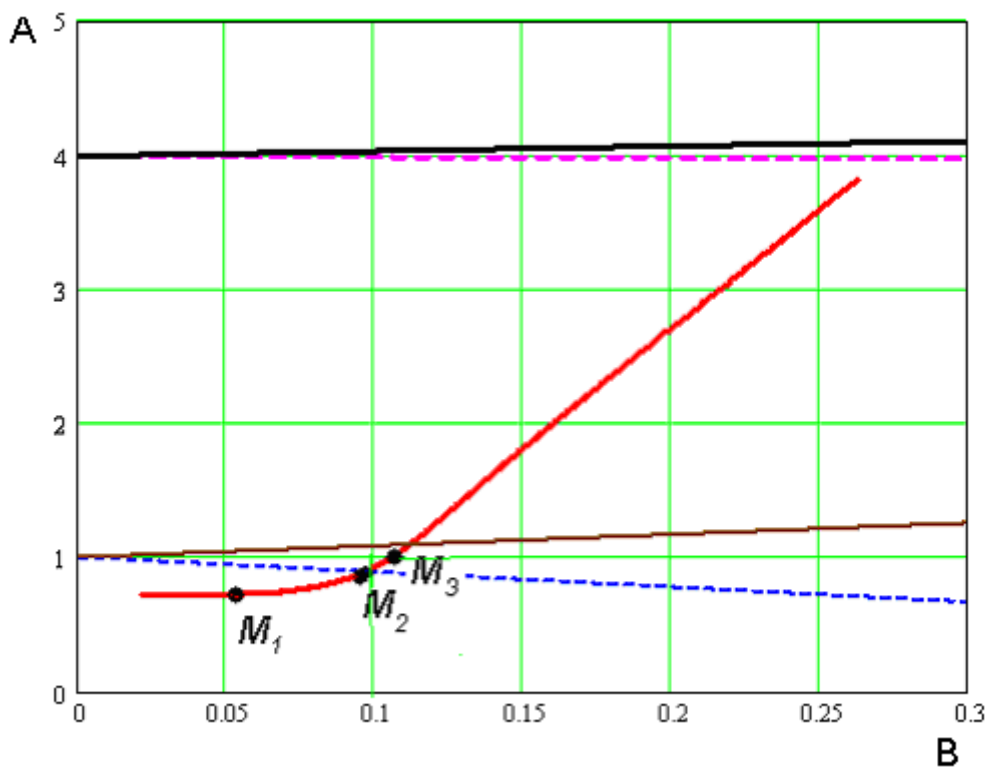
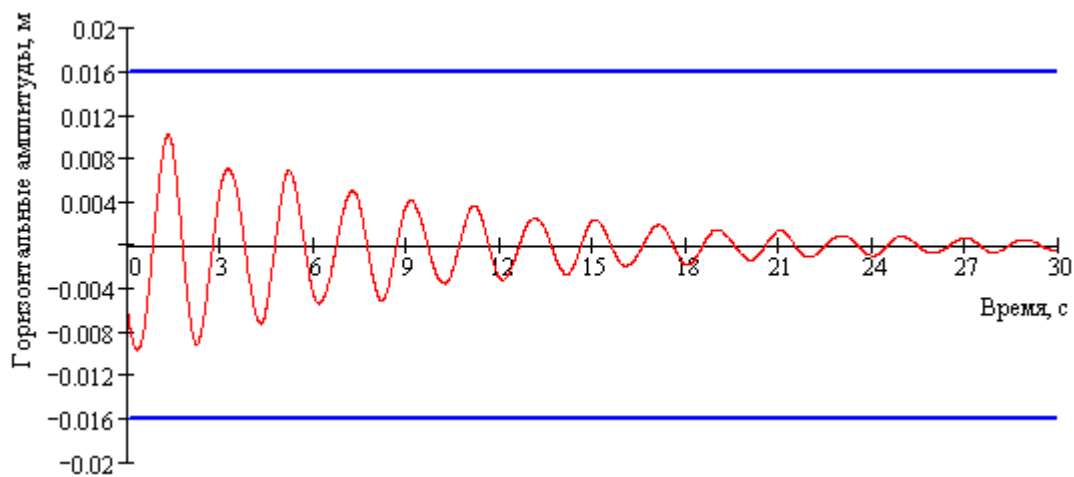
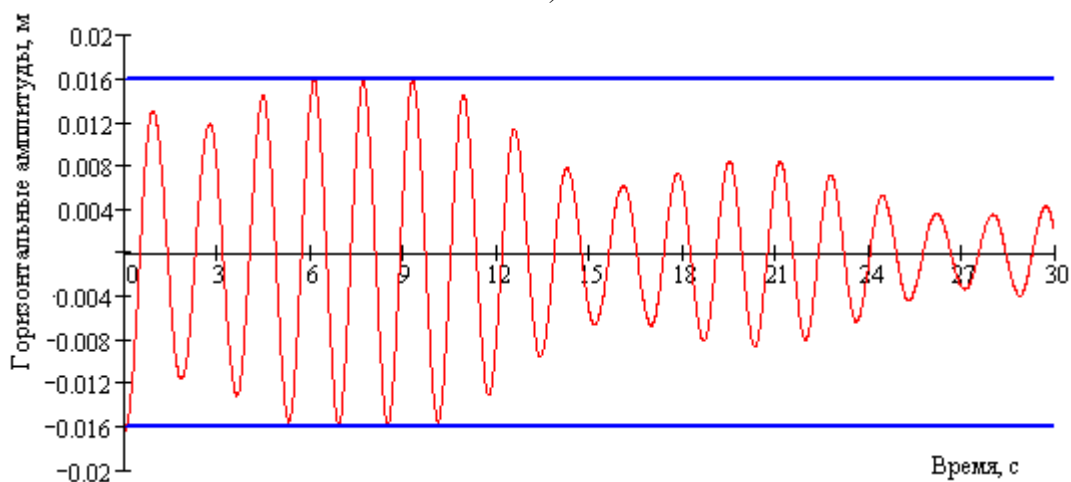


Рис. 3.7. Положение координатной кривой при торможении подъемного сосуда на диаграмме устойчивости Айнса-Стретта

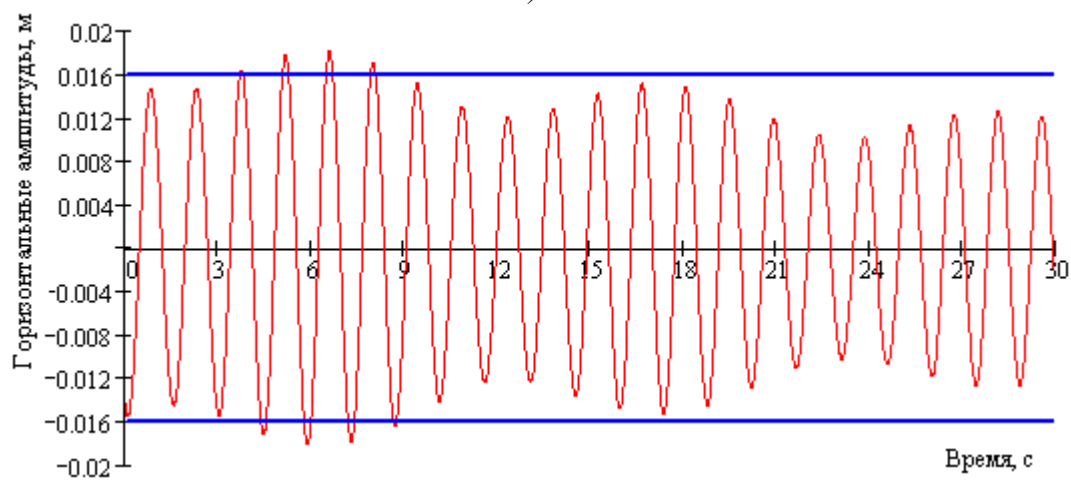
Для этого необходимо провести моделирование процесса торможения в устойчивой зоне (точка M_1 , рис. 3.7), на границе зоны неустойчивости (точка M_2 , рис. 3.7) и в центре неустойчивости (точка M_3 , рис. 3.7).



a)

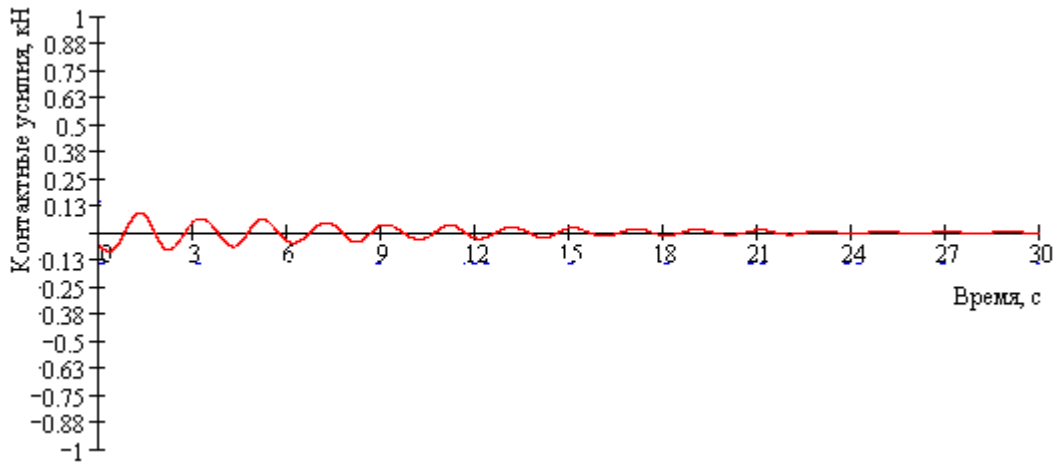


б)

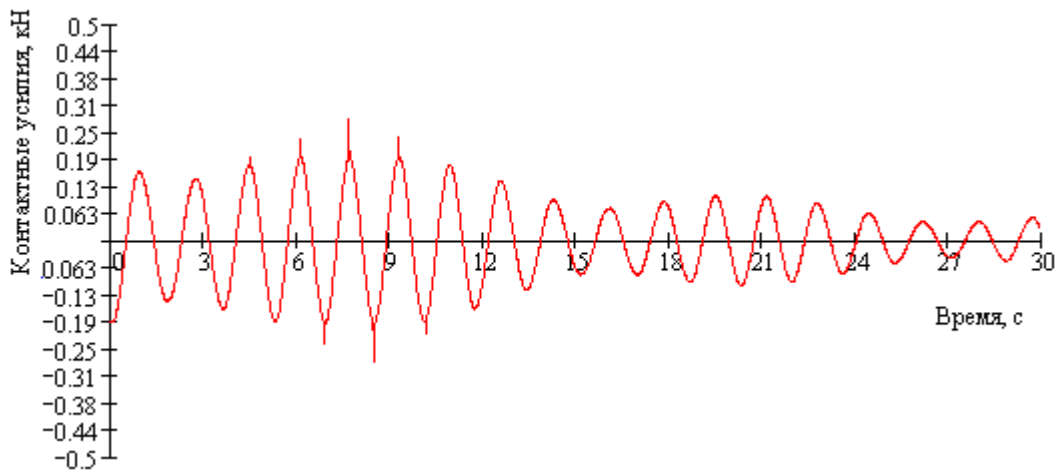


в)

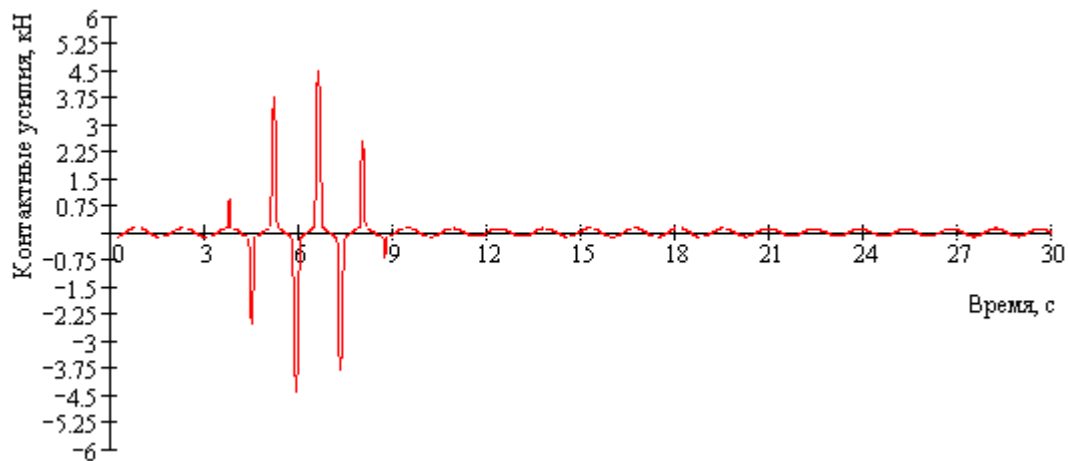
Рис. 3.8. Амплитуды горизонтальных колебаний подъемного сосуда во время предохранительного торможения: *a)* в районе отметки -120 м (зона устойчивости); *б)* в районе отметки -389 м (нижняя граница зоны неустойчивости); *в)* в районе отметки -403 м (центр зоны неустойчивости)



a)



б)



в)

Рис. 3.9. Силы взаимодействия направляющих сосуда с проводниками армировки во время предохранительного торможения: а) в районе отметки -120 м (зона устойчивости); б) в районе отметки -389 м (нижняя граница зоны неустойчивости); в) в районе отметки -403 м (центр зоны неустойчивости)

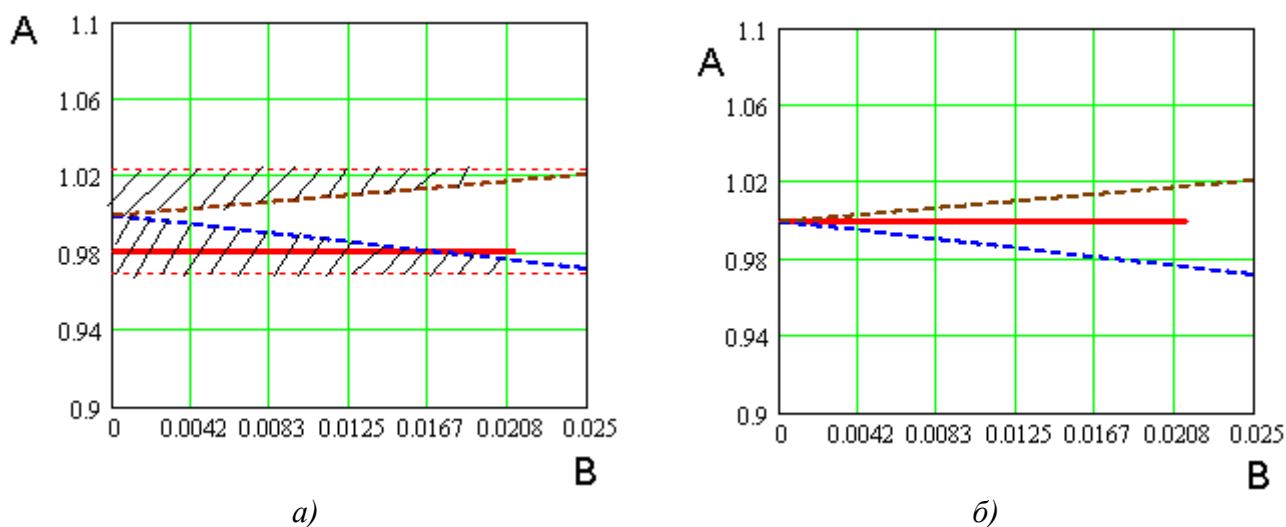


Рис. 3.10. Траектории изменения положения точки торможения на диаграмме устойчивости Айнса-Стретта за время остановки сосуда: а) на границе зоны неустойчивости; б) в «центре неустойчивости»

На рис. 3.8 приведены графики горизонтальных колебаний направляющих подъемного сосуда неуравновешенной подъемной установки при торможении в различных точках отделения ствола. Из приведенного графика видно, что при торможении в зоне неустойчивости горизонтальные колебания сосуда имеют тенденцию к возрастанию (рис. 3.8б, 3.8в) и происходят устойчивые горизонтальные колебания с постоянными амплитудами при торможении за пределами этих зон (рис. 3.8 а).

Исследования показывают, что степень возрастания горизонтальных колебаний за время торможения зависит от соотношения параметров, которые сложились в подъемной системе к этому моменту, в особенности от длины головного каната в момент торможения.

Чем ближе точка торможения к «центру неустойчивости», тем сильнее горизонтальные колебания и больше силы контактного взаимодействия направляющих сосудов с проводниками (рис. 3.9).

При попадании точки торможения в зону неустойчивости горизонтальные колебания сосуда на начальном этапе времени торможения нарастают под действием параметрического возбуждения со стороны вертикальных. Из-за рассеивания энергии в канате вертикальные колебания со временем затухают. Их амплитуды со временем уменьшаются. Для параметров «А» и «В» уравнения Маттье это уменьшение соответствует уменьшению параметра «В» и неизменности параметра «А». То есть координатная точка за время торможения перемещается по диаграмме Айнса-Стретта справа налево к вертикальной координатной оси ОА.

При этом возможны два случая:

- координатная точка попала в начале торможения в неустойчивую зону на участке изгиба ограничивающей кривой (рис. 3.10, а). В этом случае она постепенно будет перемещаться к границе этой зоны, и после ее пересечения попадает в зону устойчивости. Пока координатная точка будет находиться в не-

устойчивой зоне, будет продолжаться параметрическое возбуждение горизонтальных колебаний и рост их амплитуд, хотя по мере приближения к границе амплитуды вертикального возбуждения будут уменьшаться, и интенсивность параметрического возбуждения будет снижаться. Но так как вблизи границ зон неустойчивости также наблюдаются малые возбуждения, то координата точки за время торможения не успевает выйти от границы зоны неустойчивости достаточно далеко (3.9, б) (за пределы заштрихованной зоны), чтобы рост горизонтальных колебаний прекратился);

- координатная точка попадает в «центр неустойчивости» (рис. 3.10, б). В этом случае до полного прекращения вертикальных колебаний будет происходить параметрическое возбуждение горизонтальных колебаний (рис. 3.8в), так как точка все время до пересечения с осью OA будет находиться в неустойчивой зоне.

3.3 Промышленные эксперименты динамики взаимодействия сосудов с армировкой в режиме предохранительного торможения и их результаты

Для подтверждения данных, полученных при численных экспериментах с помощью компьютерной модели динамики системы «сосуд - армировка» в режиме предохранительного торможения, были проведены экспериментальные исследования динамического взаимодействия подъемных сосудов с армировкой в режиме предохранительного торможения в стволах «Вспомогательный», «ГС-1» и «ГС-2» шахты «Эксплуатационная» Запорожского железорудного комбината. Измерения проводились с использованием аппаратуры «МАК» ИГТМ им. Н.С. Полякова НАН Украины. В качестве измеряемых параметров были выбраны горизонтальные и вертикальные ускорения направляющих подъемных сосудов. Применялась схема расположения датчиков ускорений на верхнем и нижнем поясах сосуда [22]. Торможение производилось в верхней, средней и нижней частях ствола. Характеристики подъемных машин представлены в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Характеристики ШПУ стволов шахты «Эксплуатационная» ЗАО «ЗЖРК»

Название характеристики	Ствол «ГС-1», скиповое отделение	Ствол «ГС-2», клетевое отделение	Ствол «Вспомогательный», контрвесное отделение
высота подъема	940	700	940
масса сосуда	17000	11705	17610
высота сосуда	10.0	4.0	12.7
рабочая скорость	10	6	6
скорость ТП	10	6	6
тип проводников	Коробчатые		

Название характеристики	Ствол «ГС-1», скиповое отделение	Ствол «ГС-2», клетевое отделение	Ствол «Вспомогательный», контрвесное отделение
тип направляющих	роликовые подпружиненные амортизаторы и жесткие башмаки скольжения		
глубинные отметки срабатывания ТП, м	-150	-100	-100
	-440	-440	-440
	-600	-690	-690
среднее замедление	4.6	2.2	3.2

Таблица 3.3

Зависимость частоты собственных колебаний сосуда от координаты торможения

Глубинная отметка торможения в стволе (полная длина головного каната), м	Собственная частота, рад/с
-150 (300)	0.56
-440 (590)	0.35
-600 (750)	0.30



Рис. 3.11. Осциллограмма горизонтальных ускорений при срабатывании предохранительного тормоза и при рабочем режиме движения контрвеса

Приведенные графики данных экспериментов показывают, что в режиме предохранительного торможения амплитуды динамических перегрузок в кинематической паре «башмак - проводник» при одной и той же начальной скорости к моменту торможения в определенных точках ствола имеют явную тенденцию к росту по сравнению с рабочим режимом движения в окрестности этих участков (рис. 3.11).

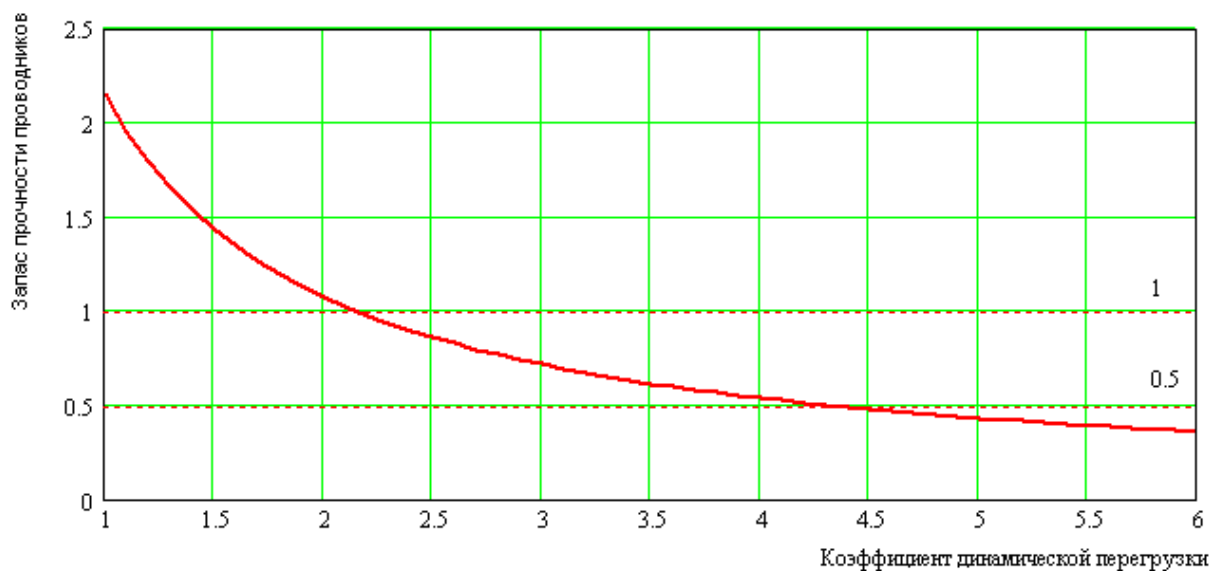


Рис. 3.12. График зависимости n_{pr} от коэффициента динамической перегрузки при торможении K_{din}

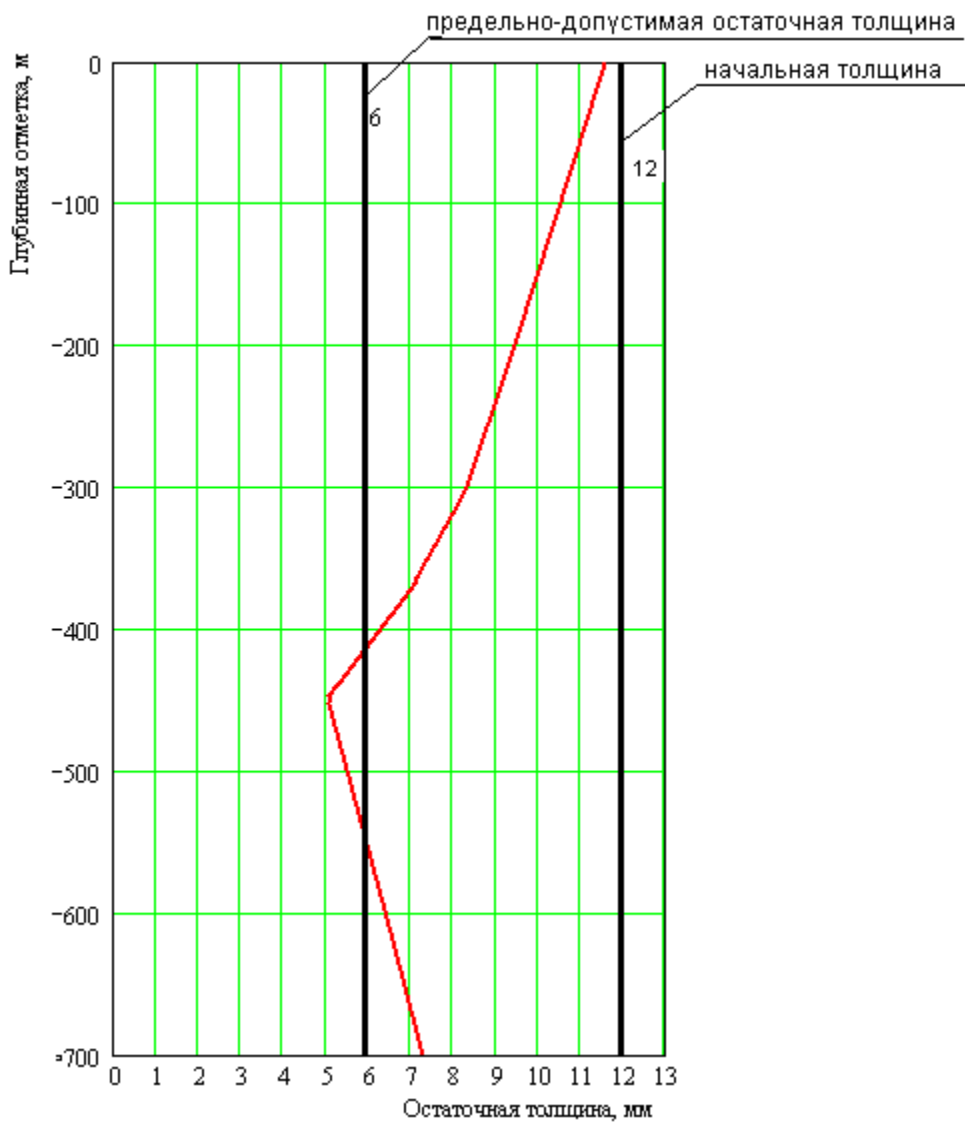


Рис. 3.13. Фактические величины остаточной толщины рабочих поверхностей проводника №2 клетового отделения ствола ГС-2 ЗАО ЗЖРК

Для контрвесного отделения ствола ГС-2 были рассчитаны координаты зон ствола, где срабатывание предохранительного тормоза может вызвать параметрическое возбуждение горизонтальных колебаний сосуда. Эксперименты показали, что при попадании точки торможения в зоны параметрического резонанса происходит рост амплитуд горизонтальных нагрузок на армировку от башмаков подъемных сосудов

В клетевых отделениях этих стволов применяются коробчатые проводники с начальным сечением 160x160x12мм. При шаге армировки 4 м для них были рассчитаны коэффициенты динамической перегрузки. На рис. 3.12 приведен график зависимости запаса прочности n_{pr} от коэффициента динамической перегрузки при торможении K_{din} .

На графике маркерами отмечены значения запаса прочности 1,0 и 0,5. При этом учтено, что согласно [23], предел текучести $\sigma_t = (0,5 \dots 0,7) \sigma_v$, где σ_v – предел временного сопротивления материала, достижение которого приводит к разрушению конструкции. Первое значение соответствует достижению фактическим напряжением в сечениях проводника значения предельно допустимого напряжения $[\sigma]$ по пределу текучести σ_t , а второе - σ_v – по пределу разрушения. Из графика видно, что для данного примера значение коэффициента перегрузки $K_{din} = 4,3$ на участке ствола с предельно допустимым уровнем износа в нижней части ствола (рис. 3.13), приведет к опасности разрушения проводника. Это значит, что в процессе предохранительного торможения под действием экстремальных динамических нагрузок со стороны сосуда запас прочности проводников армировки может кратковременно снижаться до аварийно опасных значений.

Из всего вышесказанного следует, что критерием оценки технического состояния армировки на участках стволов с остаточной толщиной металла в сечениях проводников и расстрелов близкой к предельно - допустимой и на которых в рабочем режиме систематические контактные нагрузки не выходят за допустимые пределы, должен быть запас прочности, определенный не по рабочим, а по экстремальным нагрузкам на армировку, реализующимся в режиме предохранительного торможения подъемных сосудов.

3.4 Метод диагностирования системы «подъемный сосуд - армировка» в режиме предохранительного торможения

При осуществлении спуска – подъема грузов подъемные сосуды совершают пространственное движение в пределах кинематических зазоров с проводниками армировки. Во время предохранительного торможения между сосудом и проводниками возникает режим ударно-циклического взаимодействия. При его реализации уровень максимальных контактных нагрузок достигает наибольших за цикл подъема значений. Причиной возникновения такого режима является перекачка кинетической энергии вертикального движения сосуда, приобретенной сосудом к моменту торможения, в его горизонтальные колебания (поступательные перемещения центра масс сосуда в горизонтальной

плоскости и повороты вокруг центральных осей инерции) при определенных сочетаниях кинематических, жесткостных и инерционных параметров системы «канат – сосуд - армировка».

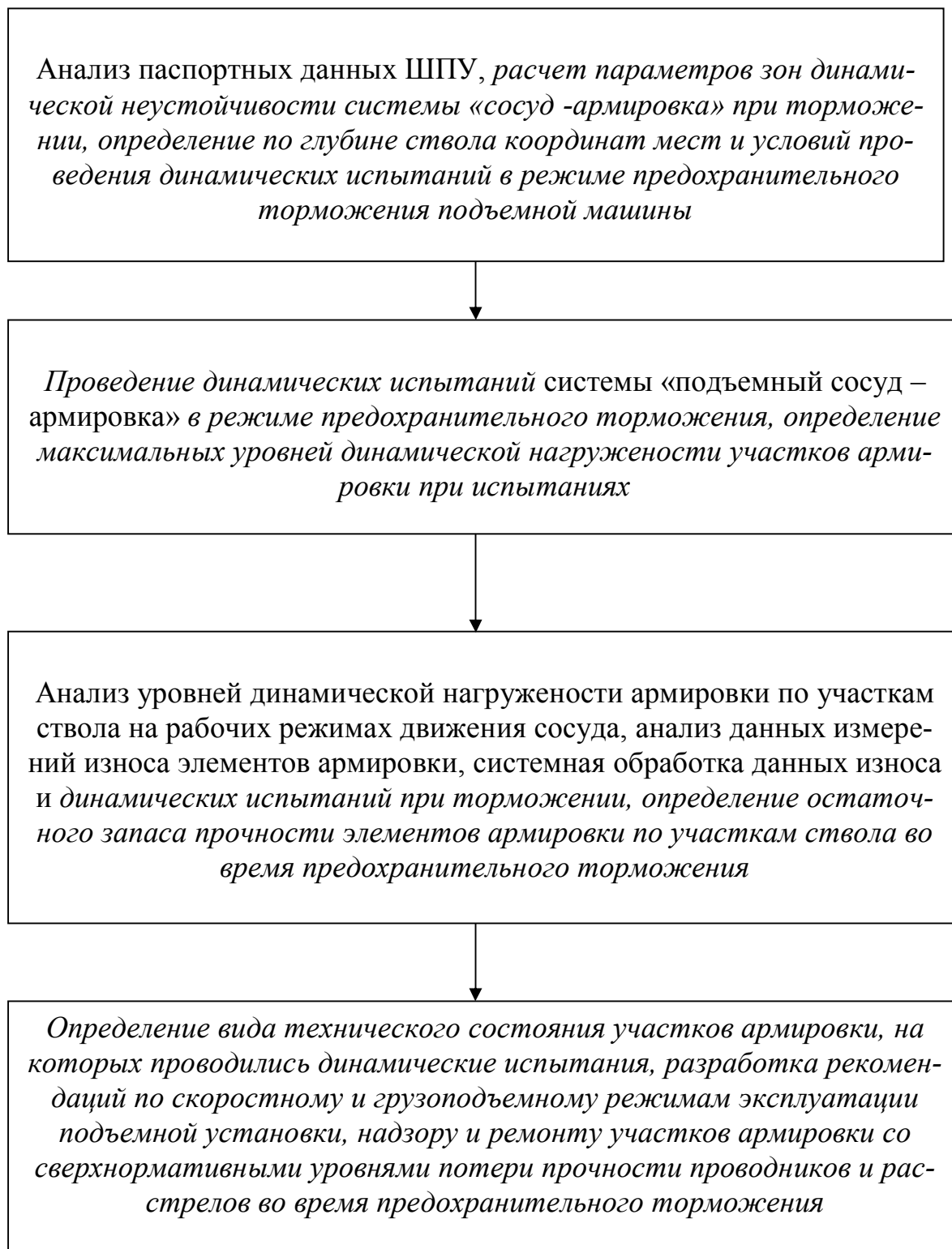


Рис. 3.14. Схема проведения диагностирования систем «подъемный сосуд – армировка» при предохранительном торможении

Иницирующим фактором для этого служит присутствующее в каждом стволе и накопленное за время эксплуатации в процессе ремонтов и сдвижки околоствольного массива пространственное искривление профиля проводников (даже в пределах допустимых при монтаже 10 мм на одном шаге ярусов армировки), создающее во время движения малые горизонтальные колебания сосуда.

Наибольшие динамические нагрузки испытывает армировка при срабатывании предохранительного тормоза подъемной машины на участке движения с максимальной скоростью, которое может произойти по сигналу любой из цепей защиты подъема при возникновении угрозы (реальной или ложной) аварийной ситуации. Практически, такое срабатывание может произойти в любой точке ствола. В связи с этим, для получения достоверной картины поведения конкретного подъемного сосуда при взаимодействии с армировкой целесообразно проводить исследования с аппаратурными измерениями динамических параметров подъемных сосудов и барабана подъемной машины на характерных участках, расположенных в контрольных точках верхней, средней и нижней частях ствола при спуске и подъеме сосуда с вариацией по загрузке и начальной скорости в момент торможения.

Цель разработанного метода диагностирования системы «подъемный сосуд - армировка» состоит в определении ее технического состояния в режиме предохранительного торможения подъемной машины. Особенность данного метода заключается в проведении дополнительных (кроме испытаний подъема на рабочих режимах работы) испытаний системы «подъемный сосуд - армировка» в режиме предохранительного торможения и принятии значений динамических параметров системы, полученных при испытаниях (коэффициентов динамической перегрузки армировки), в качестве основных диагностических параметров для оценки технического состояния проводников и расстрелов ствола на участках с повышенным уровнем их износа.

Реализация данного метода включает следующие этапы (рис. 3.14): предварительная обработка данных (анализ параметров ШПУ, выбор схемы проведения динамических испытаний); проведение динамических испытаний системы «подъемный сосуд – армировка» (испытания в рабочих режимах работы подъемной машины и при предохранительном торможении); системная математическая обработка результатов динамических испытаний; разработка выводов и рекомендаций. Основным этапом диагностирования системы является проведение ее динамических испытаний в режиме предохранительного торможения.

3.4.1 Параметры, подлежащие измерению

При проведении динамических инструментальных исследований информативными параметрами, дающими достаточно полное представление о характере движения подъемного сосуда в режиме торможения, являются мгновенные

значения следующих величин, регистрируемых в развертке по времени: горизонтальные ускорения направляющих подъемного сосуда на его верхнем и нижнем поясах; вертикальное ускорение подъемного сосуда; угловая частота вращения (окружная скорость) барабана подъемной машины; сигнал включения предохранительного тормоза; длина головного каната в момент торможения (координата торможения подъемного сосуда в стволе); полное натяжение головного каната; время с начала торможения.

Данная совокупность параметров обладает свойством избыточности и в конкретных условиях может быть сокращена в зависимости от технических возможностей применяемой аппаратуры в части количества одновременно измеряемых динамических параметров горизонтального движения сосуда (ускорений, контактных усилий) при соблюдении условий сохранения полноты качественной картины. Это значит, что без потери достоверности информации можно ограничиться измерениями только ускорений в лобовой и боковой плоскостях или соответствующих контактных усилий на верхнем или нижнем поясах подъемного сосуда. Информацию о вертикальном движении сосуда можно регистрировать с помощью датчиков ускорений, скорости или перемещения на сосуда, датчика натяжений каната, установленного в районе барабана, регистратора угловой либо окружной скорости барабана в системе управления подъемной машиной с последующей математической обработкой записанных данных.

Необходимый и достаточный набор регистрируемых параметров и требования к аппаратуре должен определяться в условиях конкретного подъемного комплекса.

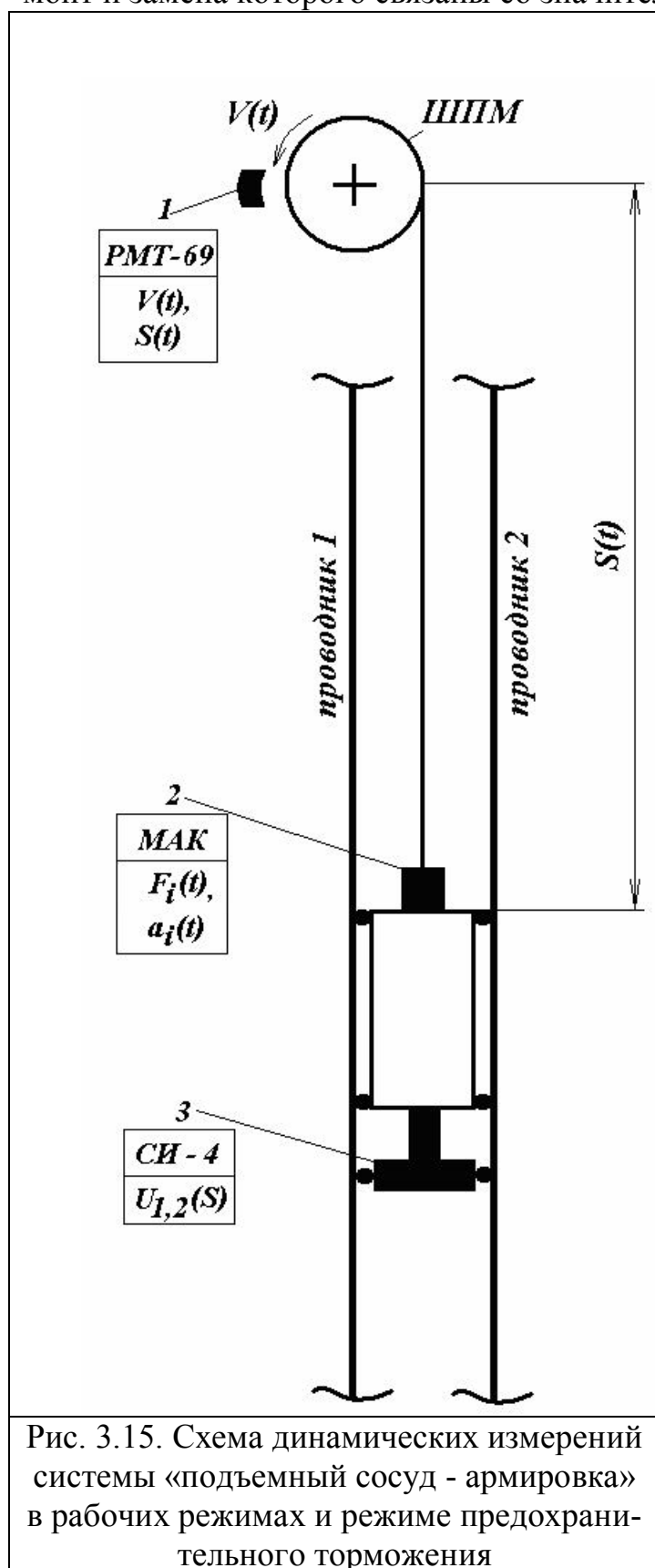
3.4.2 Порядок проведения динамических измерений

Динамические измерения проводятся в 2 этапа. На первом этапе подъемный сосуд, с включенными в режим записи обоими комплектами аппаратуры (наземный, например РМТ-69 и подземный, например, МАК ИГТМ им. Н.С. Полякова НАН Украины), совершает в рабочем режиме, принятом для данного ствола, 3-5 полных рабочих циклов спуска – подъема (для скиповых подъемов спуск порожнего – подъем груженого скипов). Данные записываются на регистраторы комплексов и сохраняются для последующей обработки.

На втором этапе производится аналогичный цикл измерений и регистрации данных, но в режиме последовательного срабатывания предохранительного тормоза при прохождении сосудом специально назначенных контрольных точек, находящихся по глубине ствола в его верхней трети, в средней части и нижней трети. Торможение осуществляется в одних и тех же точках при спуске и подъеме сосуда (для скипов при спуске порожнего и подъеме груженого скипов).

Для получения наиболее полной картины следует контрольные точки расположить с достаточной густотой по глубине ствола. Однако такие испытания создают экстремальные циклические нагрузки на канат, механическую

часть подъемной машины, армировку и могут привести к снижению их циклической прочности и снижению эксплуатационного ресурса оборудования, ремонт и замена которого связаны со значительными материальными затратами.



На рис. 3.15 приняты следующие обозначения: 1- аппаратура для измерения и регистрации окружной скорости барабана подъемной машины; 2 - аппаратура измерения и регистрации динамических параметров системы «сосуд-армировка»; 3- маркшейдерская аппаратура для измерения и регистрации горизонтальных отклонений от вертикали пролетов проводников армировки (применяется при комплексной диагностике динамики систем «сосуд-армировка» в рабочих режимах [22])

В условиях сверхнормативного износа стволового оборудования горизонтальные динамические нагрузки могут вызвать спонтанное разрушение его элементов и аварийную ситуацию на подъеме, поэтому, число экспериментов такого типа должно быть минимальным, а предохранительное торможение производится с соблюдением всех необходимых требований обеспечения безопасности.

Этап обработки данных, полученных при экспериментах, является не менее важным и трудоемким в сравнении с этапом проведения измерений. Цель обработки и анализа данных измерений состоит в определении качественных и количественных отличий процесса динамического взаимодействия сосуда с армировкой во время торможения от такого же

процесса во время прохождения сосудом участка торможения с постоянной скоростью в рабочем режиме.

Количественно эти отличия могут быть охарактеризованы параметром «коэффициент динамической перегрузки», который определяется как отношение максимальных динамических нагрузок в режиме торможения к соответствующим максимальным значениям в рабочем режиме при прохождении сосудом данного участка армировки.

Качественная характеристика процесса взаимодействия сосуда с армировкой в процессе торможения состоит в определении закона изменений максимальных амплитуд динамических параметров горизонтальных колебаний сосуда во времени и того, является ли это изменение убывающей, возрастающей, возрастающее - убывающей или постоянной во времени функцией и от каких параметров системы это зависит.

В качестве базы сравнения для определения степени перегрузки армировки при торможении выбираются усредненные по всем выборкам контрольных циклов спуска и подъема сосуда по каждому участку предохранительного торможения с постоянной скоростью, значения показаний динамических датчиков отдельно для лобовой и боковой плоскостей проводников.

Процесс приложения тормозного усилия к барабану подъемной машины (и ее замедление) по своей технической сути является детерминированным процессом, происходящим одинаково для всех циклов подъема. Его параметры зависят только от масс подъемных сосудов, распределения масс и жесткостей ветвей канатов подъемной установки, определяемых длиной головного каната в момент торможения.

В исследуемом процессе взаимодействия подъемного сосуда с армировкой главным возмущающим фактором, который носит детерминированный характер во время предохранительного торможения, являются его вертикальные колебания на упругом канате. Поэтому, для снижения количества экстремальных потенциально – опасных для безопасности подъема динамических воздействий на систему при динамических испытаниях, с достаточной для практики точностью можно ограничиться срабатываниями предохранительного тормоза в стволе во время одного цикла спуска и одного цикла подъема сосуда для каждой контрольной точки; а для последующей обработки результатов измерений взять максимальные значения зарегистрированных во время этих торможений динамических параметров перегрузки проводников армировки.

Данный принцип обработки результатов измерений является основным и определяет все последующие операции, производимые в ее процессе.

Исходя из этого, обработка данных, записанных на регистраторы обоих комплексов аппаратуры (наземного - на подъемной машине и подземного – на подъемном сосуде) производится в следующем порядке:

1. Подготовительная обработка данных.

- 1.1. Данные первого этапа измерений при движении сосуда с постоянной скоростью разделить на блоки записей, каждый из которых соответствует только спуску или только подъему сосуда;

1.2. Начала записей наземного и подземного комплексов, относящиеся к одному и тому же спуску или подъему синхронизировать по времени начала движения либо по показаниям встроенных таймеров абсолютного времени либо путем совмещения путевых датчиков и/или датчиков скорости соответственно на сосуде и подъемной машине;

1.3. Произвести расшифровку записей и перевод данных в значения физических параметров, регистрируемых датчиками на основании индивидуальных тарифовочных характеристик, проставить относительные по времени (с момента начала движения) и абсолютные (по глубине ствола) отметки;

1.4. На расшифрованных записях нанести глубинные координаты контрольных точек, в которых производилось предохранительное торможение на втором этапе измерений, определенные по показаниям указателя глубины подъемной машины;

1.5. Для каждого спуска и подъема сосуда в контрольных точках ствола определить максимальные значения динамических параметров для показаний каждого установленного на сосуде датчика (ускорений или контактных усилий);

1.6. Для записей второго этапа измерений (срабатывания предохранительного тормоза) выделить записи регистраторов наземного и подземного комплексов аппаратуры отдельно для каждой контрольной точки ствола отдельно на спуске и подъеме сосуда, синхронизировать записи наземного и подземного регистраторов по временным отметкам для одного и того же цикла торможения и произвести расшифровку записей и перевод данных в значения физических параметров, регистрируемых датчиками на основании индивидуальных тарифовочных характеристик, представить относительные (временные с момента начала движения) и абсолютные (по глубине ствола) отметки;

2. Математическая обработка данных

2.1 Вычислить средне-взвешенные значения максимальных динамических параметров, определенных на этапе обработки 1.3 – 1.6, для каждой контрольной точки торможения на этапе движения с постоянной скоростью для каждого датчика за все контрольные спуски и все подъемы отдельно;

2.2. Все средние значения динамических параметров разделить на две группы: лобовые и боковые;

2.3. Выбрать максимальные значения параметров отдельно для лобовых и боковых датчиков; эти максимальные значения присвоить параметрам, выбранным в качестве базы сравнения: $A_{\max, rab}^{lob(bok)}$ и $F_{\max, rab}^{lob(bok)}$;

2.4. Для каждой контрольной точки на записях, сделанных при срабатывании ТП, выбрать максимальные значения отдельно для лобовых и боковых датчиков; эти максимальные значения присвоить параметрам, выбранным в качестве исследуемых $A_{\max, tor}^{lob(bok)}$ и $F_{\max, tor}^{lob(bok)}$;

2.5. Рассчитать для каждой контрольной точки отдельно для спуска и подъема сосуда значения коэффициентов динамической перегрузки: $K_{din, a}^{lob(bok)}$ и $K_{din, F}^{lob(bok)}$;

2.6. На основании показаний датчиков скорости и таймера наземного комплекта аппаратуры рассчитать мгновенные (с шагом 0.05 с) и среднее (до остановки) окружные замедления барабана подъемной машины; построить графики мгновенных замедлений для каждого торможения;

2.7. С шагом ≈ 0.1 с выполнить операции пунктов 2.4 – 2.6; построить совмещенные графики $K_{din,a}^{lob(bok)}$ и $K_{din,F}^{lob(bok)}$ и $W(t)$ в развертке по времени; выполнить анализ вида полученных кривых;

2.8. Выполнить анализ зависимости коэффициентов динамической перегрузки от координаты контрольной точки срабатывания ТП отдельно для лобовой и боковой плоскостей проводников на спуске и подъеме сосуда.

2.9. Для каждой точки торможения провести спектральный анализ выходных сигналов динамических датчиков отдельно для лобовой и боковой плоскостей; рассчитать низшие собственные частоты колебаний сосуда отдельно в лобовой и боковой плоскостях $\lambda_{lob(bok)}$ на основании решения трансцендентных уравнений (3.35).

Определить средние для ствола суммарные жесткости направляющих для лобовой и боковой плоскостей проводников $H_{lob(bok)}$ по формуле $H_{lob(bok)} = 4 \cdot \pi^2 \cdot \lambda_{lob(bok)}^2 \cdot I_{lob(bok)}$, где $I_{lob(bok)}$ - центральные моменты инерции сосуда, соответственно в лобовой и боковой плоскостях проводников. Данные расчетов использовать для определения уточненных по глубине координат зон параметрического возбуждения системы «сосуд - армировка» в стволе на основании положений, разработанных в пунктах 3.1.

Выводы

В данной главе получены разрешающие системы дифференциальных уравнений гиперболического типа в частных производных, описывающих параметрические колебания подъемных сосудов в проводниках жесткой и гибкой армировок вертикальных стволов в режиме предохранительного торможения. Построены аналитические решения этих уравнений. Задача сведена к построению численных решений уравнений типа Матье-Хилла.

Полученные результаты показали, что в вертикальном стволе с уравновешенной многоканатной подъемной установкой существуют участки армировки, на которых при предохранительном торможении установки возникает режим динамической неустойчивости горизонтального взаимодействия сосуда с армировкой. Решения разрешающих уравнений позволяет в зависимости от параметров установки определить характер устойчивости поворотных колебаний сосудов при торможении и степень возрастания амплитуд горизонтальных нагрузок на жесткие проводники.

Анализ результатов, полученных при проведении численных экспериментов по исследованию взаимодействия направляющих подъемных сосудов с проводниками жесткой и гибкой армировок показывает, что

- устойчивость горизонтальных колебаний подъемных сосудов в армировке во время срабатывания предохранительного тормоза подъемной машины

являются параметрическими: их амплитуда может иметь стационарное значение или возрастать в зависимости от значений определенных параметров (длины каната, замедление сосуда и частота вертикальных колебаний сосуда во время торможения);

- в зависимости от величины амплитуд горизонтальных колебаний сосуда, которые складываются непосредственно к моменту срабатывания предохранительного тормоза подъемной машины, во время процесса торможения сосуд может осуществлять безударные горизонтальные колебания в пределах кинематических зазоров между башмаками и проводником в лобовой плоскости с опиранием только на упругие роликовые направляющие, или вступать в непосредственный жестко-упругий контакт с рабочими поверхностями проводников, входя в вибрационно-ударный режим взаимодействия с армировкой;

- существуют определенные сочетания параметров системы «канаты-сосуд – направляющие – проводники», при которых даже в том случае, когда к моменту срабатывания предохранительного тормоза горизонтальные колебания сосуда происходили в режиме плавного взаимодействия с проводниками, с течением времени (через несколько периодов горизонтальных колебаний) их амплитуда непрерывно будет возрастать до возникновения жесткого контакта башмаков сосуда с проводниками и перехода системы в режим вибрационно-ударного взаимодействия;

- если координата точки торможения в стволе попадает в зону устойчивости на диаграмме Айнса-Стретта, то сосуд во время предохранительного торможения осуществляет стационарные колебания с постоянной амплитудой горизонтальных перемещений предохранительных башмаков. Если длина головного каната в момент торможения такова, что координатная точка попадает в зону неустойчивости, то колебания возрастают до возникновения соударений башмаков с проводниками;

- определяющим параметром для режима взаимодействия башмаков с проводниками во время торможения является жесткость пружин роликовых амортизаторов. Ее значения определяют количество и протяженность зон, в которых предохранительное торможение вызовет параметрическое возбуждение горизонтальных соударений башмаков сосуда с проводниками;

- во время жестких соударений контактные усилия могут превышать максимально возможные усилия сжатия пружин роликов в 4...5 раз при торможении на границах зон неустойчивости и в десять и более раз при торможении в «центрах неустойчивости». Чем больше жесткость роликов, тем меньше в стволе длина участков, предохранительное торможение сосуда на которых, вызовет параметрическое возбуждение горизонтальных колебаний.

- в целом, в зависимости от соотношений между длиной головного каната в момент торможения в подъемном отделении ствола и координатами границ зон неустойчивости, поворотные колебания сосуда реализуются в различных по динамической интенсивности режимах нагружения армировки:

- в «центре неустойчивости» реализуются колебания с нарастанием амплитуд динамического воздействия во время продолжающегося процесса вер-

тикальных колебаний; на границе зон неустойчивости колебания носят знакопеременный характер изменения амплитуд в зависимости от глубины проникновения координатой точки торможения на диаграмме Айнса–Стретта в зону неустойчивости и по виду похожи на режим «биения», характерный для систем с несколькими степенями свободы при близости парциальных частот; за пределами зоны неустойчивости колебания носят гармонический характер с постоянными на коротком отрезке времени или убывающими, вследствие диссипации, амплитудами горизонтальных динамических воздействий.

Анализ полученных при экспериментальных исследованиях результатов показывает:

- срабатывание предохранительного тормоза даже на участках с плавным рабочим движением сосуда вызывает возникновение дополнительных перегрузок армировки по уровню эквивалентных или даже превышающих их уровень при рабочем режиме движения по участкам с технически возможным уровнем пространственного искривления проводников. Поэтому, плавное движение сосуда по участку с прямолинейной, но изношенной армировкой, еще не гарантирует безопасность ее эксплуатации в случае срабатывания на нем предохранительного тормоза;

- при предохранительном торможении подъемной машины происходит значительное нарастание амплитуд горизонтальных нагрузок взаимодействия сосуда с проводниками, которое может достигать 5-6 раз в сравнении с режимом движения подъемного сосуда на рабочей скорости. При этом закон изменения амплитуд горизонтальных колебаний сосудов носит сложный характер, зависящий от длины головного каната в момент торможения, инерционных и жесткостных параметров системы «подъемная машина - канат -сосуд - армировка»;

- в силу случайного характера колебаний наибольшие значения контактных нагрузок в кинематических парах «башмак - проводник» могут реализовываться как на его верхнем, так и на нижнем поясах башмаков сосуда при его спуске и подъеме;

- в случае повышенного износа элементов армировки на определенных участках, оценку ее работоспособности необходимо оценивать не по уровню рабочих нагрузок, а по уровню нагрузок, возникающих в режиме предохранительного торможения подъемных сосудов.

4 ДИНАМИКА И БЕЗОПАСНОСТЬ РАБОТЫ КАНАТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК ГЛУБОКИХ ШАХТ И РУДНИКОВ

4.1 Параметры, определяющие устойчивость и безопасность работы систем «сосуд – армировка» в сложных горно-геологических условиях вертикальных стволов

Представленные в данной главе результаты основаны на опыте и результатах работ по развитию теории и практическому обследованию отечественных и зарубежных рудоподъемных стволов, выполненных под руководством автора Лабораторией проблем диагностики и испытаний оборудования шахтных подъемных комплексов Института геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины.

Исходя из современного взгляда на физические процессы, происходящие между электромеханическим звеньями шахтных подъемных установок (ШПУ), необходимо отметить, что главным рабочим органом любой ШПУ является ее подъемный сосуд. Он движется по проводникам армировки ствола и от параметров режима его движения и взаимодействия с армировкой зависит безопасность и устойчивость работы всего подъемного комплекса.

На рис. 4.1 приведена графическая схема, показывающая взаимосвязь между рабочими техническими воздействиями на подъемный сосуд со стороны подъемной машины и проводников, собственными характеристиками системы «сосуд – армировка» и параметрами, определяющими аварийную опасность системы подъема.

Для иллюстрации взаимосвязи динамических характеристик и параметров технического состояния оборудования ШПУ разработан базовый вариант укрупненной *графической схемы* (динамический граф ШПУ), который описывает энергетическое взаимовлияние механических процессов между звеньями подъемной установки (рис.4.1).

Узлы схемы (вершины графа) отражают динамические процессы и механические характеристики звеньев, связи описывают физические механизмы передачи энергии между звеньями. Разбивая узлы этой схемы на более мелкие составляющие блоки, можно получить подробный атлас энергетического взаимодействия процессов с любой степенью детализации. На этой схеме можно наглядно проследить все возможные каналы перехода энергии динамических процессов при работе каждого звена ШПУ через последовательную цепочку связей в другое звено, достаточно отдаленное по кинематической схеме. Также можно увидеть, какие источники могут влиять на конкретные параметры технического состояния ШПУ, как это влияние может суммироваться от нескольких источников и локализоваться в отдельном звене, вызывая выход его параметров аварийноопасности за допустимые пределы.

Построив на графе локальную цепочку каналов (в терминологии теории графов - маршрут) влияния между любыми, связанными между собой по схеме процессами и свойствами звеньев, можно разработать соответствующую ей ма-

тематическую модель, определить, какие из каналов и параметров взаимовлияния еще не изучены или не описаны в литературе, поставить соответствующие задачи научных исследований для определения пределов безопасных значений параметров системы.



Рис. 4.1. Схема (граф) влияния технических параметров ШПУ на параметры аварийноопасности системы «сосуд-армировка»

Безопасность работы системы «сосуд - армировка» (и подъема в целом) определяется значениями двух групп параметров: 1-поярусных значений коэффициентов запасов прочности проводников и расстрелов (в том числе узлов их соединения и заделки в крепи); 2-коэффициентов кинематического зацепления предохранительных или рабочих башмаков скольжения с проводниками. Параметры первой группы обеспечивают прочность армировки, второй – невыход сосуда из колеи.

Внешнее воздействие на сосуд при его взаимодействии с армировкой осуществляется барабаном подъемной машины посредством формирования диаграммы скорости движения и системой проводников отделения через форму их профилей.

На рис. 4.2 и рис. 4.3 приведены схемы, показывающие состав параметров, характеризующих факторы внешних воздействий на сосуд, и собственных технических характеристик системы «сосуд – армировка». На них заштрихованные области отображают параметры, безопасные значения которых уже установле-

ны в проектной или эксплуатационной документации ШПУ, не заштрихованные – те, которые не имеют ограничений согласно действующей в настоящее время отечественной нормативной документации, но которые самым существенным образом влияют на оперативные значения указанных двух групп параметров аварийной опасности подъема. На рис. 4.2 так же показано, какие службы предприятия отвечают за формирование параметров внешних воздействий и контроль за их эксплуатационными значениями. На рис. 4.3 показаны технические параметры, значения которых отвечают за попадание собственных характеристики системы «сосуд-армировка» в область безопасных либо аварийно опасных значений.

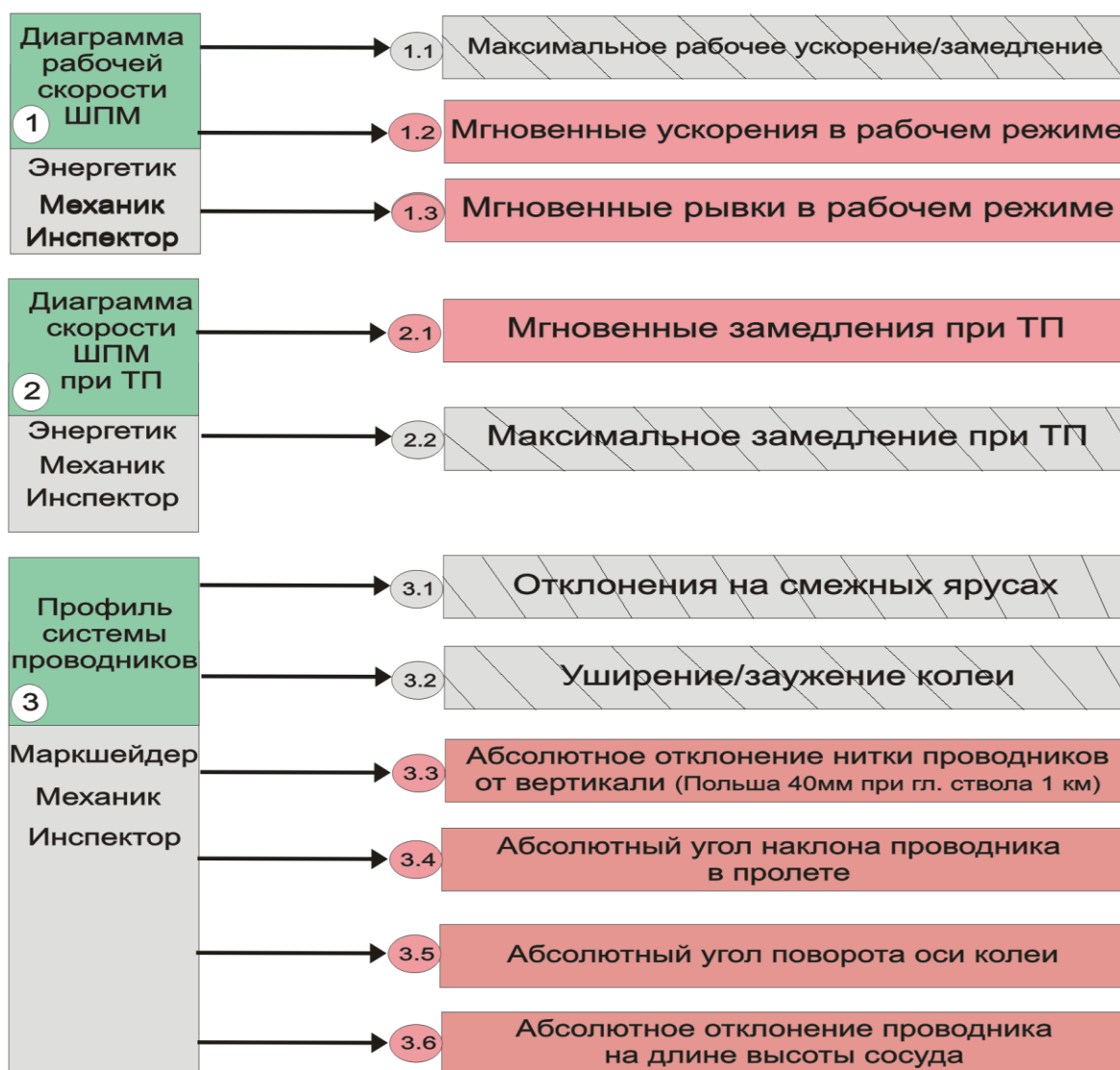


Рис. 4.2. Параметры внешних воздействий на подъемный сосуд

Главным действующим лицом, которое отвечает за указанные параметры, является служба главного механика предприятия. Именно ее действиями происходит определение необходимых значений этих параметров, рассчитываются и выполняются необходимые корректирующие воздействия, приводящие систему в более безопасное состояние. Смежными для главного механика являются службы главного маркшейдера и главного энергетика, которые под руково-

дством главного инженера должны своими действиями выполнять решения, определенные механиком.

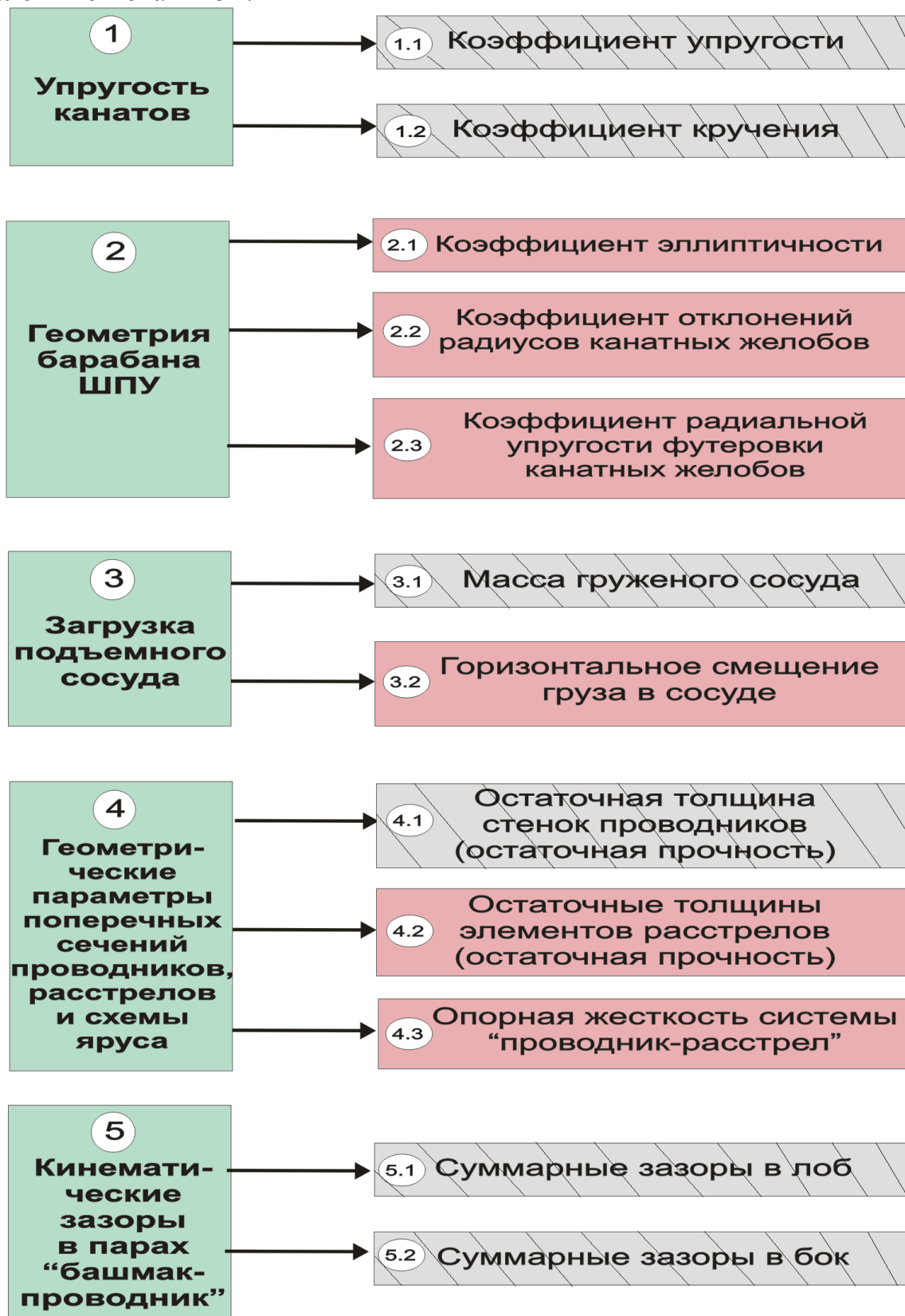


Рис. 4.3. Параметры собственных характеристик системы «сосуд – армировка»

Научной основой этих работ является комплексная теория, связывающая в единое целое описание динамического состояния всего механического оборудования шахтной подъемной установки в рабочих режимах и в режиме предохранительного торможения с учетом реальных нарушений проектных параметров его основных и вспомогательных элементов.

Представленные на рис. 4.2 и 4.3 данные показывают, что в настоящее время многие исходные параметры, от которых существенно зависит попадание значений итоговых параметров, определяющих вид технического состояния ШПУ (от безопасного до аварийно опасного), не имеют установленных границ допустимых значений. Это говорит о необходимости создания комплексной теории и методологии, позволяющей выполнить необходимые расчеты и установить требуемые нормативы с учетом фактора времени и эксплуатационных изменений при сложных горнотехнических условиях вертикальных стволов с длительными сроками работы.

Обобщенная математическая модель, описывающая основную совокупность таких процессов, изложена в работе [24]. Представленные в ней результаты являются исходным материалом для исследования локальных динамических процессов в основных звеньях ШПУ и разработки практических методов определения значений параметров, определяющих степень безопасности состояния работы подъема, и установления допустимых границ их значений в конкретных эксплуатационных условиях.

4.2 Диагностическая модель системы «канаты – сосуд - направляющие – проводники - расстрелы» шахтной подъемной установки в условиях длительной эксплуатации

Создание технического обоснования для установления допустимых значений параметров внешних воздействий и собственных характеристик механической системы подъемной установки требует разработки достаточно полной математической модели, которая бы описывала систему не только в проектном состоянии, но и учитывала появление в ней новых свойств, вызванных изменением значений фактических параметров за проектные пределы, появление из-за этого новых эффектов взаимовлияния между динамическими звеньями, снижение эффективности работы некоторых вспомогательных звеньев и работу установки в потенциально опасном техническом состоянии. Такая модель носит название диагностической [25].

При выводе требуемой диагностической модели будем исходить из того, что шахтная подъемная установка является протяженной, многозвенной, полиосцилляторной колебательной системой со многими степенями свободы. В ней присутствуют звенья с жесткими ограничениями на допускаемые значения рабочих параметров и звенья с широкими допусками на пределы их изменения. При ее работе в некоторых случаях возможны сильные проявления взаимного влияния динамических процессов, одновременно происходящих в разных, достаточно далеко локализованных друг от друга звеньях.

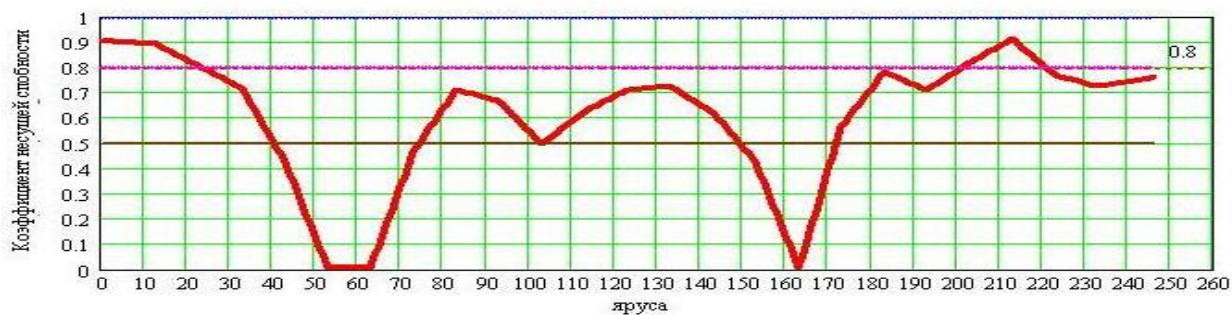
Техническое состояние каждого из звеньев характеризуется набором определенных диагностических параметров. Как видно из рисунков 4.2. и 4.3. допустимые значения для некоторых из них в настоящее время определены действующими нормативными документами, для остальных параметров соответствующие нормативы на допуски отсутствуют.

В работоспособном (исправном) техническом состоянии каждое из звеньев ШПУ должно работать в проектном динамическом режиме, исключаящем наличие нештатного влияния динамики других звеньев.

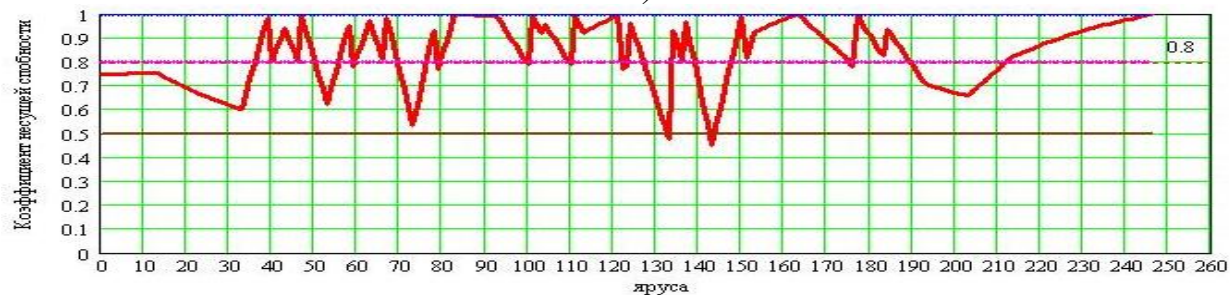
При наличии локальных дефектов нарушается динамическая изолированность процессов в отдельных звеньях и появляется непроектная перекачка энергии динамических процессов из одних звеньев в другие и ее временная концентрация в движении одного звена или пары смежных звеньев. Такая перекачка соответствует непредвиденной активизации в системе резонансных явлений различного типа (внешних, внутренних в т.ч. параметрических, «биений», автоколебаний и т.п.).

Наиболее опасные из этих резонансов, явно и аварийно проявившиеся на практике за время существования шахтного подъема, учтены в действующей проектной документации. Ряд других резонансных явлений, завуалированных от внимания обслуживающего персонала, проявляются опосредованно, через цепочку динамических звеньев и выражаются в нарушении проектного режима работы отдельного звена, концентрирующего в своей работе дополнительную, непроектную энергию за счет накопления и системного эффекта от суммарного влияния незначительных дефектов в работе других звеньев. Такие явления еще не изучены и не отражены в нормативной документации по обслуживанию, наладке, диагностике и испытаниям оборудования ШПУ. Главным образом, это касается стволового оборудования ШПУ, эксплуатирующегося в условиях интенсивного коррозионного и механического износа армировки, минимальных допусков на амплитуды колебаний подъемных сосудов (20-30 миллиметров) по сравнению с их габаритными размерами (10-20 метров), малых допустимых отклонений проводников от вертикали (10 мм на смежных ярусах), больших контактных нагрузок в паре «сосуд-проводник», передающихся на расстрелы и крепь ствола.

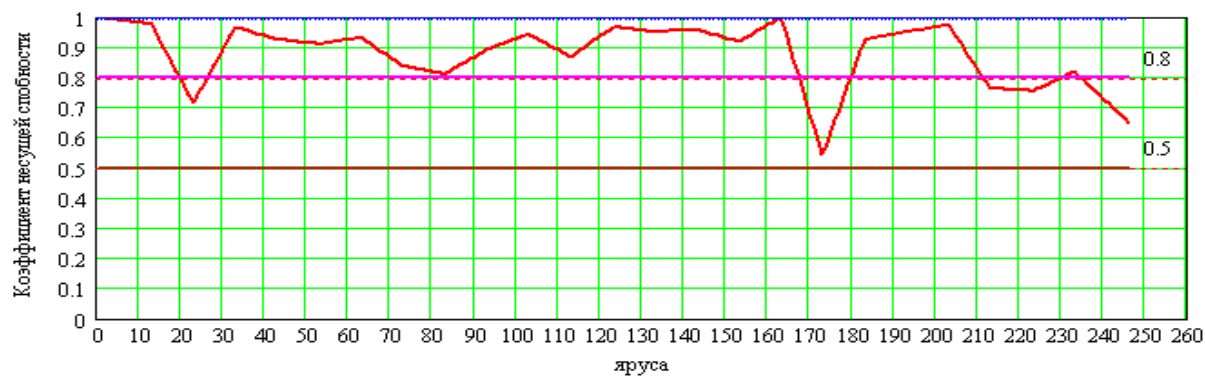
Наиболее объективную информацию о фактических параметрах и особенностях технического состояния оборудования ШПУ с длительными сроками эксплуатации, необходимую для обоснования адекватных математических моделей, дают специализированные обследования с аппаратурными динамическими испытаниями подъемов на рабочих и специальных тестовых режимах с последующей системной компьютерной обработкой результатов.



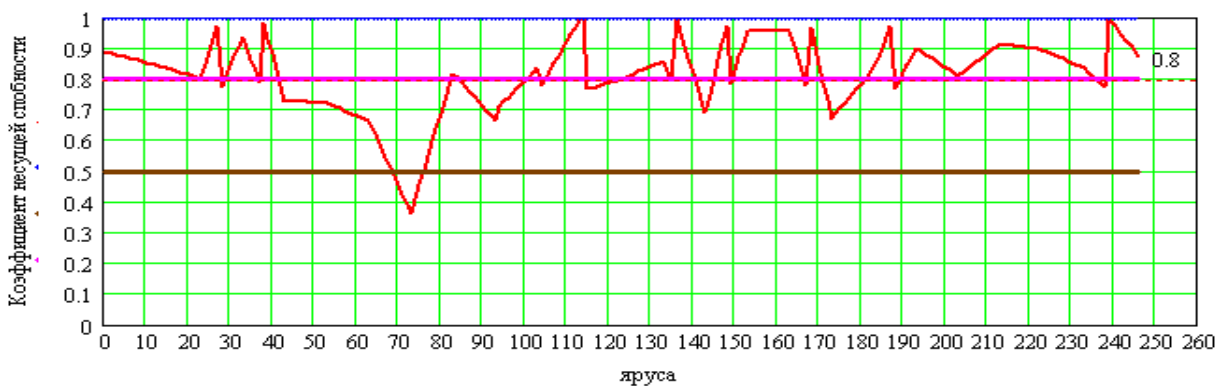
a)



б)



в)



г)

Рис. 4.4. Коэффициенты несущей способности (прочности) элементов армировки: а) расстрел с проводником №4; б) проводник №4; в) расстрел с проводником №6; г) проводник №6.

В результате анализа данных более 150 обследований и динамических испытаний систем «сосуд-армирование» рудоподъемных стволов с определением их технического состояния и уровня эксплуатационной безопасности, проведенных Лабораторией диагностики оборудования ШПК ИГТМ Н.С.Полякова НАН

Украины установлено, что на протяжении жизненного цикла функционирования ствола, от момента его строительства и до момента закрытия, параметры технического состояния оборудования ствола по его участкам претерпевают существенные изменения. Различия в значениях и отличия от проектных могут достигать десятка раз.

Согласно проекту, все яруса армировки рассчитаны на то, чтобы работать в одинаковых условиях нагружения и на одном уровне противостоять нагрузкам со стороны подъемных сосудов и околоствольного массива, но уже в течение первых десяти-пятнадцати лет эксплуатации в силу воздействия агрессивной среды, динамических нагрузок, сдвижения пород, выборочных ремонтных работ образуется резко неоднородная по глубине ствола картина распределения уровней несущей способности элементов армировки – проводников и расстрелов.

Примером могут служить графики распределения по высоте подъема параметров остаточных сечений проводников и расстрелов одного из рудоподъемных стволов, которые являются характерными для подавляющего большинства отечественных горнодобывающих предприятий (рис.4.4).

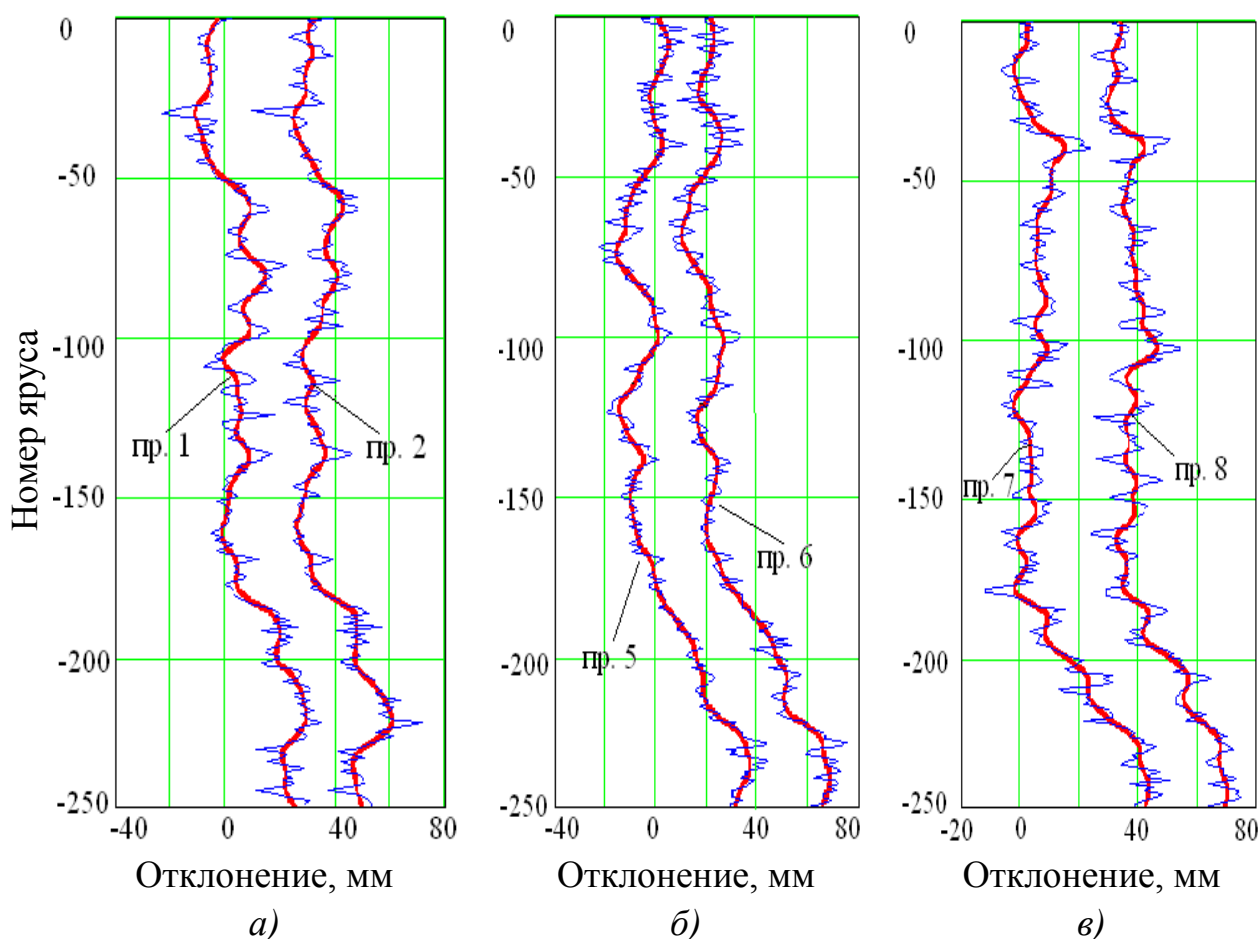


Рис. 4.5. Графики профилей проводников:
а) породное скиповое отделение; б) северное скиповое отделение;
в) южное скиповое отделение

Эти данные показывают, что при длительной эксплуатации распределение остаточных сечений проводников и расстрелов (остаточной прочности) проводников и расстрелов армировки становится существенно неоднородным по глубине ствола. Абсолютные значения параметров прочности по участкам ствола (а так же динамической жесткости, которая определяет реакцию взаимодействия с сосудом) разнятся в 3-7 раз. Провалы на кривых остаточной прочности, особенно на тех участках, где они составляют менее 50% от проектного уровня, приводят к тому, что при движении сосуда по проводникам, имеющим знакопеременные искривления профиля на этих участках, параметры аварийно-опасности, показанные на рис. 4.1, выходят за допустимые пределы. Примеры таких профилей, показаны на рис. 4.5.

Они показывают, что процесс потери однородности происходит и в геометрических параметрах профилей проводников, по которым движутся подъемные сосуды, в силу чего образуется **геометрическая неоднородность** по глубине ствола внешних воздействий на сосуд со стороны армировки.

Следующим видом неоднородности распределения параметров внешних воздействий на сосуд по глубине ствола является режим работы самой подъемной машины – **кинематическая неоднородность**. На рисунке 4.6 показаны диаграмма окружной скорости и ускорения барабана клетевой подъемной машины. На них видно, что в соответствии с требованиями ЕПБ на каждом рабочем горизонте происходит замедление подъемного сосуда до 0,5 м/с. Ниже показан график, полученный дифференцированием этой диаграммы. Он показывает, что такие циклические изменения скорости создают вертикальные ускорения верхних концов каната до $1,5 \text{ м/с}^2$, которые передаются на подъемный сосуд и вызывают раскачку и соударения с проводниками.

Наши экспериментальные исследования показали, что в точках ствола, где происходит резкое изменение скорости подъемного сосуда, а особенно при срабатывании предохранительного тормоза, за счет возбуждения вертикальных колебаний сосуда на упругом канате в некоторых случаях возникают в несколько раз (до 4-5) большие, чем при движении с постоянной скоростью, горизонтальные удары сосуда по проводникам. Повторяясь от цикла к циклу, они способствуют накоплению усталостных повреждений в проводниках и расстрелах, образованию трещин по сварным швам, ослаблению узлов крепления проводников, расшатыванию расстрелов в местах заделки в крепь.

Для систем с проектными значениями всех параметров установлены следующие пределы для допустимых значений суммарных зазоров между коробчатыми проводниками и предохранительными башмаками, обеспечивающие безопасную работу подъема: 30 мм ... 46 мм [26, 27]. Рассмотрим картину фактических эксплуатационных зазоров на действующих в настоящее время рудных подъемных установках (рис. 4.7).

Одним из самых существенных для динамического поведения подъемного сосуда фактором является величина гарантированных кинематических зазоров между проводниками и башмаками скольжения. В пределах каждого зазора предохранительный башмак сосуда должен двигаться в горизонтальной плос-

кости без контакта с проводником. Сосуд должен взаимодействовать с армировкой только через упругие роликовые направляющие.

Многочисленные обследования систем «сосуд – армировка» показали, что при длительной эксплуатации стволов кинематические зазоры в парах «башмак – проводник» на стадии эксплуатации могут очень сильно отличаться от нормированных значений. При этом отклонения могут быть как в сторону увеличения, так и в сторону занижения. Причем на верхних и нижних поясах сосудов картины распределения зазоров по разным башмакам могут сильно отличаться.

Приведем несколько примеров типичных картин, полученных автором в рудоподъемных стволах при специальных обследованиях (рис.4.7).

Из рис. 4.7 видно, что суммарные зазоры не превышают допустимые только на схеме (б) – боковые зазоры, и схеме (г) – боковые зазоры по правому нижнему башмаку. Все остальные башмаки на всех сосудах эксплуатируются с повышенными суммарными зазорами до 70 – 85 мм.

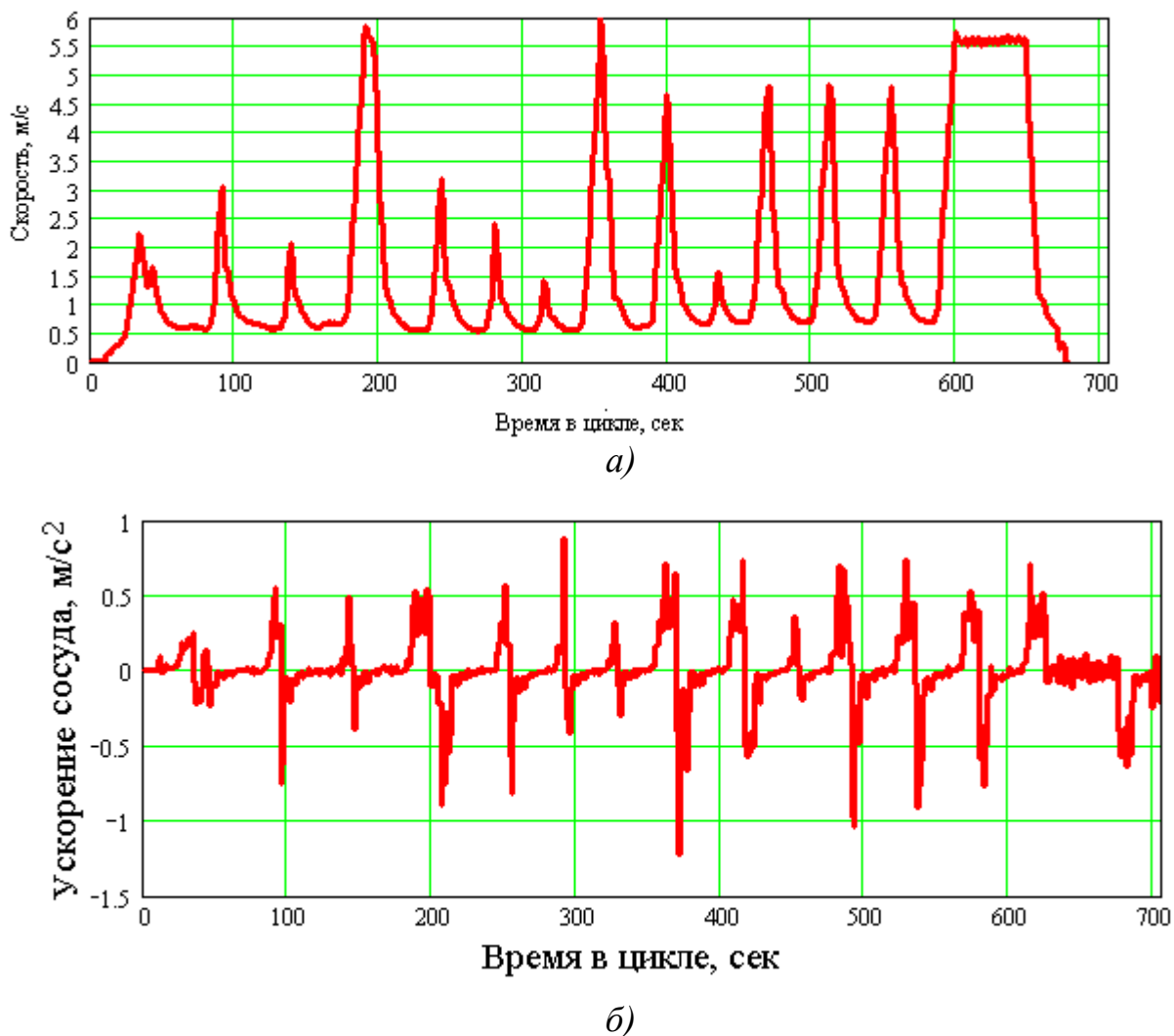


Рис. 4.6. Диаграмма окружной скорости (а) и ускорения (б) барабана подъемной машины клетового отделения ствола

Следует отметить, что занижение суммарных зазоров негативно сказывается на динамике системы «сосуд – армировка» в стволах, имеющих значительные отклонения проводников от вертикали, так как сосуд не может быть отцентрирован роликowymi направляющими и более активно реагирует на все искривления проводника.

На рис. 4.8 приведены характерные схемы конструкций ярусов армировок отечественных рудоподъемных стволов, а на рис. 4.9 приведены характерные конструкции подъемных сосудов.

Приведенные выше результаты измерений показывают, что в реальных промышленных условиях подъемные сосуды, спроектированные для взаимодействия с армировкой, геометрические и жесткостные параметры которой соответствуют проектным, из-за значительных нарушений вертикальности проводников, пространственными искривлениями на коротких участках эксплуатируются в технических условиях существенно отличных от заданных (кинематические зазоры достигают 80 – 95 мм). Происходит это из-за того, что в условиях значительных искривлений проводников эксплуатация с меньшими зазорами создает определенные трудности движению подъемных сосудов и опасность их расклинивания на искривленных участках стволов.

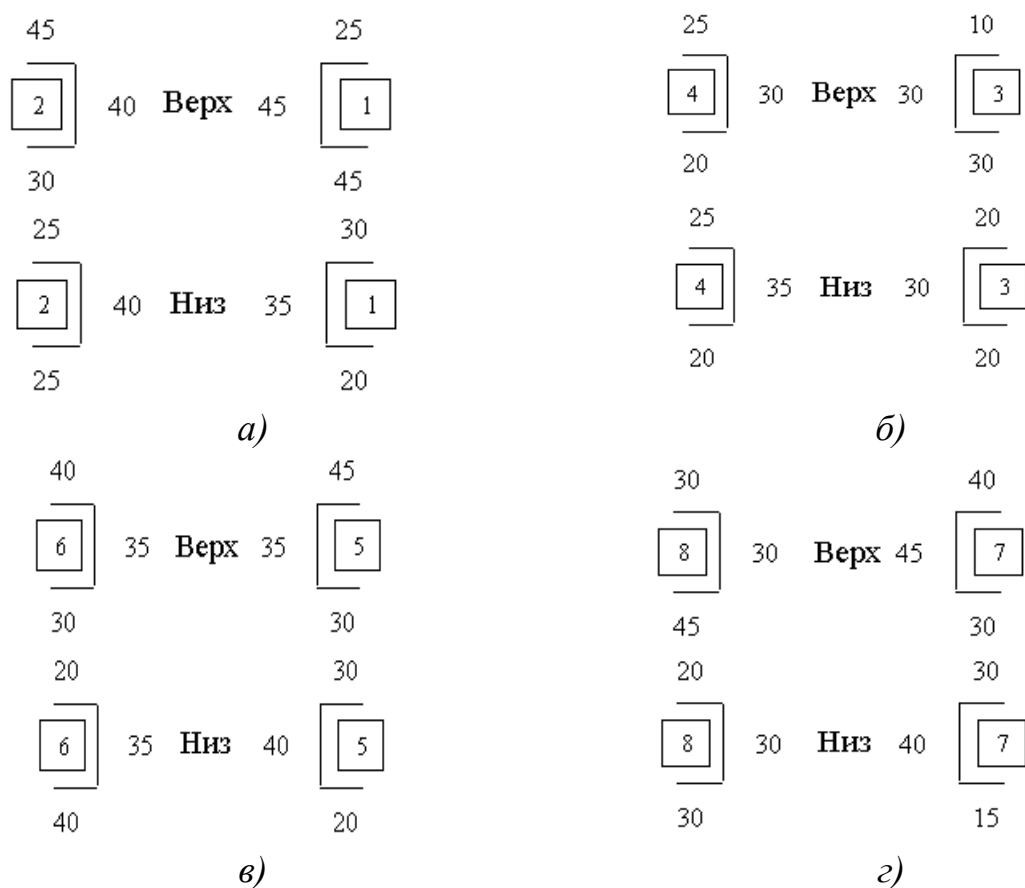


Рис. 4.7. Схемы распределения зазоров в рудоподъемном стволе №1: а) скип породный, б) противовес, в) скип северный, г) скип южный

В силу этого во многих случаях динамические параметры систем «сосуд – армировка» так же не соответствуют проектным, эксплуатация ведется с повы-

шенным и ускоренным износом проводников и расстрелов, предохранительных и рабочих башмаков, высокими контактными динамическим нагрузками, накоплениями усталостных повреждений в элементах армировки и подъемных сосудов. Такая ситуация вызывает необходимость совершенствования нормативно-методического обеспечения безопасной эксплуатации в современных условиях, постоянного и тщательного контроля работы подъемов специализированными организациями.

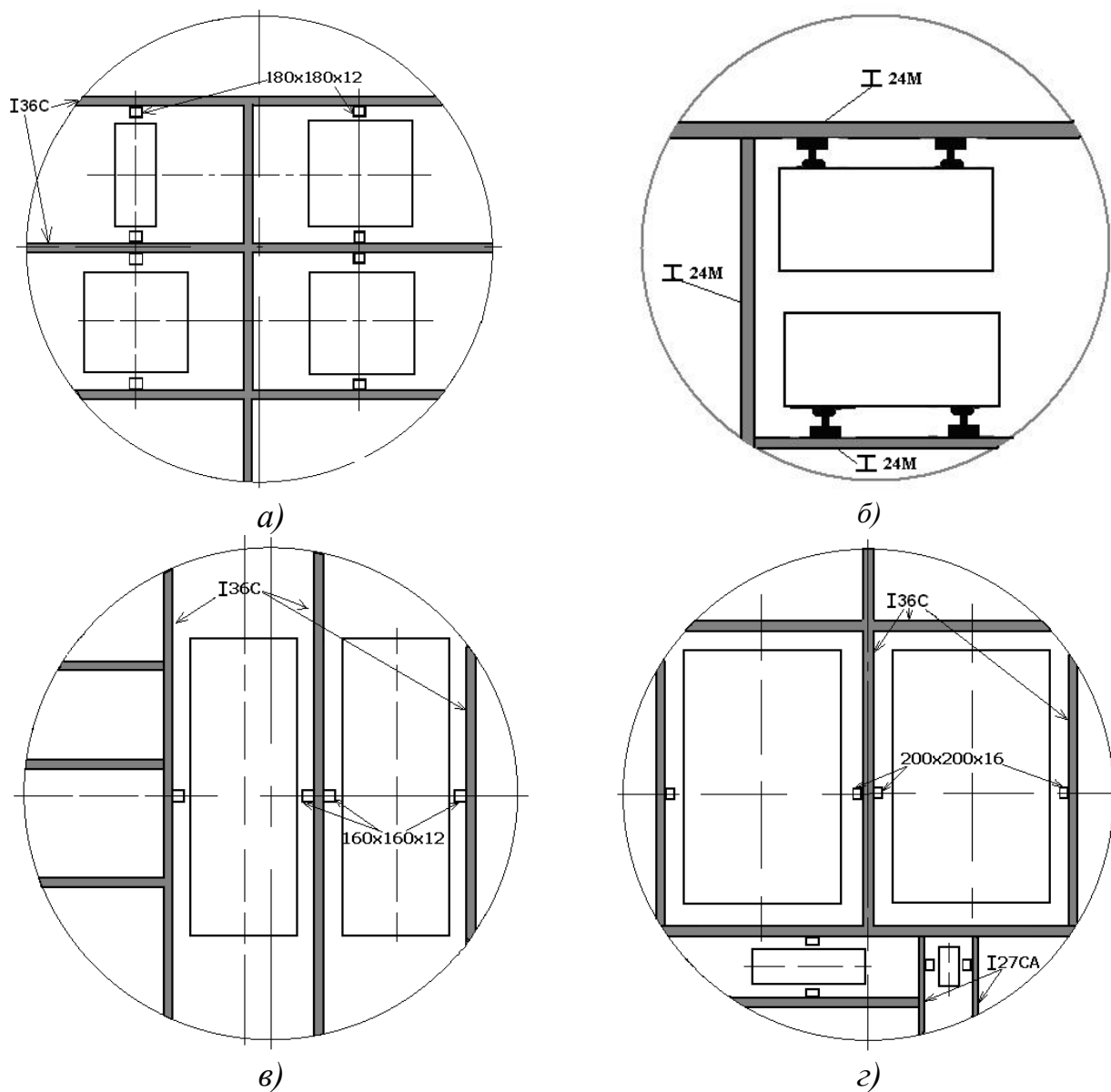


Рис. 4.8. Схемы армировок некоторых отечественных рудоподъемных стволов: а) скиповой ствол с коробчатыми двухсторонними проводниками; б) клетевой ствол с рельсовыми односторонними проводниками; в) клетевой ствол с коробчатыми двухсторонними проводниками; г) скиповой ствол с коробчатыми проводниками, вспомогательной клетью и контрвесом

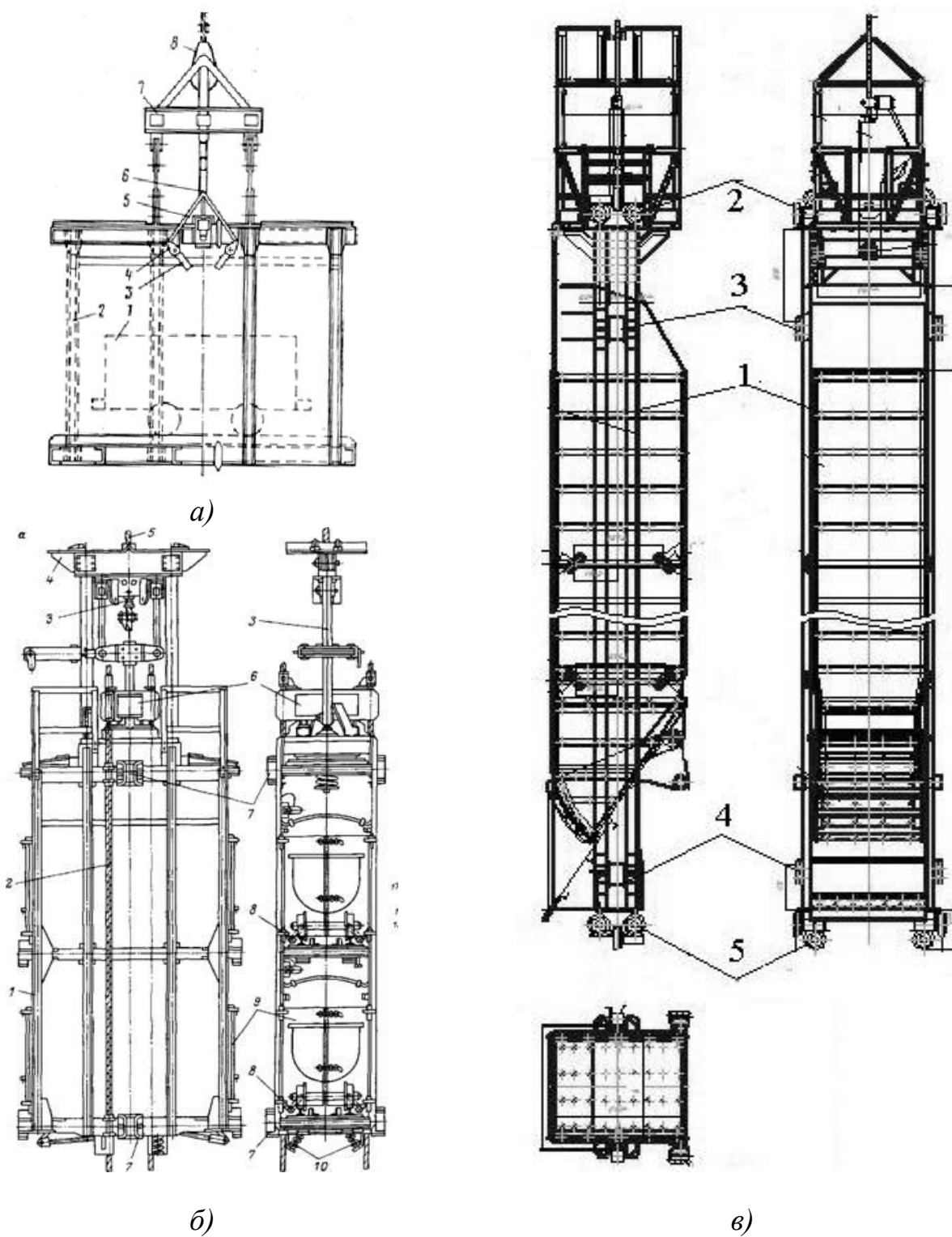


Рис. 4.9. Некоторые конструкции отечественных подъемных сосудов: *а)* клеть одноэтажная; *б)* клеть двухэтажная; *в)* шахтный скип: 1- рама скипа, 2 – верхние ролики типа НКП, 3 – верхние башмаки скольжения, 4 – нижние башмаки скольжения, 5- нижние ролики

Все эти особенности, соответствующие отклонениям указанных параметров от проектных значений, должна учитывать комплексная диагностическая модель механической системы ШПУ. Общим отличием математической модели, соответствующей динамическому графу на рис. 4.1, от традиционных явля-

ется то, что в ней впервые учтено влияние вертикальных колебаний подъемных сосудов на горизонтальные за счет локального процесса, описанного в Главе 3 и работе [28].

Модель позволяет комплексно проследить и исследовать механизм сквозного влияния динамических характеристик элементов оборудования *надземной* части ШПУ на выходные параметры аварийноопасности технического состояния *подземного* ствольного оборудования. С выводом и обоснованием уравнений колебаний канатов, подъемных сосудов, граничных условий, подходами к построению решений отдельных локальных задач моделирования можно так же подробно ознакомиться в работах [24, 29, 30,].

В расчетную схему ШПУ так же впервые введена функция «поперусных остаточных кинематических зазоров» системы «башмак-проводник», определяемая экспериментально в каждом конкретном грузоподъемном отделении. Ее использование позволяет прогнозировать изменение параметров технического состояния на определенный период эксплуатации при выполнении диагностических обследований.

Для удобства анализа целесообразно для каждой решаемой задачи строить соответствующий ей маршрут на общем графе с целью визуализации ее места и роли в общем динамическом процессе ШПУ. Сравнивая представленную совокупность параметров технического состояния с параметрами, нормированными в действующей нормативно-технической документации, можно выделить те из них, которые еще необходимо нормировать для повышения безопасности эксплуатации ШПУ, особенно с учетом деградации оборудования, накапливающейся при длительных сроках его работы.

Из графа на рисунке 4.1 видно, что общая картина процесса имеет разветвленный характер. Один и тот же локальный процесс может иметь несколько изолированных друг от друга источников возникновения. Влияние источников может передаваться через цепочки непосредственно связанных между собой механических звеньев, суммироваться и, в конечном итоге, влиять на основные показатели технического состояния и безопасность работы всей подъемной установки.

Основным концентратором, подверженным влиянию наибольшего числа различных процессов, является подъемный сосуд. При этом его динамические процессы непосредственно оказывают решающее влияние на прочностные параметры армировки, входящие в группу основных параметров, определяющих техническое состояние и безопасность работы ШПУ.

Расчетные схемы динамических звеньев ШПУ, соответствующие графу на рисунке 4.1, показаны на рисунках 4.10а – 4.10б.

Ниже представлена общая система дифференциальных уравнений и соотношений, описывающая динамику ШПУ, составленная в соответствии с указанными расчетными схемами. При необходимости решения отдельных задач диагностики ШПУ, она может распадаться на несколько локализованных подсистем, в зависимости от рассматриваемого звена, режима движения ШПУ (длительный

рабочий цикл, аварийное кратковременное торможение и т.п.) и типа доминирующего динамического процесса, подлежащего исследованию [29, 24].

Уравнение вращения шкива подъемной машины

$$J\ddot{\varphi} = M_{dv}(t) - M_{tor}(t) - R \left[\sum_{i=1}^n p_i^{(1)}(l_{1,t}) - \sum_{k=1}^n p_i^{(2)}(l_{2,t}) \right]; \quad (4.1)$$

Уравнения колебаний головных и уравновешивающих канатов 1-й (поднимающейся) ветви

$$\frac{q}{g} \frac{\partial^2 u_i^{(1)}(x,t)}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 u_i^{(1)}(x,t)}{\partial x^2} EF - K_0 F \frac{\partial^3 u_i^{(1)}(x,t)}{\partial x^2 \partial t} = \frac{q}{g} [g \pm R(\ddot{\varphi} + \dot{\gamma})];$$

$$\frac{q}{g} \frac{\partial^2 v^{(1)}(x,t)}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 v^{(1)}(x,t)}{\partial x^2} EF - K_0 F \frac{\partial^3 v^{(1)}(x,t)}{\partial x^2 \partial t} = \frac{q}{g} [g \pm R(\ddot{\varphi} + \dot{\gamma})]. \quad (4.2)$$

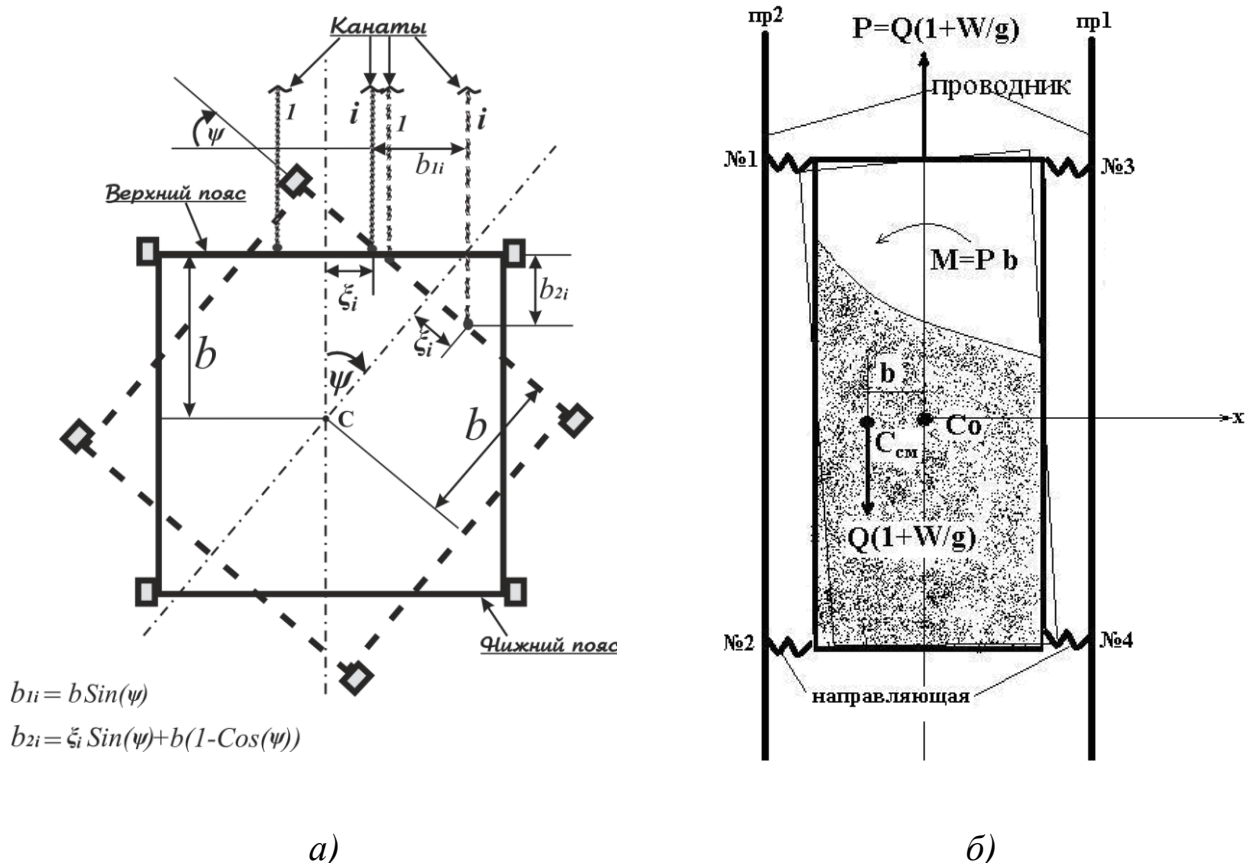


Рис. 4.10. Схема: а) расчетная схема деформирования канатов и взаимодействия направляющих подъемного сосуда с проводниками при угловом перемещении сосуда; б) схема взаимодействия подъемного сосуда с армировкой при смещении центра масс груза: P – натяжение каната; Q – вес скипа с грузом; W – вертикальное ускорение скипа; b - смещение центра масс скипа с грузом

Уравнения движения 1-го (поднимающегося) подъемного сосуда с учетом взаимодействия с головными и уравнивающими канатами и проводниками армировки

$$\begin{aligned}
I_1^{lob} \ddot{\Psi}_1^{lob} + (b_1 \sum_{i=1}^n p_i^{(1)}(l_0, t) + H_1^{lob}(u_{1,k}^{lob}(t))) \Psi_1^{lob} + \sum_{i=1}^n p_i^{(1)}(l_0, t) \cdot (\xi_{1,k}^{lob} + b_1^{lob}) &= 0; \\
I_1^{bok} \ddot{\Psi}_1^{bok} + (b_1 \sum_{i=1}^n p_i^{(1)}(l_0, t) + H_1^{bok}(u_{1,k}^{bok}(t))) \Psi_1^{bok} + \sum_{i=1}^n p_i^{(1)}(l_0, t) \cdot (\xi_{1,k}^{bok} + b_1^{bok}) &= 0; \\
I_1^{gor} \ddot{\Psi}_1^{gor} + (\sum_{i=1}^n (-1)^{i+1} p_i^{(1)}(l_0, t) \frac{(\xi_{1,i}^{lob})^2}{l_1} + H_1^{bok}(u_{1,k}^{bok}(t))) \Psi_1^{gor} &= 0; \\
\frac{Q_1 d^2 u_c^{(1)}(t)}{g dt} + \sum_{i=1}^n p_i^{(1)}(l_0, t) - \bar{p}^{(1)}(l_0, t) &= \frac{Q_1}{g} [g \pm R(\ddot{\varphi} + \ddot{\gamma})]; \\
\frac{Q_1}{g} \frac{d^2}{dt^2} u_{c,bok}^{(1)}(t) &= \sum_{k=1}^4 (C_{1,k}^{bok} \cdot u_{1,k}^{bok}(t) - u_{1pr,k}^{bok}(t)); \\
\frac{Q_1}{g} \frac{d^2}{dt^2} u_{c,lob}^{(1)}(t) &= \sum_{k=1}^4 (C_{1,k}^{lob} \cdot u_{1,k}^{lob}(t) - u_{1pr,k}^{lob}(t));
\end{aligned} \tag{4.3}$$

Уравнения движения 2-го (опускающегося) подъемного сосуда с учетом взаимодействия с головными и уравнивающими канатами и проводниками армировки

$$\begin{aligned}
I_2^{lob} \ddot{\Psi}_2^{lob} + (b_2 \sum_{i=1}^n p_i^{(2)}(l_0, t) + H_2^{lob}(u_{2,k}^{lob}(t))) \Psi_2^{lob} + \sum_{i=1}^n p_i^{(2)}(l_0, t) \cdot (\xi_{2,k}^{lob} + b_2^{lob}) &= 0; \\
I_2^{bok} \ddot{\Psi}_2^{bok} + (b_2 \sum_{i=1}^n p_i^{(2)}(l_0, t) + H_2^{bok}(\Psi_2^{bok})) \Psi_2^{bok} + \sum_{i=1}^n p_i^{(2)}(l_0, t) \cdot (\xi_{2,k}^{bok} + b_2^{bok}) &= 0; \\
I_2^{gor} \ddot{\Psi}_2^{gor} + (\sum_{k=1}^{n_g} (-1)^{k+1} p_i^{(2)}(l_0, t) \frac{(\xi_{2,k}^{lob})^2}{l_2} + H_2^{bok}(u_{2,k}^{lob}(t))) \Psi_2^{gor} &= 0; \\
\frac{Q_2 d^2 u_c^{(2)}(t)}{g dt} + \sum_{i=1}^n p_i^{(2)}(l_0, t) - \bar{p}^{(2)}(l_0, t) &= \frac{Q_2}{g} [g \pm R(\ddot{\varphi} + \ddot{\gamma})]; \\
\frac{Q_2}{g} \frac{d^2}{dt^2} u_{c,bok}^{(2)}(t) &= \sum_{k=1}^4 (C_{2,k}^{bok} \cdot u_{2,k}^{bok}(t) - u_{2pr,k}^{bok}(t)); \\
\frac{Q_2}{g} \frac{d^2}{dt^2} u_{c,lob}^{(2)}(t) &= \sum_{k=1}^4 (C_{2,k}^{lob} \cdot u_{2,k}^{lob}(t) - u_{2pr,k}^{lob}(t));
\end{aligned} \tag{4.4}$$

Вспомогательные соотношения (для обоих сосудов, $j=1, 2$ - номер сосуда; $k=1, \dots, 4$ - номер направляющей сосуда):

- функции жесткости направляющих сосуда

$$\begin{aligned}
 H_j^{lob} &= \sum_{k=1}^4 C_{j,k}^{lob} \cdot b_j^2; & H_j^{bok} &= \sum_{k=1}^4 C_{j,k}^{bok} \cdot b_j^2; \\
 C_{j,k}^{lob} &= \begin{cases} C_{rol,k,j}^{lob}, & u_k^{lob} < \Delta_{lob,k,j}, \\ C_{bm,k,j}^{lob} + C_{rol,k,j}^{lob}, & u_k^{lob} \geq \Delta_{lob,k,j}, \end{cases}; \\
 C_{j,k}^{bok} &= \begin{cases} C_{rol,k}^{bok}, & u_k^{bok} < \Delta_{bok,k,j}, \\ C_{bm,i}^{bok} + C_{rol,k}^{bok}, & u_k^{bok} \geq \Delta_{bok,k,j}; \end{cases}
 \end{aligned} \tag{4.5}$$

- соотношения между усилиями взаимодействия сосуда с проводниками армировки и перемещениями точек направляющих сосуда и профиля проводников

$$\begin{aligned}
 F_{k,bok}^{(j)}(t) &= C_{j,k}^{bok} \cdot (u_k^{bok}(t) - u_{pr,k}^{bok}(t)); \\
 F_{k,lob}^{(j)}(t) &= C_{j,k}^{lob} \cdot (u_k^{lob}(t) - u_{pr,k}^{lob}(t)),
 \end{aligned} \tag{4.6}$$

- соотношения между запасами прочности проводников и расстрелов и контактными нагрузками

$$\begin{aligned}
 n_{k,j}^{np,lob}(t) &= \frac{W_{np}^{lob} \cdot [\sigma_{T,np}]}{M_{уз}^{np}(F_{k,lob}^{(j)}(t))}; \\
 n_{k,j}^{np,bok}(t) &= \frac{W_{np}^{bok} \cdot [\sigma_{T,np}]}{M_{уз}^{np}(F_{k,bok}^{(j)}(t))}; \\
 n_{k,j}^{pac}(t) &= \frac{W_{pac}^{lob} \cdot [\sigma_{T,pac}]}{M_{уз}^{pac}(F_{k,bok}^{(j)}(t), F_{k,lob}^{(j)}(t))}; & f_{k,j}^{np,lob}(t) &= \frac{F_{k,lob}^{(j)}(t)}{C_{np-pac}^{lob}(t)};
 \end{aligned} \tag{4.7}$$

- соотношения между натяжениями и деформациями канатов (закон Кельвина-Фойхта)

$$\begin{aligned}
 p_i^j(x,t) &= \frac{\partial u_i^j(x,t)}{\partial x} EF + K_0 F \frac{\partial^2 u_i^j(x,t)}{\partial x \partial t}; \\
 p^{(j)}(x,t) &= \frac{\partial V^{(j)}(x,t)}{\partial x} \tilde{E} \tilde{F} + \tilde{K}_0 \tilde{F} \frac{\partial^2 V^{(j)}(x,t)}{\partial x \partial t};
 \end{aligned} \tag{4.8}$$

- уравнения связи между перемещениями точек крепления канатов на верхнем поясе сосуда при его пространственных колебаниях

$$u_i^{(j)}(x,t) = u_i^{(j)}(t) + \zeta_i^j \cdot \Psi_j^{lob} - \eta_i^j \cdot \Psi_j^{bok}; \quad (4.9)$$

- соотношения между упругими удлинениями и деформациями головных канатов в точках набегания и схода на шкиве для набегающей (груженой ветви)

$$u_i^{(1)}(l_1,t) = \int_0^t \left[\frac{\partial u_i^{(1)}(l_1,t)}{\partial x} i_1 + b_1 \frac{\partial u_i^{(1)}(l_1,t)}{\partial t} \right] dt;$$

для сбегающей (порожней ветви)

$$u_i^{(2)}(l_2,t) = a_2 \int_0^t \left[\frac{\partial u_i^{(1)}(l_1,t-\Delta t)}{\partial x} i_1 + b_1 \frac{\partial u_i^{(1)}(l_1,t-\Delta t)}{\partial t} \right] dt + \\ + a_1 \int_0^t \left[\frac{\partial u_i^{(2)}(l_2,t)}{\partial x} i_2 + b_1 \frac{\partial u_i^{(2)}(l_2,t)}{\partial t} \right] dt, \quad (4.10)$$

- зависимость между окружной скоростью шкива, углом вращения шкива и углом упругого скручивания приводного вала

$$V_c(t) = R(\dot{\phi} + \dot{\gamma}); \quad (4.11)$$

- зависимость между длиной перемотанного через шкив каната и скоростью сосуда

$$l(t) = \int_0^t V_c(t) dt; \quad (4.12)$$

- зависимость между углом упругого скручивания приводного вала и деформациями головных канатов в точках набегания и схода на шкиве

$$\gamma(t) = DEF \sum_{i=1}^n \left[\frac{\partial u_i^{(1)}(l_1,t)}{\partial x} - \frac{\partial u_i^{(2)}(l_2,t)}{\partial x} \right] + DK_0 F \sum_{i=1}^n \left[\frac{\partial^2 u_i^{(1)}(l_1,t)}{\partial x \partial t} - \frac{\partial^2 u_i^{(2)}(l_2,t)}{\partial x \partial t} \right];$$

$$D = \frac{Rl^*}{GI_p}; \quad (4.13)$$

- условие отсутствия растягивающих усилий в сечениях уравнивающих канатов на участке петли в зумпфе ствола

$$p^{(j)}(\tilde{l}_j, t) = \frac{\partial V_j(\tilde{l}_j, t)}{\partial x} \tilde{E} \tilde{F} + \tilde{K}_o \tilde{F} \frac{\partial^2 V_j(\tilde{l}_j, t)}{\partial x \partial t} = 0; \quad (4.14)$$

- уравнения связи между перемещениями точек направляющих при пространственных колебаниях сосуда

$$\begin{aligned} u_k^{j,lob}(t) &= u_{c,lob}^{(j)}(t) - \Psi_j^{lob} \cdot b_j; \quad (k=1,3); \\ u_k^{j,lob}(t) &= u_{c,lob}^{(j)}(t) + \Psi_j^{lob} \cdot (h_j^{ver} - b_j); \quad (k=2,4); \\ u_1^{j,bok}(t) &= u_{c,bok}^{(j)}(t) + \Psi_j^{gor} \cdot \frac{h_j^{ver}}{2} + b_j \cdot \Psi_j^{bok}; \\ u_2^{j,bok}(t) &= u_{c,bok}^{(j)}(t) + \Psi_j^{gor} \cdot \frac{h_j^{ver}}{2} - (h_j^{ver} - b_j) \cdot \Psi_j^{bok}; \\ u_3^{j,bok}(t) &= u_{c,bok}^{(j)}(t) - \Psi_j^{gor} \cdot \frac{h_j^{ver}}{2} + b_j \cdot \Psi_j^{bok}; \\ u_4^{j,bok}(t) &= u_{c,bok}^{(j)}(t) - \Psi_j^{gor} \cdot \frac{h_j^{ver}}{2} - (h_j^{ver} - b_j) \cdot \Psi_j^{bok}; \end{aligned} \quad (4.15)$$

- соотношения между кинематическими параметрами перемещений направляющих сосуда и дифференциальными параметрами профиля его системы проводников

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \Psi_j^{gor}}{dt^2} &= \frac{V_c^2}{a} \cdot (\beta'_{z,1}(z) - \beta'_{z,2}(z)); \\ \frac{d^2 u_k^{j,bok}}{dt^2} &= V_c^2 \cdot \beta'_{z,k}(z); \end{aligned} \quad (4.16)$$

- соотношения между остаточными кинематическими зазорами и контактными нагрузками на проводники от направляющих подъемных сосудов

$$\begin{aligned} \Delta_{bok,k,j} &= \tilde{f}_{bok,k,j}^{uzh}(F_{k,bok}^{(j)}, \Delta_{bok,k,j}^0, V_c); \\ \Delta_{lob,k,j} &= \tilde{f}_{lob,k,j}^{uzh}(F_{k,lob}^{(j)}, \Delta_{lob,k,j}^0, V_c). \end{aligned} \quad (4.17)$$

В модели приняты следующие обозначения:

J - момент инерции подъемной машины относительно оси вращения (барабан с валом);

$M_{dv}^{(t)}$ - крутящий момент двигателя, приведенный к валу барабана;

$M_{tor}^{(t)}$ - тормозной момент;

R - радиус барабана подъемной машины;

E, \tilde{E} - модули Юнга проволок соответственно головных уравновешивающих канатов;

F, \tilde{F} - площади поперечных сечений всех проволок соответственно головного и уравновешивающего канатов;

K_0, \tilde{K}_0 - коэффициенты диссипации соответственно головного и уравновешивающего канатов;

$\varphi(t)$ - угол вращения барабана подъемной машины;

$\gamma(t)$ - угол упругого закручивания приводного вала подъемной машины;

G - жесткость приводного вала на кручение подъемной машины;

I_P - полярный момент инерции приводного вала подъемной машины;

l^* - приведенная длина вала подъемной машины;

$u_i^{(j)}(x,t)$ - продольные удлинения i -го головного каната 1-й и 2-й ветви в сечениях с координатой x ;

$V^{(j)}(x,t)$ - продольные удлинения уравновешивающего каната 1-й и 2-й ветви в сечениях с координатой x ;

$p_i^{(j)}(x,t)$ - усилия в сечениях i -го головного каната 1-й и 2-й ветви;

$\tilde{p}^{(j)}(x,t)$ - усилия в сечениях уравновешивающего каната 1-й и 2-й ветви;

$u_c^{(j)}(t)$ - вертикальные перемещения центров масс 1-го и 2-го сосудов;

ζ_i^j, η_i^j - координаты точек крепления головных канатов к сосуду по отношению к вертикальной оси сосуда (для одноканатного подъема координаты равны нулю);

$\Psi_j^{bok}, \Psi_j^{lob}, \Psi_2^{gor}$ - углы поворота (наклона) сосудов соответственно в боковой, лобовой и горизонтальной плоскостях проводников вокруг горизонтальных и вертикальной центральных осей инерции;

b_j - расстояния от центров масс сосудов до верхних поясов направляющих;

h_j^{ver} - расстояние между верхним и нижним поясами направляющих сосуда;

b_j^{bok}, b_j^{lob} - смещения центра масс груза от оси сосуда, соответственно, в боковой и лобовой плоскостях;

$I_j^{lob}, I_j^{bok}, I_1^{gor}$ - моменты инерции сосудов относительно центральных осей инерции;

Q_j - силы веса подъемных сосудов с грузом

g – ускорение свободного падения;

V_c - вертикальная скорость сосудов (окружная скорость вращения барабана подъемной машины);

$C_{rol,k}^{lob}$ - приведенная к точке контакта жесткость k -го роликового амортизатора направляющей сосуда во время упругого взаимодействия только через пружину роликоопоры (режим плавного движения с безударным взаимодействием), $C_{bm,k}^{lob}$ - приведенная к точке контакта жесткость k -й системы «башмак-проводник» направляющей сосуда во время жестком контакте башмаков с проводниками, (режим ударного взаимодействия при нарушении плавности движения сосуда);

$u_{c,lob}^{(j)}(t), u_{c,bok}^{(j)}(t)$ - соответственно лобовые и боковые перемещения центров масс сосудов;

$u_k^{j,lob}(t), u_k^{j,bok}(t)$ - соответственно лобовые и боковые смещения в процессе колебаний k - й направляющей j -го подъемного сосуда;

$\Delta_{lob,k,j}^0, \Delta_{bok,k,j}^0, \Delta_{lob,k,j}, \Delta_{bok,k,j}$ - соответственно начальные и текущие кинематические зазоры в k -й направляющей j -го сосуда;

$F_{k,bok}^{(j)}(t), F_{k,lob}^{(j)}(t)$ - соответственно боковые и лобовые контактные усилия между k -й направляющей и проводником j -го сосуда;

$u_{pr,k}^{bok}, u_{pr,k}^{lob}$ - функции, описывающие профиль проводника напротив k -й направляющей, соответственно в боковой и лобовой плоскостях (задаются на основании данных профильных маркшейдерских съемок в стволе);

$n_{k,j}^{np,lob(bok)}, n_{k,j}^{pac}$ - запасы прочности соответственно проводников и расстрелов армировки j -го сосуда от действия контактной нагрузки k -й направляющей;

$[\sigma_{T,pac}], [\sigma_{T,np}]$ - предельно допускаемые напряжения на изгиб соответственно расстрелов и проводников армировки;

$W_{np}^{lob}, W_{np}^{bok}, W_{pac}$ - моменты сопротивления сечений соответственно проводников и расстрелов;

$M_{изг}^{np}(F_{k,lob}^{(j)}(t)), M_{изг}^{np}(F_{k,bok}^{(j)}(t)), M_{изг}^{pac}(F_{k,bok}^{(j)}(t), F_{k,lob}^{(j)}(t))$ - изгибающие моменты соответственно в сечениях проводников и расстрелов армировки от действия контактных нагрузок k -й направляющей j -го сосуда;

$C_{np-pac}^{lob}(t)$ - функция, описывающая лобовую жесткость системы «проводник-расстрелы» в точке приложения контактной нагрузки при движении подъемного сосуда (вид функции зависит от схемы и параметров армировки);

$$f_{bok(lob),k,j}^{uzn}(F_{k,bok}^{(j)}, \Delta_{bok,k,j}^0, V_c)$$

- функции, определяющие зависимость остаточной кинематических зазоров в паре «башмак-проводник» от контактных нагрузок, начальных зазоров и скорости работы подъема (определяются из экспериментальных исследований в каждом конкретном грузоподъемном отделении ствола при проведении обследований);

$f_{k,j}^{np,lob}(t)$ - динамические прогибы проводников в лобовой плоскости под действием контактной нагрузки k -й направляющей j -го сосуда;

$\beta'_{z,2}(z)$ - относительные углы наклона проводников к вертикали в лобовой или боковой плоскостях (вторые производные от функций $u_{pr,k}^{bok,lob}$ по вертикальной координате).

Данная диагностическая модель учитывает влияние следующих свойств (в том числе наличие дефектов) и процессов в звеньях ШПУ на работу и значения параметров технического состояния оборудования подъемной установки:

- переменность длины канатов при работе ШПУ;
- нецилиндричность барабана подъемной машины;
- упругость приводных устройств подъемной машины;
- переменность ускорения вращения барабана подъемной машины;
- предохранительное торможение подъемной машины;
- неравномерность распределения натяжений головных канатов;
- искривление профиля проводников на каждом ярусе армировки;
- нелинейность жесткости направляющих подъемных сосудов;
- кинематические зазоры между направляющими и проводниками;
- переменный по глубине ствола износ отдельных проводников и расстрелов армировки;
- изменение с течением времени физико-механических свойств отдельных элементов оборудования, в частности кинематических зазоров между проводниками и башмаками скольжения сосудов;

Диагностическая модель позволяет:

- прогнозировать возникновение дефектных состояний в работе звеньев системы в зависимости от их фактических параметров, влияние параметров и свойств отдельных источников по соответствующей энергетической цепочке и совокупного влияния нескольких источников по соответствующим энергетическим цепочкам на конечные параметры технического состояния оборудования ШПУ;

- строить локальные эталонные модели изменения диагностических параметров процессов с учетом дефектов в отдельных звеньях или режимах работы для использования при автоматизированном установлении диагноза путем экспертизы результатов инструментальных измерений;

- выполнять прогнозные расчеты (например, по допустимой скорости подъема или массы груза при существующем профиле проводников) при выборе управляющих технических и режимных мероприятий по выведению параметров работы звеньев установки из аварийно опасного режима эксплуатации,

определять необходимые параметры коррекции и их уровни для гарантированного перевода эксплуатации в более безопасный режим.

Применение представленной схемы так же позволяет разрабатывать новые методы и определять технические средства, позволяющие диагностировать ранее не определявшиеся традиционными способами динамические процессы в звеньях ШПУ, возникновение и доминирующее проявление которых создает различную степень аварийной опасности ее работе. Например, маршруту 2-5-8-13-14-16-(19, 20, 21) соответствует задача, посвященная разработке нового метода диагностирования армировки в режиме предохранительного торможения ШПУ. Ее решение было описано в Главе 3.

Данная модель так же позволяет получать зависимости между отдельными группами динамических параметров, одна часть из которых является легко измеряемыми специальной аппаратурой, а другая является параметрами технического состояния системы. Например, на основании решения задачи, представленной маршрутом 14→16, разработан новый экспериментально-расчетный метод определения контактных нагрузок на проводники, методика измерений, реализуемая с использованием стандартной высокоскоростной аппаратуры, устанавливаемой на подъемном сосуде для измерения и цифровой записи мгновенных горизонтальных ускорений в специально выбираемых точках сосуда, который будет описан в следующих разделах. Использование модели необходимо при проведении экспериментально-аналитических исследований подъемных установок, в которых при эксплуатации зафиксировано появление признаков возникновения нештатных динамических явлений. Например, повышенных вибраций резонансного характера у подъемной машины или канатов при определенной скорости подъема или определенном положении сосудов в стволе; повышенные жесткие удары сосудов по проводникам на локальных участках армировки; интенсивный (с повышенной скоростью и по отдельных гранях) износ проводников на локальных участках ствола и т.п.

4.3 Определение взаимосвязи силовых и кинематических параметров динамического взаимодействия подъемных сосудов с проводниками жесткой армировки

Задача оперативного получения информации об уровне динамического нагружения системы «сосуд - армировка» в промышленных условиях и ее адекватной интерпретации, позволяющей определить степень потенциальной аварийной опасности работы шахтных подъемов, издавна являлась одной из самых актуальных при эксплуатации установок с жесткой армировкой вертикальных стволов. Ее решение представляет не только теоретический интерес для развития теории взаимодействия сосуда с армировкой, но и имеет большое практическое значение. Аналогом математической модели, описывающей эту задачу является одночленная формула второго закона Ньютона для материальной точки (тела, размерами которого по сравнению с его траекторией можно пренебречь). Она позволяет по измеренному ускорению и массе материальной точки (или

тела, движущегося поступательно) рассчитать равнодействующую приложенных к ней активных сил.

Шахтный подъемный сосуд (скип, клеть, противовес) представляет собой объемное тело, габаритные размеры которого находятся в пределах от 5 м до 20 м, а траектория движения в пределах кинематических зазоров между проводниками ограничена 30 мм ... 90 мм. Внешние силы, действующие со стороны проводников, приложены по 4-м (или 8-ми) точкам в местах установки направляющих устройств (роликов и башмаков) в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. В горизонтальной плоскости сосуд имеет 5 степеней свободы, поэтому математически точного решения, аналогичного одночленной формуле Ньютона, связывающего ускорения его точек с действующими усилиями, не может существовать.

Наибольшей величины действующие силы достигают при ударном контакте башмаков скольжения сосуда с проводниками. Именно их максимальные значения, реализующиеся на протяжении каждого пролета проводников по глубине ствола, являются определяющими для установления степени аварийной опасности движения сосуда в условиях повышенного износа армировки. В общем случае задача определения контактных усилий в системе «сосуд-армировка» по измеренным кинематическим параметрам (ускорениям, перемещениям, скоростям) до настоящего времени не имеет точного решения.

В разных странах используется несколько методик измерений и приближенных методов расчета оценочных (являющихся ограничением сверху реальных максимальных значений) величин максимальных контактных усилий, дающих разную степень запаса по безопасности. Они адаптированы к своим конкретным конструкциям подъемных сосудов и ярусов армировки с достаточной для практики точностью. Некоторые из них определены в национальных нормативных документах, регламентирующих параметры и порядок выполнения измерений и расчетов.

Кинематический метод диагностики армировки, базирующийся на анализе измеренных аппаратурой горизонтальных ускорений точек подъемных сосудов, активно применялся в разных странах еще более полувека тому назад. Это объясняется тем, что для установки на подъемном сосуде нескольких навесных датчиков линейных ускорений и записи осциллограммы их показаний не требуется демонтировать рабочее оборудование, закрепленное на сосуде. Монтаж комплекта акселерометров может быть проведен в течение нескольких десятков минут.

Для регистрации показаний акселерометров могут быть использованы стандартные записывающие устройства, одновременно применяемые на шахтном подъеме для других целей. В современных условиях для этого применяются портативные многоканальные микропроцессорные регистраторы с большим объемом долговременной памяти и быстродействием, которые обеспечивают опрос и одновременную запись показаний датчиков нескольких типов в память встроенной ПЭВМ с частотой 300-1000 Гц от 3-х до 24-х аналоговых и цифро-

вых измерительных и управляющих каналов (в зависимости от требований методики обработки данных и управления процессом записи).

Отечественные и зарубежные программно-аппаратные комплексы, методики работы с ними, применяемые для этих целей в настоящее время, описаны в работах [31-39].

Рассмотрим расчетную схему системы «сосуд - проводники», представленную на рис. 4.11. Точке «С» соответствует положение центра масс подъемного сосуда. Оси CX , CY , CZ являются центральными осями инерции сосуда.

В горизонтальной плоскости взаимодействие башмаков с проводниками происходит через упругие роликовые направляющие и жесткие предохранительные башмаки скольжения или только через рабочие башмаки скольжения с гарантированными кинематическими зазорами в точках сосуда №1, №2, №3 и №4. Схемы кинематических зазоров, встречающихся на практике в промышленных условиях приведены на рис. 4.7. Будем называть плоскость расположения проводников CYZ лобовой, а плоскость ей перпендикулярную CXZ – боковой. Соответственно усилия F_5, F_6, F_7, F_8 – лобовыми, а усилия F_1, F_2, F_3, F_4 – боковыми.

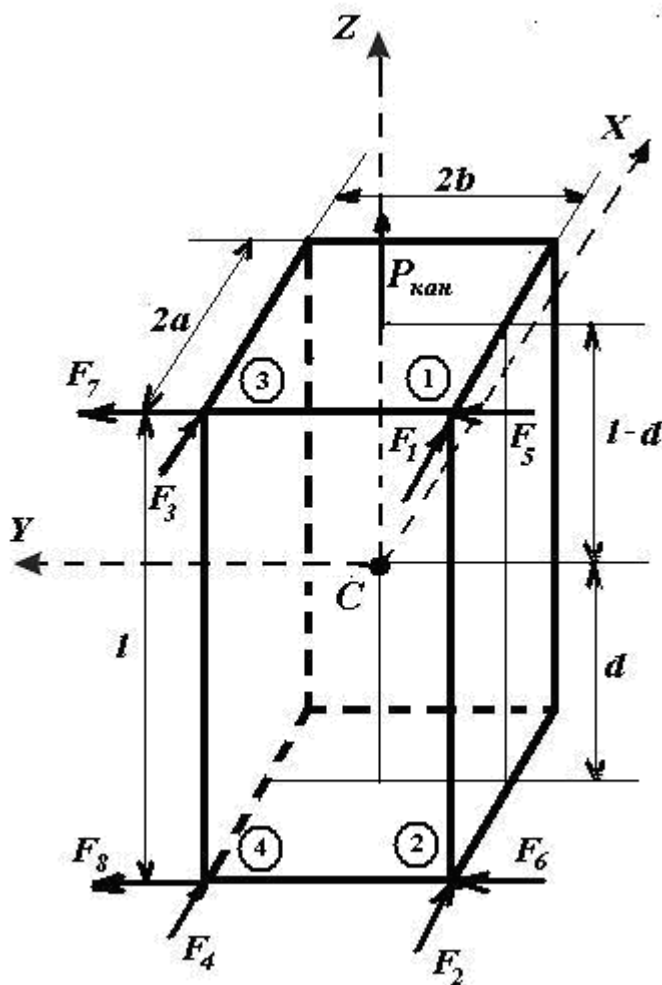


Рис. 4.11. Расчетная схема для определения взаимосвязи между усилиями и ускорениями направляющих подъемного сосуда

Схема на рис. 4.11 соответствует конструкции яруса армировки, приведенной на рис. 4.8б. Сечения стволов с двусторонними противостоящими проводниками (рис. 4.8а, в, г) соответствуют случаям, когда центр масс сосуда находится в плоскости проводников. Для этих сечений в математической модели, соответствующей общей расчетной схеме рис. 4.11, необходимо приравнять нулю параметр «а».

При движении сосуда рабочие грани башмаков одновременно или поочередно контактируют с проводниками. Но кинематически этот контакт не может происходить одновременно по некоторым группам граней из-за наличия гарантированных кинематических зазоров. При их отсутствии происходит затирание сосуда в проводниках и возникает аварийное зависание с последующей аварией. Такая ситуация должна исключаться путем систематического контроля и при математическом моделировании рассматриваться не будет.

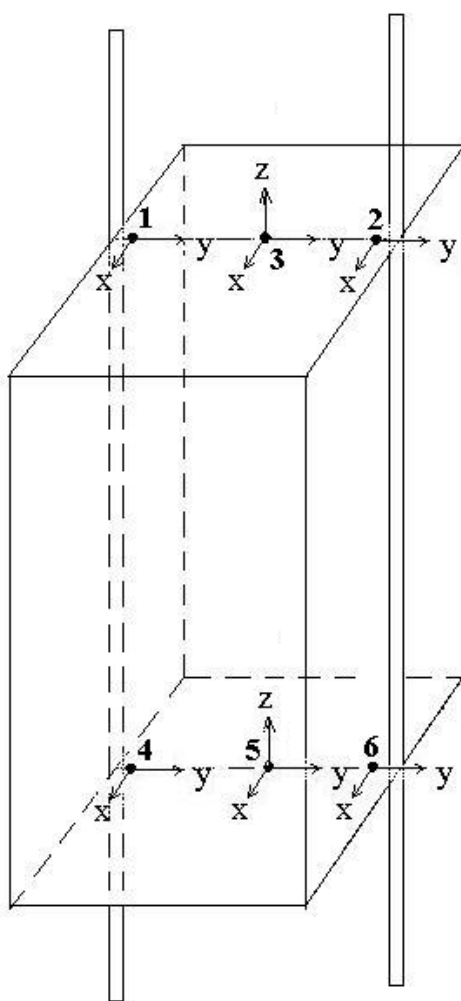


Рис. 4.12. Схемы расстановки акселерометров при динамических испытаниях систем «сосуд-армировка»

Как показали многочисленные экспериментальные исследования [39] из-за эксплуатационной искривленности профилей проводников мгновенный ударный контакт башмаков с проводниками более чем по одной грани малове-

роютен. На основании этого факта была разработана методика аппаратурного оценки плавности движения подъемных сосудов, основанная на схеме измерений ускорений направляющих сосуда только на одном башмаке верхнего или нижнего пояса его несущей рамы, в направлении которого смещен центр масс груза [40].

Все методики измерений и расчетов, описанные в работах зарубежных авторов [34, 35, 37 - 39] используют упрощенные схемы измерений ускорений и одночленные формулы расчета максимальных нагрузок с приближенными значениями коэффициентов «приведенной массы, участвующей в ударе», записанными в форме закона Ньютона для материальной точки (рис. 4.12).

$$F_{\max} = M_{iu} \cdot A_{\max}, \quad (4.18)$$

где M_{iu} – коэффициент, который называется «массой, участвующей в ударе», его значение по результатам различных исследователей варьируется от $0.08 \cdot M_c$ до $0.3 \cdot M_c$ (M_c – полная масса сосуда, кг); A_{\max} – максимальное пиковое значение измеренного аппаратурой горизонтального ускорения башмака сосуда в пролете между ярусами армировки, м/с^2 ; F_{\max} – максимально возможное расчетное усилие, действующее на проводник со стороны башмака сосуда, Н.

При $M_{iu} = 0.3 \cdot M_c$ эта формула называется «формулой Бэра», при $M_{iuL} = \frac{1}{12} \cdot M_c$ для лобовых усилий и $M_{iuB} = \frac{0.8}{12} \cdot M_c$ для боковых – называется «формулами Вольраба».

Фирма ДМТ (Германия) применяет схему установки одноосных акселерометров на одном поясе сосуда в точках 1, 2 (в направлении оси X) и 3 (только в направлении оси Z) либо в точках 4, 6, 5 в зависимости от того, к какому поясу (верхнему или нижнему) смещен центр тяжести (два в боковой плоскости, один в лобовой и один в вертикальной).

В Польше, Чехии, Словении применяется схема установки трех одноосных акселерометров на одном поясе в одной точке 1 (2) либо 4 (6) в зависимости от положения центра тяжести сосуда. При этом, параллельно с горизонтальными акселерометрами ставят датчики-дальномеры, сигналы которых используют при обработке для регистрации времени жесткого контакта башмаков с проводниками [34]. В Белоруссии (ОАО «Белгорхимпром») с 2014 г. применяют схему установки двух двухосных акселерометров в точках 3 и 5 параллельно с датчиками-дальномерами [40]. В России (ООО «Региональный канатный центр») использует при непрерывном контроле один трехосный акселерометр установленный в точке 3 [41]. Каждая организация использует собственные математические модели для обработки и интерпретации данных измерений.

Опишем более общий подход к решению задачи определения расчетных контактных нагрузок в системе «сосуд-армировка» бесконтактным измерительно-аналитическим методом, не ставя целью упрощения схемы измерений в промышленных условиях, ориентируясь на существенно возросшие с прошлого

века возможности цифровой измерительной техники и программной обработки больших массивов данных. Этот метод был обоснован в работах [31, 33] и применяется в Украине при обследовании армировок рудоподъемных стволов.

Математическая модель, описывающая колебания системы «головной канат – сосуд – направляющие качения – направляющие скольжения - проводники», представлена системой дифференциальных уравнений, геометрических уравнений связи и уравнений совместности деформаций (4.3), (4.5), (4.6), (4.15). Ее можно рассматривать, как систему алгебраических уравнений относительно мгновенных значений контактных усилий F_i при заданных геометрических и инерционных параметрах сосуда, измеренных высокоскоростной микропроцессорной аппаратурой мгновенных значений ускорений его точек.

Так как в данной схематизации принята модель сосуда в виде недеформируемого твердого тела, то для определения контактных усилий в лобовой и боковой плоскостях достаточно иметь компоненты ускорений, измеренных в 3-х произвольных точках сосуда, не лежащих на одной прямой. Удобно эти точки выбирать в местах установки башмаков скольжения, для упрощения геометрических расчетов. Выберем, например, точки №1, №2, №3. Это значит, что в расчетных формулах будут участвовать мгновенные ускорения $\ddot{X}_1, \ddot{X}_2, \ddot{X}_3, \ddot{Y}_1, \ddot{Y}_2$.

Практически, противостоящие башмаки одного пояса расположены либо на одной горизонтальной балке рамы, либо в непосредственной близости от нее по высоте. Все башмаки расположены в одной плоскости. Поэтому, в рамках принятой схематизации, лобовые перемещения (соответственно и ускорения) башмаков в парах {№1, №3}, {№2, №4} равны между собой. Из рисунка 4.11 видно, что кинематические зазоры гарантируют невозможность реализации одновременных контактов по лобовым граням башмаков одного пояса. То есть, в каждый момент времени только одно из контактных усилий (F_5 или F_7) и (F_6 или F_8) может быть отлично от нуля. Обозначим равнодействующую усилий { F_5, F_7 } через F_5 , а равнодействующую усилий { F_6, F_8 } через F_6 . Это позволяет при математическом моделировании заменить каждую пару контактных усилий одного пояса ее равнодействующей и в полученном решении программным способом, в зависимости от знака результата, отнести ее к соответствующим башмакам по следующим условиям: к башмаку №1 при $F_5 > 0$ и к башмаку №3 при $F_5 < 0$; к башмаку №2 при $F_6 > 0$ и к башмаку №4 при $F_6 < 0$.

Для согласования обозначений с расчетной схемой на рис. 4.11 представим указанную систему уравнений одного сосуда для случая теоретически возможного одновременного бокового контакта по всем четырем башмакам (статически неопределимая система) в следующем виде:

$$\frac{Q}{g} \cdot \left[\ddot{X}_1 \cdot \left(\frac{d}{l} - \frac{1}{2} \right) + \ddot{X}_2 \cdot \left(1 - \frac{d}{l} \right) + \frac{1}{2} \cdot \ddot{X}_3 \right] = F_1 + F_2 + F_3 + F_4;$$

$$\frac{Q}{g} \cdot \left[\ddot{Y}_1 \cdot \frac{d}{l} + \ddot{Y}_2 \cdot \left(1 - \frac{d}{l} \right) \right] = F_5 + F_6;$$

$$\begin{aligned}
I_{CX} \cdot \left(\frac{\ddot{Y}_2 - \ddot{Y}_1}{l} \right) &= -F_5 \cdot (l-d) + F_6 \cdot d - M_{CX}(p_k); \\
I_{CY} \cdot \left(\frac{\ddot{X}_1 - \ddot{X}_2}{l} \right) &= (F_1 + F_3) \cdot (l-d) - (F_2 + F_4) \cdot d - M_{CY}(p_k); \\
I_{CZ} \cdot \left(\frac{\ddot{X}_1 - \ddot{X}_2}{l} \right) &= (F_1 + F_2) \cdot b - (F_3 + F_4) \cdot b - F_5 \cdot a - F_6 \cdot a + M_{CZ}(p_k),
\end{aligned} \tag{4.19}$$

где F_i, F_j ($i=1..4, j=1,2$) – соответственно боковые и лобовые контактные усилия в направляющих сосуда; $M_{CX}(p_k), M_{CY}(p_k), M_{CZ}(p_k)$ – моменты сил натяжения канатов относительно осей CX, CY, CZ .

В этой системе шесть неизвестных контактных усилий: два лобовых (F_5, F_6) и четыре боковых (F_1, F_2, F_3, F_4). Для их определения имеется 5 уравнений системы (4.19). Для полноты решения задачи в общем случае необходимо к ним добавить еще уравнение совместности перемещений, выражающие условие компланарности боковых граней башмаков скольжения (все одноименные грани башмаков в твердом теле находятся в одной плоскости).

Решение уравнений (4.19) строится по правилу Крамера. В рамках схематизации сосуда недеформируемым твердым телом данное аналитическое решение является математически точным. В него в качестве известных кинематических параметров входят измеренные одновременно компоненты мгновенных лобовых и боковых ускорений 3-х точек сосуда на башмаках верхнего и нижнего поясов, а в качестве исходных данных - параметры сосуда и жесткости направляющих. Степень точности решения определяется точностью определения исходных данных и измерений кинематических параметров (ускорений). Так как измерения производятся высокоточной микропроцессорной аппаратурой с соответствующими бесконтактными датчиками-акселерометрами, изготовленными на базе специализированных микрочипов, то результат расчета зависит только от степени точности определения параметров подъемного сосуда.

Данная расчетная схема с односторонними боковыми проводниками (используется только с рельсовыми проводниками и башмаками скольжения закрытого типа) включает в себя так же и схему с двусторонними противостоящими проводниками (применяется с коробчатыми или рельсовыми проводниками и башмаками скольжения открытого типа). Для двусторонних противостоящих проводников параметр « a » в уравнениях (4.19) должен быть положен равным нулю.

Раскрывая определители в формулах Крамера и группируя члены при ускорениях $\ddot{X}_1, \ddot{X}_2, \ddot{X}_3, \ddot{Y}_1, \ddot{Y}_2$ получим следующие выражения для определения мгновенных значений контактных нагрузок:

$$F_5(t) = M_{5,5} \cdot Y_1(t) + M_{5,6} \cdot Y_2(t) - \frac{1}{l} \cdot M_{CX}(p_k) + \Psi_5;$$

$$\begin{aligned}
F_6(t) &= M_{6,5} \cdot Y_1(t) + M_{6,6} \cdot Y_2(t) + \frac{1}{l} \cdot M_{CX}(p_k) + \Psi_6; \\
F_1(t) &= \ddot{X}_1(t) \cdot M_{1,1} + \ddot{X}_2(t) \cdot M_{1,2} + \ddot{X}_3(t) \cdot M_{1,3} + \ddot{Y}_1 \cdot M_{1,5} + \ddot{Y}_2 \cdot M_{1,6} + \\
&\quad + \frac{1}{2 \cdot l} \cdot M_{CY}(p_k) + \Psi_1; \\
F_2(t) &= \ddot{X}_1(t) \cdot M_{2,1} + \ddot{X}_2(t) \cdot M_{2,2} + \ddot{X}_3(t) \cdot M_{2,3} + \ddot{Y}_1 \cdot M_{2,5} + \ddot{Y}_2 \cdot M_{2,6} - \\
&\quad - \frac{1}{2 \cdot l} \cdot M_{CY}(p_k) + \Psi_2; \\
F_3(t) &= \ddot{X}_1(t) \cdot M_{3,1} + \ddot{X}_2(t) \cdot M_{3,2} + \ddot{X}_3(t) \cdot M_{3,3} + \ddot{Y}_1 \cdot M_{3,5} + \ddot{Y}_2 \cdot M_{3,6} + \\
&\quad + \frac{1}{2 \cdot l} \cdot M_{CY}(p_k) + \Psi_3; \\
F_4(t) &= \ddot{X}_1(t) \cdot M_{4,1} + \ddot{X}_2(t) \cdot M_{4,2} + \ddot{X}_3(t) \cdot M_{4,3} + \ddot{Y}_1 \cdot M_{4,5} + \ddot{Y}_2 \cdot M_{4,6} - \\
&\quad - \frac{1}{2 \cdot l} \cdot M_{CY}(p_k) + \Psi_4, \tag{4.20}
\end{aligned}$$

где $M_{i,j}$ – коэффициенты, рассчитываемые через инерциальные и геометрические параметры подъемного сосуда, заданные в рабочей документации (моменты инерции сосуда относительно центральных осей; масса сосуда; геометрические размеры сосуда, расстояние от его верхнего пояса сосуда до центра масс; расстояние между верхним и нижним поясами башмаков сосуда); Ψ_k – коэффициенты, зависящие от значений кинематических зазоров и схемы распределения мгновенных опорных жесткостей между башмаками сосуда (ролика или проводника) (при практических расчетах, ориентированных на определение величин пиковых нагрузок в ударном режиме, слагаемыми $M_{CX}(p_k)$, $M_{CY}(p_k)$, $M_{CZ}(p_k)$ и Ψ_k в конечных формулах можно пренебречь в силу их малости по сравнению с другими членами) [31].

Можно показать, что система (4.19) имеет несколько инвариантов в комбинациях искоемых контактных усилий, зависящих только от значений измеренных мгновенных боковых ускорений башмаков и параметров сосуда, и не зависящих от схемы распределения мгновенных опорных жесткостей между башмаками сосуда. Они соответствуют следующим комбинациям контактных усилий:

$$\begin{aligned}
F_1 + F_2 + F_3 + F_4 &= \alpha; \\
F_1 + F_3 &= \beta;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
F_2 + F_4 &= \gamma; \\
F_1 + F_2 &= \nu; \\
F_3 + F_4 &= \theta,
\end{aligned}
\tag{4.21}$$

где

$$\begin{aligned}
\alpha &= \frac{Q}{g} \cdot \left[\ddot{X}_1 \cdot \left(\frac{d}{l} - \frac{1}{2} \right) + \ddot{X}_2 \cdot \left(1 - \frac{d}{l} \right) + \frac{1}{2} \cdot \ddot{X}_3 \right]; \\
\beta &= \ddot{X}_1 \cdot \left[\frac{Q}{g} \left(\frac{d}{l} - \frac{1}{2} \right) \cdot \frac{d}{l} + \frac{I_{CY}}{l^2} \right] + \ddot{X}_2 \cdot \left[\frac{Q}{g} \cdot \left(1 - \frac{d}{l} \right) \cdot \frac{d}{l} - \frac{I_{CY}}{l^2} \right] + \ddot{X}_3 \cdot \frac{Q}{g} \cdot \frac{d}{2 \cdot l}; \\
\nu &= \ddot{X}_1 \cdot \left[\frac{Q}{2 \cdot g} \left(\frac{d}{l} - \frac{1}{2} \right) + \frac{I_{CZ}}{2 \cdot b^2} \right] + \ddot{X}_2 \cdot \left[\frac{Q}{2 \cdot g} \cdot \left(1 - \frac{d}{l} \right) \right] + \ddot{X}_3 \cdot \left[\frac{Q}{4g} - \frac{I_{CZ}}{4 \cdot b^2} \right] + \\
&\quad + \ddot{Y}_1 \cdot \frac{Q}{2 \cdot g} \cdot \frac{a \cdot d}{b \cdot l} + \ddot{Y}_2 \cdot \left[\frac{Q}{2 \cdot g} \cdot \left(1 - \frac{d}{l} \right) \cdot \frac{a}{b} \right]; \\
\gamma &= \alpha - \beta; \quad \theta = \alpha - \nu.
\end{aligned}
\tag{4.22}$$

Значения этих инвариантов можно использовать для предварительного оперативного сопоставительного анализа по участкам ствола боковой нагруженности рамы сосуда и пролетов армировки, с которым контактируют все башмаки на длине сосуда), ее стоек, балок верхнего и нижнего поясов сосуда.

Если датчики мгновенных контактов (как, например [34, 41]), показывают хотя бы на один конкретный башмак, боковая грань которого в данный момент не находится в состоянии ударного контакта с проводниками (соответствующее усилие $F_k=0$ ($k=1...4$)), то для всех возможных комбинаций остальные усилия рассчитываются по формулам:

$$\begin{aligned}
1). \quad & F_1 = 0; \quad F_2 = \beta; \quad F_3 = \nu; \quad F_4 = \theta - \beta = \gamma - \nu; \\
2). \quad & F_2 = 0; \quad F_1 = \nu; \quad F_3 = \beta - \nu = \theta - \gamma; \quad F_4 = \gamma; \\
3). \quad & F_3 = 0; \quad F_1 = \beta; \quad F_2 = \gamma - \theta = \nu - \beta; \quad F_4 = \theta; \\
4). \quad & F_4 = 0; \quad F_1 = \beta - \theta = \nu - \gamma; \quad F_2 = \gamma; \quad F_3 = \theta.
\end{aligned}
\tag{4.23}$$

Не зависимо от того, имеет ли измерительная аппаратура в своем составе датчики-индикаторы контакта башмаков с проводниками или нет, расчет мгновенных динамических нагрузок F_5 и F_6 в главной (лобовой) плоскости армировки проводится однозначно по формулам (4.20). Полученные величины являются определяющими для оценки прочности ее элементов с учетом фактического эксплуатационного износа.

В боковой плоскости проводников задача определения усилий $F_1 \dots F_4$ имеет статически неопределимый характер. Для однозначности интерпретации результатов измерений и расчетов необходимо в массиве данных измерений иметь одновременно со значениями мгновенных ускорений данные о том, какие именно башмаки и какими рабочими гранями контактировали с проводниками в момент снятия показаний с датчиков-акселерометров.

Если измерительная аппаратура оснащена датчиками для определения контакта, то расчет мгновенных лобовых и боковых контактных нагрузок производится по формулам (4.20, 4.23) с подстановкой в коэффициенты $M_{i,j}$ мгновенных значений опорных жесткостей систем «башмак-проводник», определенных либо из рабочей документации, либо расчетным путем, либо экспериментально.

Если аппаратура имеет только датчики-акселерометры, то расчет $F_1 \dots F_4$ по формулам (4.20) дает несколько кинематически возможных вариантов набора значений распределения мгновенных боковых контактных нагрузок между всеми башмаками сосуда и их рабочими гранями. Определение мгновенных расчетных боковых нагрузок в задачах диагностики по измеренным ускорениям такой аппаратурой, требует при обработке более сложного подхода. Необходимо при обработке данных измерений в программном режиме перебрать все кинематически возможные варианты контактов башмаков в каждый момент времени измерения и из всех вариантов выбрать максимальные значения полученных нагрузок для каждого из башмаков.

Эти значения можно принять в качестве «оценочных сверху» (идуших в запас по безопасности) для деформационно-прочностных расчетов элементов армировки и подъемного сосуда. Они будут заведомо несколько большими, чем фактические, но достаточно близкими к реальным. Степень приближения будет тем большая, чем выше изгибная жесткость сосуда по отношению к опорной жесткости армировки в ярусе и в пролете между смежными проводниками. Измерения и регистрация ускорений должны производиться высокоскоростной многоканальной цифровой аппаратурой с последующей программной расшифровкой и обработкой результатов записи. Ее современным отечественным образцом является микропроцессорный программно-аппаратный комплекс «ТехноМак» с измерительной станцией МАК-4 разработки ИГТМ им. Н.С.Полякова НАН Украины [42]. Схема расстановки акселерометров (рис. 4.12) при реализации изложенного метода включает 6 одноосных акселерометров закрепленных в точках 1, 2, 4 (6) (три вдоль боковых осей X, два вдоль лобовых осей Y, один вдоль вертикальной оси Z).

В конструкциях отечественных систем «сосуд-армировка» рудоподъемных стволов изгибная жесткость подъемных сосудов имеет порядок $10^5 \dots 10^6$ кН/м, [43], а опорная жесткость армировок порядок $10^3 \dots 10^4$ кН/м [44]. Такое различие в жесткостях вызвано реализацией рекомендаций, которые впервые были получены в работе [45]. Они заключались в том, что для обеспечения устойчивой работы системы «сосуд-армировка» надо делать податливые в горизонтальной плоскости расстрелы и жесткие коробчатые проводники, а центр масс сосуда располагать посередине между башмаками скольжения (допускается эксцентриситет не более 0.1 по высоте сосуда).

Поэтому в отечественных рудоподъемных стволах основным амортизирующим звеном в ударном режиме является система «проводник-расстрел» (несущие расстрелы основных стволов выполнены из двутавровых балок №36С или меньше, проводники коробчатые сечением 200x200x12(14-16) мм или

меньше, шаг армировки 4 м...6 м). Влияние упругих свойств сосуда на формирование ударной нагрузки (то есть на уменьшение «коэффициента приведенной массы», а значит и на уменьшения запаса по безопасности при оценке) является незначительным для практических оценок. Отбраковка дефектных участков проводников и расстрелов с некоторым запасом по уровню остаточной прочности в боковой плоскости идет в увеличение противоаварийного запаса работы стволов.

На оценку напряжений в расстрелах эта приближенность определения нагрузок в боковой плоскости практически не влияет, так как, хотя боковые нагрузки на проводники по отношению к расстрелу приложены вдоль его оси с некоторым плечом, приблизительно равным половине ширины проводника, и создают дополнительный изгибающий момент под проводником в сечении расстрела, его вклад в величину полного напряжения намного меньше, чем лобовых усилий.

Ниже приведены результаты сопоставительных расчетов контактных усилий по разработанному и эталонному методам для одних и тех же параметров системы «сосуд-армировка» с двумя нитками коробчатых проводников двухстороннего расположения относительно скипа одного из рудоподъемных стволов Украины. В качестве объекта для сравнительного расчета выбрана действующая скиповая подъемная установка с двухсторонним расположением жестких проводников коробчатого типа с роликовыми двухрычажными направляющими.

Расчеты выполнены путем прямого численного интегрирования дифференциальных уравнений движения подъемного сосуда в программном комплексе «Армировка шахтного ствола» (АШС) [46], в которых учтены фактические параметры подъемного сосуда, роликовых направляющих устройств, конструкция и параметры проводников и расстрелов, фактические профили проводников, кинематические зазоры, диаграмма скорости движения сосуда. Характеристика программного комплекса и его возможности будут описаны ниже.

Программа АШС рассчитывает динамические параметры системы (мгновенные перемещения сосуда, контактные усилия, прогибы армировки, динамические напряжения в проводниках и расстрелах, лобовые и боковые ускорения башмаков и т.п.) и передает их во внешний файл с квантом по времени 0.001 сек, что соответствует дискретности данных, получаемых микропроцессорной измерительной аппаратурой в стволе. Все исходные данные по расчету (параметры системы) в модели (4.19) и в программе «АШС» совпадают (Таблица 4.1). Профили проводников взяты из данных маркшейдерской профилировки ствола.

На рис. 4.13 приведены графики мгновенных лобовых контактных нагрузок на проводники, рассчитанных по формулам (4.20), и графики мгновенных лобовых нагрузок, полученных моделирующей программой АШС. Сплошная кривая иллюстрирует результаты расчета по приближенной аналитической модели (4.19), маркированная кривая – данные расчета программой АШС.

Параметры скипа

Параметр	Значение	
	Груженный	Порожный
Снаряженная масса, кг	39400	17000
Центральные моменты инерции, кг*м ²	$I_{cx}=294300$ $I_{cy}=265100$ $I_{cz}=26769$	$I_{cx}=221700$ $I_{cy}=219900$ $I_{cz}=10360$
Расстояние между башмаками сосуда, м	10	10
Полуширина скипа, b , м	0,925	0,925
Смещение точки подвеса от плоскости проводников, a , м	0	0
Эксцентриситет	0,1	0

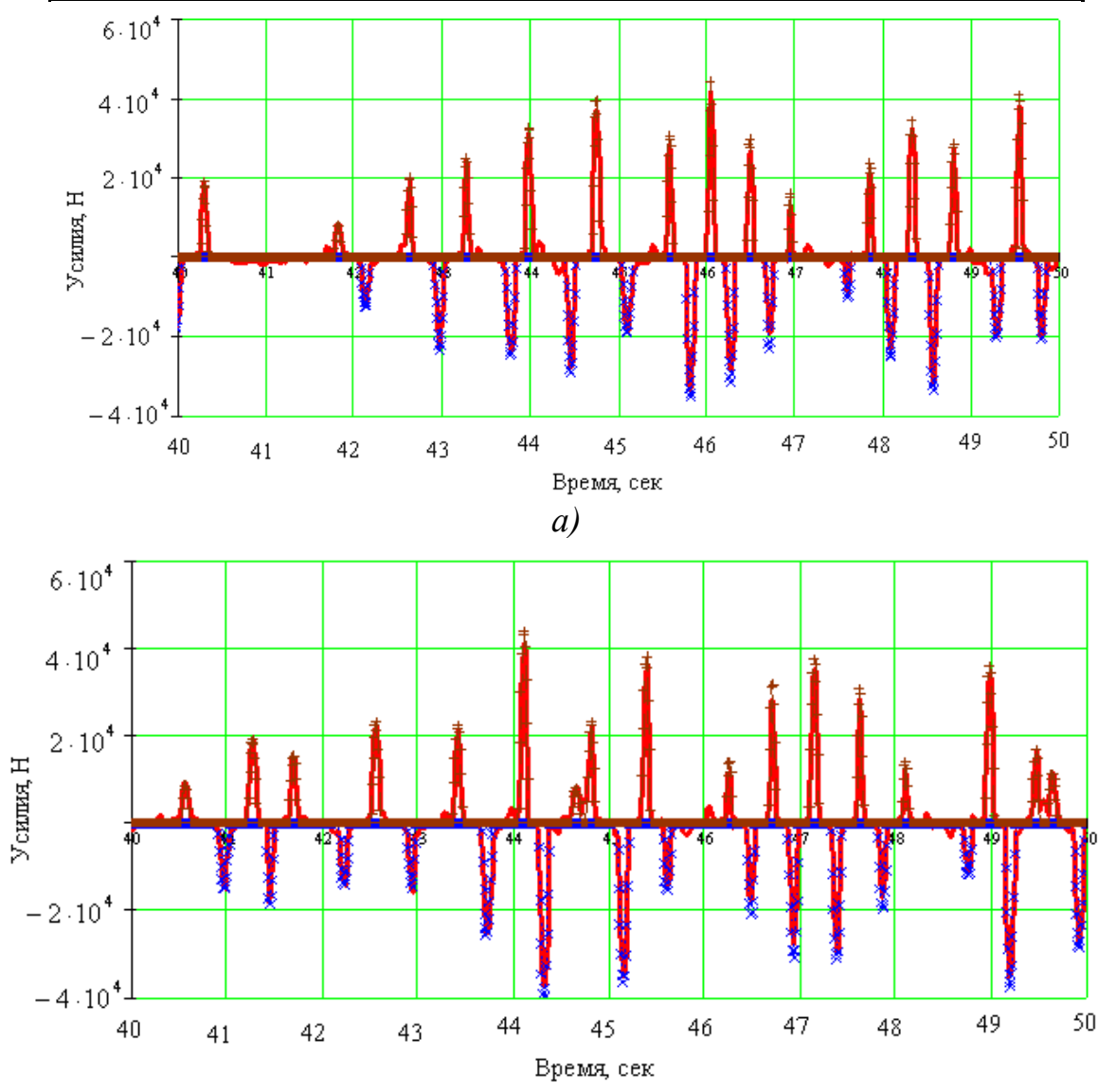


Рис.4.13. Графики мгновенных контактных нагрузок на проводники в промежутке между 40 сек и 50 сек движения сосуда: а) верхний пояс сосуда, б) нижний пояс сосуда

Сравнение двух графиков показывает удовлетворительное для практических целей совпадение полученных результатов. Расхождения в пиковых значениях не превышают нескольких процентов. Они вызваны тем, что приближенная модель (4.19) без последних слагаемых не учитывает влияния мгновенных кинематических зазоров и моментов сил натяжения каната.

Из графиков видно, что пиковые значения нагрузок на верхнем и нижнем поясах не совпадают по времени и по амплитуде. Причем, по глубине ствола в течение одного проезда сосуда поочередно наибольшее значение может реализовываться как на верхнем, так и на нижнем поясе сосуда.

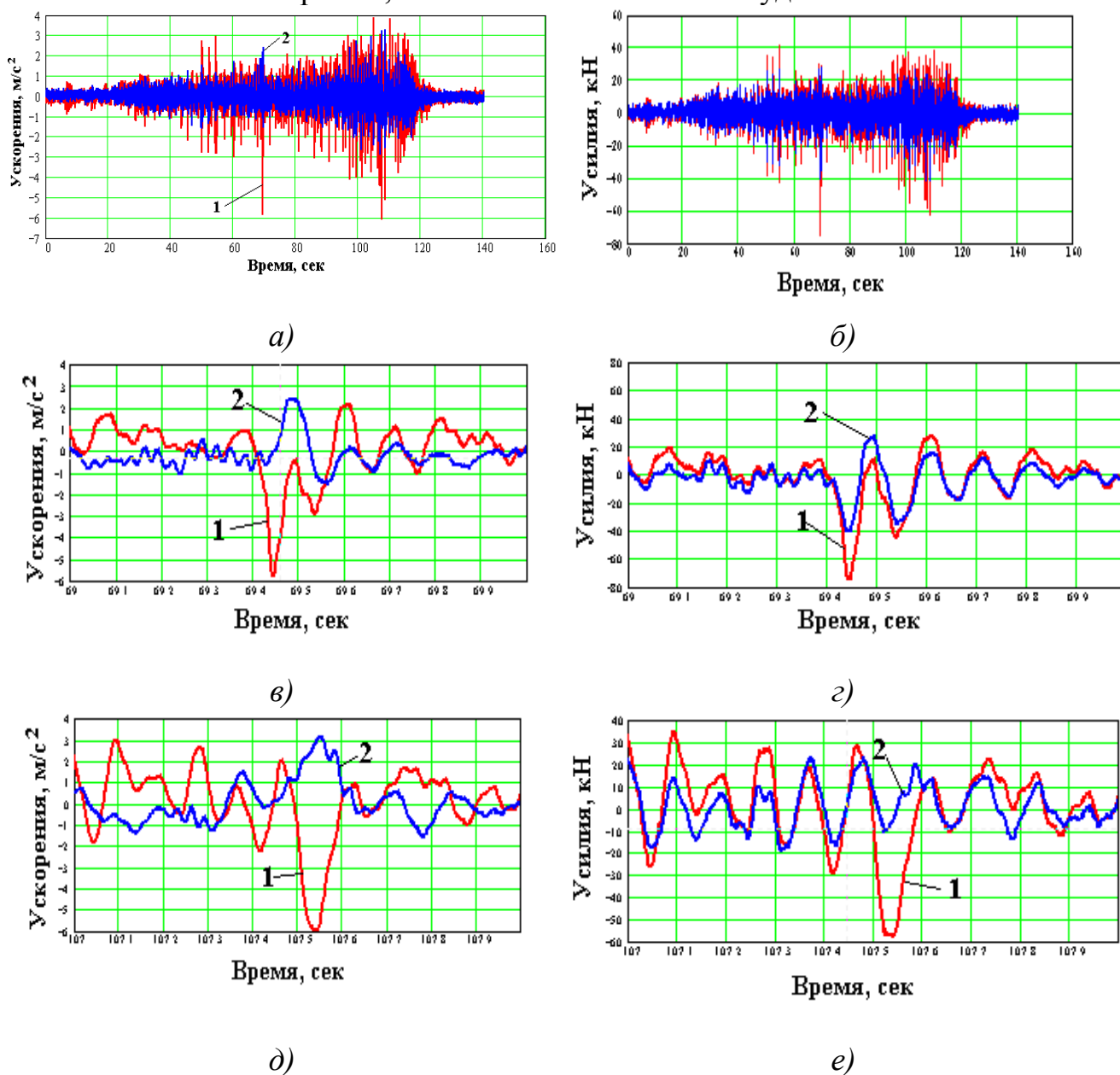


Рис. 4.14. Подъем груженого скипа (скип северный, ствол №1): а), в), д) ускорения; б), г), е) контактные усилия

Это говорит о том, что для полноты получения информации и большей адекватности в интерпретации результатов необходимо одновременно проводить измерения ускорений на верхнем и на нижнем поясах сосуда. Данная кар-

тина неоднозначного распределения контактных нагрузок между верхним и нижним поясами сосудов многократно фиксировалась автором при проведении промышленных динамических испытаний систем «сосуд-армировка» рудо-подъемных стволов. На рис. 4.14 приведены примеры использования изложенного метода при определении максимальных расчетных контактных нагрузок в промышленных условиях действующих стволов.

Видно, что в данном грузоподъемном отделении при учете ускорений верхнего и нижнего поясов сосуда: при столкновении предохранительных башмаков с уступами на стыках проводников расчетные нагрузки достигают 12% - 16% от его концевой веса; максимальные пиковые значения ускорений и контактных усилий реализуются в разные моменты времени (соответственно на разных по глубине ствола сечениях проводников, их амплитуда зависит от сдвига фаз между мгновенными ускорениями башмаков сосуда); при одинаковых амплитудах ускорений на верхнем и нижнем поясах в течение одного удара максимальное усилие на одном из поясов может в несколько раз превосходить максимальное усилие на другом, в зависимости от сдвига по фазе соответствующих ускорений. При этом для одного и того же сосуда в течение спуска и подъема максимальные ускорения во многих случаях, зависящих от профилей проводников на локальных участках, реализуются по башмакам первого по ходу сосуда поясу (верхний, при подъеме сосуда, нижний – при спуске, не зависимо от положения его центра масс по вертикали и снаряженной массы сосуда).

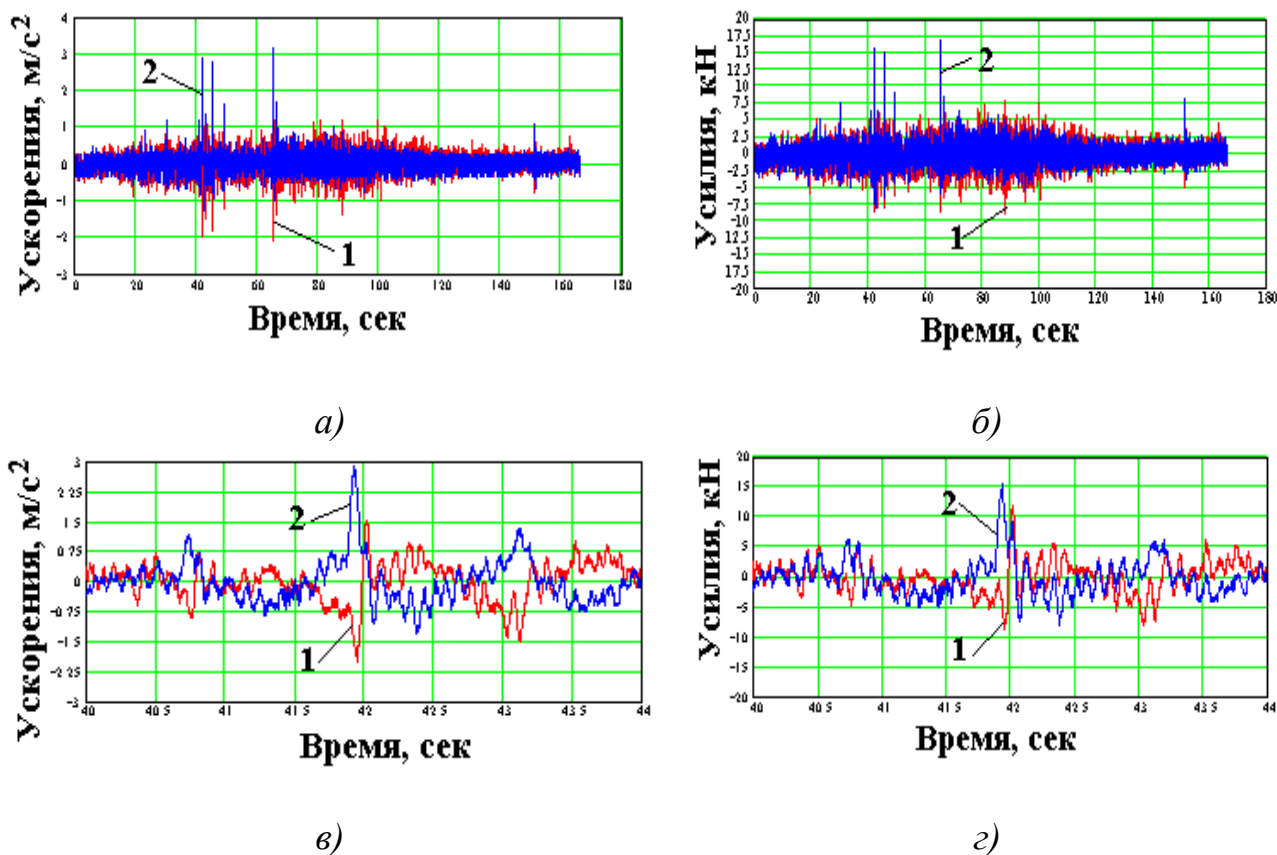


Рис. 4.15. Спуск порожнего скипа: а), в) ускорения; б), г) контактные усилия

При измерениях и расчетах по одночленным моделям эти факты не учитываются. Поэтому, для получения адекватной картины динамического нагружения армировки измерения необходимо проводить одновременно на башмаках верхнего и нижнего поясов сосуда.

На основании анализа большой серии данных измерений в промышленных условиях выявлено, что по характеру динамической реакции на движение сосуда участки ярусов в стволах можно условно разделить на три типа, характерные для различных форм профилей систем проводников одного грузоподъемного отделения:

- участок, на котором при всех скоростях в тестовой серии испытаний (вариация максимальной скорости по диаграмме составляет от 30% до 50%) реализуется плавное безударное движение;

- участок, на котором при всех скоростях реализуется ударно-циклический режим с нагрузками примерно одного уровня;

- участок, на котором с ростом скорости происходит явный рост максимальных контактных нагрузок в ударно-циклическом режиме нагружения, зависимость носит приблизительно линейный характер. Участок достаточно распределен по глубине ствола, максимальные нагрузки на разных скоростях не приурочены к одному и тому же ярусу, а распределены по некоторой области случайным образом.

Полученные в результате применения изложенного измерительно-аналитического метода максимальные поярусные значения контактных нагрузок являются исходными данными для выполнения деформационно-прочностных расчетов и оценки работоспособности армировки по критериям устойчивости, прочности и кинематического зацепления.

4.4 Программный комплекс «Армирование шахтного ствола»

Материалы, изложенные в этом пункте, являются результатом работ, выполненных совместно с проф. Дворниковым В.И. и доц. Кърцелиным Е.Р. [46] на основании положений, полученных в монографии [47]

Программный комплекс “Армирование шахтного ствола” создан коллективом авторов работы [46] на базе одной из многочисленных опций программы “Dynamics”, разработанной в 1991 г. проф. В. И. Дворниковым в результате пятилетнего (1985-1990 гг.) научно-технического сотрудничества с машиностроительным заводом ЧКД-Прага и остравским институтом “Горный проект” (Чехия) с последующим участием доктора-инж. Е. Р. Карцелина (Болгария) на этапе окончательной отладки и верификации. Программа специально разрабатывалась для моделирования динамических процессов при работе шахтной подъемной установки в обычных режимах эксплуатации и в различного рода экстремальных ситуациях, и была предназначена для исследовательских целей, для экспертных проверок, для использования при наладочных работах в предпусковом периоде и при плановых ревизиях, при проектировании подъемных установок и в учебных целях.

Верификация программы производилась с использованием обширных экспериментальных данных, полученных сотрудниками ВНИИГМ им. М. М. Федорова (Украина), а также на основе результатов комплексного и разностороннего эксперимента, выполненного под руководством З. Шебелы (Чехия) в 1985 г. на одной из шахт остравско-карвинского угольного бассейна.

Программа “Dynamics” имеет следующие функциональные возможности и позволяет произвести следующие виды численных процедур.

1. Моделирование полного цикла подъема или спуска груза, начиная с момента включения двигателя, процесса растормаживания (в том числе адаптированного), движения по заданной тахограмме при учете ограничения рывка, стопорения машины до полной ее остановки.

2. Моделирование системы подчиненного регулирования привода постоянного тока с реверсом в цепи возбуждения при двухконтурной системе обратных связей по скорости и току в якорной цепи с пропорционально-интегральными регуляторами.

3. Моделирование аварийных ситуаций с наложением предохранительного тормоза при срабатывании токовой защиты, ограничителя скорости или по требованию пользователя при любом положении сосудов в стволе.

4. Моделирование процессов скольжения канатов, как в рабочем режиме, так и при предохранительном торможении с учетом изменения динамического состояния системы при переходе в режимы скольжения, прекращения скольжения после его возникновения, остановки машины, «проворота» барабана машины из-под тормоза и др.

5. Моделирование внезапного стопорения поднимающегося сосуда в любом месте ствола, вызванного наездом сосуда на упругоподатливый «упор», обладающий различными характеристиками жесткости, в том числе с возможностью исчезновения этого препятствия при превышении силы взаимодействия сосуда с «упором» некоторой заданной величины; учитывается возможность вступления в контакт с «упором» любой заданной точки сосуда в пределах его габаритов.

6. Моделирование процессов перемотки канатов через канатоведущий шкив с учетом различий диаметров проточки желобов, диаметров канатов, их собственных длин, жесткостных параметров футеровки и канатов.

7. Моделирование взаимодействия двух подъемных сосудов с проводниками жесткой армировки, которые обладают переменной поперечной жесткостью, так как представляют собой балки, расположенные на упругих опорах (расстрелах). При этом учитываются отклонения расстрелов от вертикали, задаваемых пользователем на основании маркшейдерских данных или вычисляемых при нормальном законе распределения случайных отклонений с заданной дисперсией и нормированными отклонениями по каждому проводнику в лобовом и боковом направлениях (по отношению к профилю проводника).

Предусмотрено моделирование взаимодействие каждого из сосудов с проводниками, общее число которых может быть не более четырех; считается, что сосуды могут быть оборудованы жесткими или роликовыми (упругими) на-

правляющими устройствами или комбинированными с односторонним или двухсторонним "замыканием" на проводник, что позволяет, например, моделировать движение сосуда с башмаками закрытого типа. Характеристика жесткости роликов в общем случае может быть нелинейной; также предусмотрена возможность моделирования движения в случае, когда любой из роликов (или все одновременно) имеет эксцентриситет и произвольный диаметр, причем учитывается замедление скорости вращения ролика при его свободном вращении, что обуславливает переменность собственной фазы вибрации ролика. Предполагается также моделирование взаимодействия двух сосудов с проводниками армировки с учетом взаимодействия их с канатами в общем комплексе системы с регулируемым электроприводом.

В результате многолетнего опытного использования программы "Dynamics" стало очевидной необходимостью выделения некоторых опций программы в отдельные автономные модули не столько из соображений «слабой» их взаимосвязи, сколько из-за необходимости приближения машинного времени моделирования к реальному времени процесса, что оказывается иногда проблематичным даже для современных вычислительных средств. Таким образом, и был создан программный комплекс "Армировка шахтного ствола" (АШС), который не только реализует большинство возможностей, перечисленных в п. 7, но и обладает следующими дополнительными преимуществами.

8. Осуществлена интерактивная связь программы с программным комплексом "Hoist" (В. И. Дворников, 1990), предназначенным для выбора и расчета параметров подъемной установки на этапе ее проектирования. Такая связь дает возможность:

- диалогового использования и обращения к обширной базе данных параметров оборудования шахтного подъема (машины, редукторы, электродвигатели, подъемные сосуды, канаты, расстрельные балки и проводники);
- графического создания расчетной схемы армировки шахтного ствола на экране монитора с размерными обозначениями;
- расчета допустимой скорости движения подъемных сосудов, исходя из общепринятой методики расчета;
- расчета жесткостных характеристик расстрельных балок, необходимых для моделирования взаимодействия сосудов с упругими проводниками;
- учета эксплуатационных износов проводников и расстрелов.

9. Осуществлен автоматический расчет моментов инерции порожних и груженых подъемных сосудов, исходя из их геометрических параметров, содержащихся в базе данных.

10. Осуществлен расчет напряжений в проводниках и расстрельных балках с учетом всех динамических сил взаимодействия.

11. С целью органической связи с выполняемой под руководством С. Р. Ильина (ИГТМ им. Н.С.Полякова НАН Украины) программы аппаратного экспресс-анализа динамического состояния армировки шахтного ствола предусмотрено вычисление текущих ускорений точек сосуда, где расположены направляющие устройства, что дает возможность осуществить статистическую

корреляцию измеряемых ускорений с усилиями взаимодействия, полученными при моделировании, для решения задач диагностики системы «сосуд-армировка», с учетом параметров фактического износа проводников и расстрелов, вводимых автоматически по цифровым табулограммам, инструментальных измерений. (Так же предусмотрен ввод из внешних файлов контактных усилий взаимодействия башмаков с проводниками в виде цифровых табулограмм с разверткой по глубине ствола и/или времени движения, полученных прямыми аппаратными измерениями или рассчитанными по специальной методике, на основании данных измерений ускорений точек сосуда, для расчета напряжений в проводниках и расстрельных балках).

12. Ввод искривлений проводников осуществляется автоматически по цифровым табулограммам маркшейдерской профилировки.

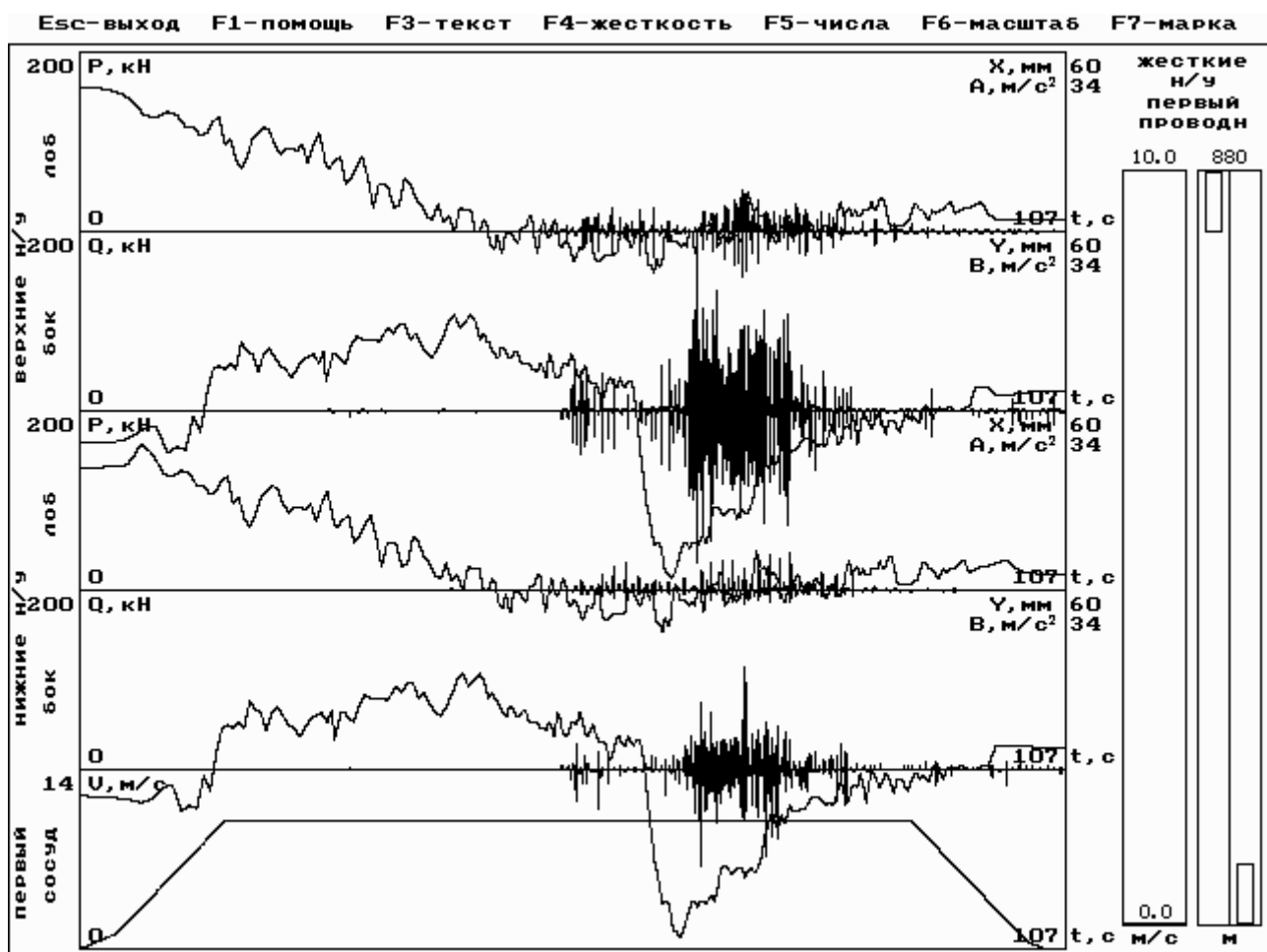


Рис. 4.16. Сводные графики мгновенных значений динамических (контактные нагрузки, ускорения направляющих, динамические перемещения, скорость подъема) и геометрических (фактический профиль проводников) параметров системы «сосуд-армировка»

Программа работает в интерактивном, диалоговом режиме. Требует минимального количества исходной информации, вводимой с экрана монитора, имеет подробный сервисный «Help» и сопровождается различного рода подсказками и графическими изображениями, облегчающими общение пользова-

теля с компьютером. Для всех рассчитываемых параметров на жестком диске создаются рабочие файлы с табулограммами в формате, совместимом с Windows-приложениями для дополнительной математической обработки. В частности, для совместной специальной обработки результатов, полученных для нескольких циклов подъема с вариацией параметров, при решении задач диагностики.

В качестве примера на рис.4.16 приведена копия экрана с графиками динамических параметров системы «сосуд-армировка», рассчитанными для действующего скипового подъема одного из горнодобывающих предприятий Украины с учетом фактических данных профилировки. На рис. 4.17 приведены графики мгновенных значений напряжений в сечениях проводников и расстрелов в пролетах между 117-м и 123-м ярусами армировки при прохождении сосуда по этому участку ствола.

На рис. 4.18 приведены данные расчета корреляционных зависимостей контактных усилий между башмаками и проводниками от горизонтальных ускорений направляющих, необходимые при расчете напряженно-деформированного состояния армировки при прямом измерении ускорений.

На рис. 4.19 приведены графики мгновенных значений контактных усилий между жесткими башмаками и проводниками при движении сосуда между 100-м и 140-м ярусами армировки ствола, построенные по результатам моделирования программой «АШС».

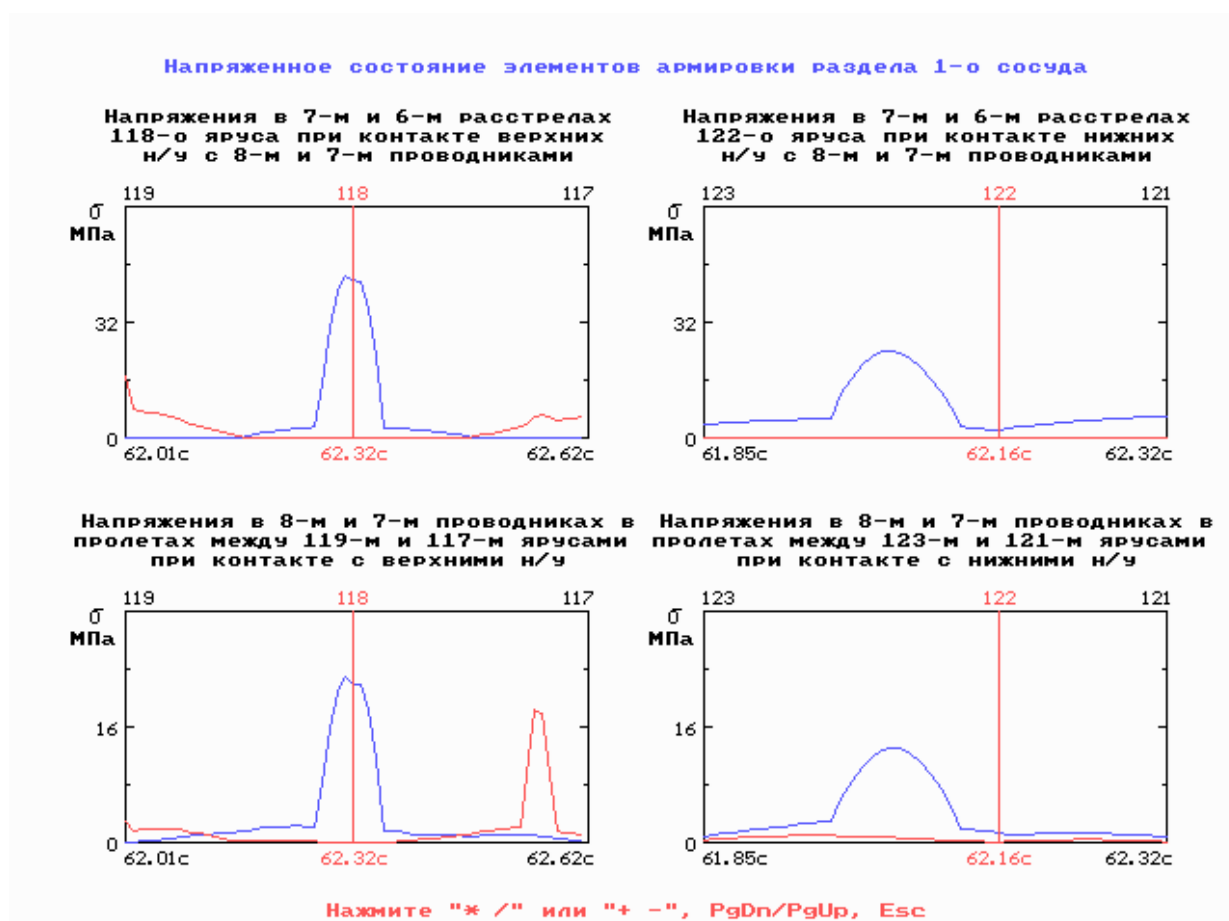


Рис. 4.17. Напряжения в проводниках и расстрелах при движении скипа

Статистические зависимости нагрузок на проводники от ускорений н/у 1-о сосуда

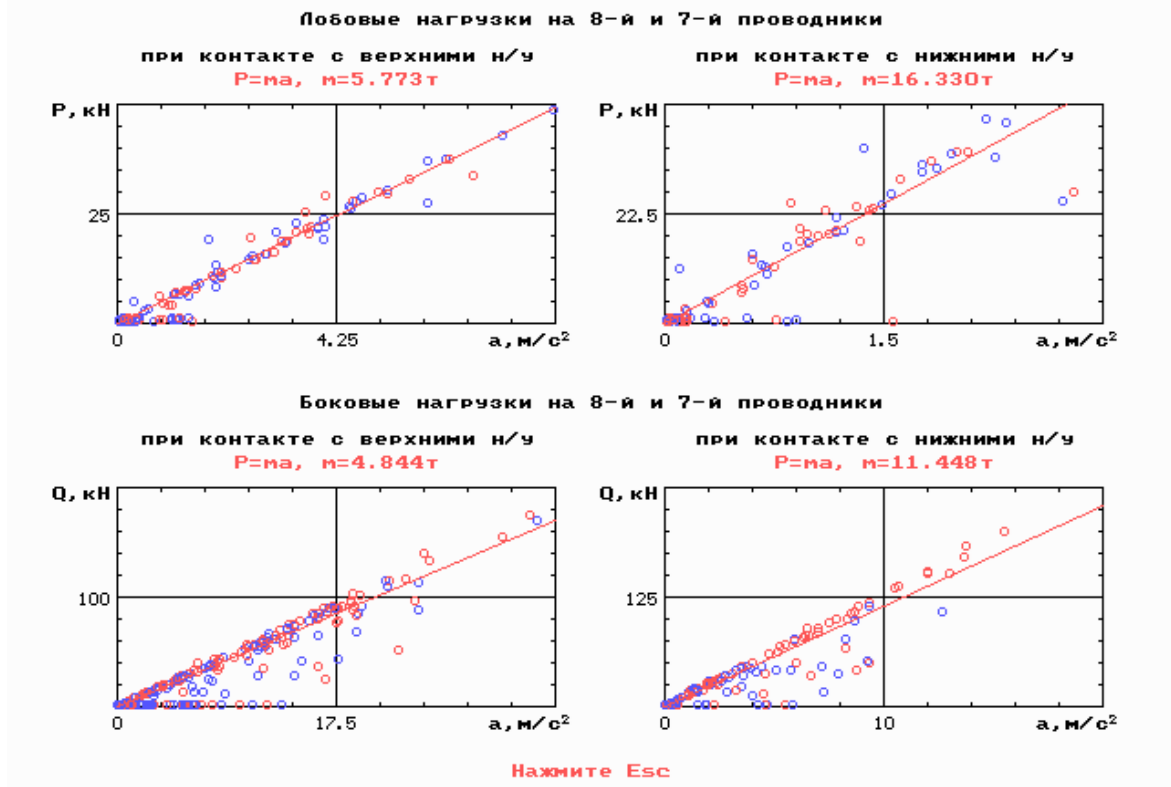


Рис. 4.18 Статистические зависимости между контактными усилиями и ускорениями башмаков.

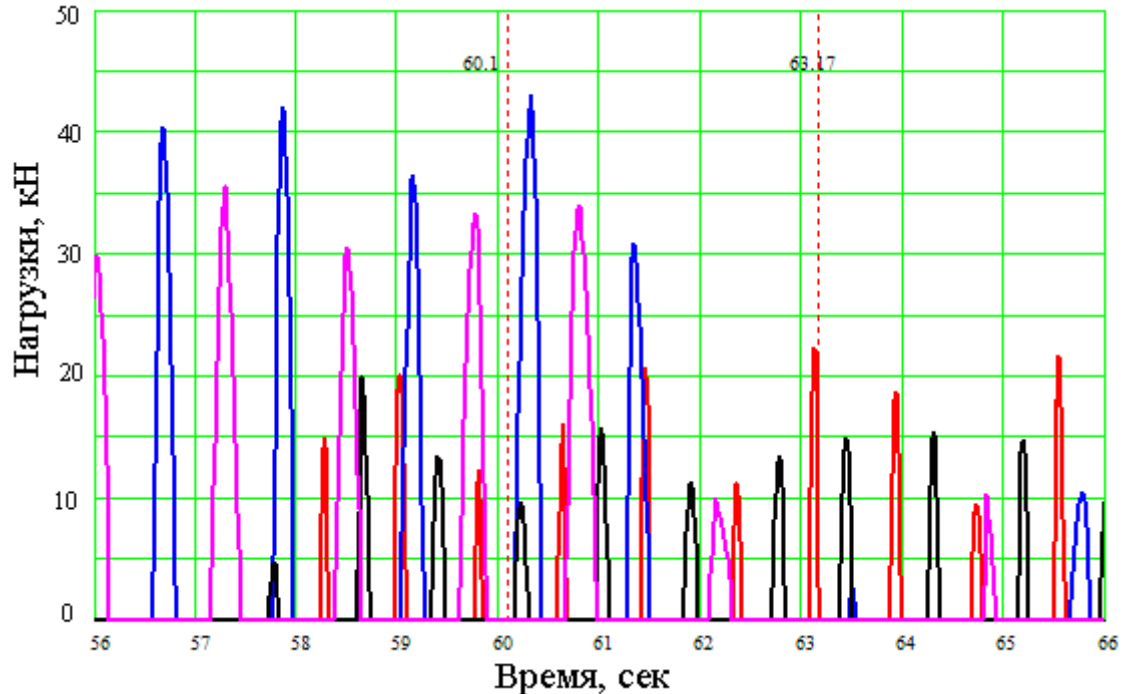


Рис. 4.19. Мгновенные значения контактных усилий четырех жестких направляющих сосуда. Вертикальными маркерами отмечены моменты времени прохождения сосудом характерных участков ствола, по горизонтали отложено время движения, сек. По вертикали – контактные усилия, кН.

Приведенные результаты свидетельствуют о широких возможностях применения данного программного комплекса при решении различных практических задач, как на стадиях проектирования, так и эксплуатации подъемных комплексов, в частности, при диагностике их оборудования. Обширная база данных, универсальность и общность методов расчета позволяют применить его для всех, встречаемых на практике типов и схем армировок в сочетании с методами прямого инструментального измерения отдельных параметров систем, существенно повысить информативность и достоверность результатов диагностики.

4.5 Анализ влияния геометрических параметров проводников на динамические деформационно-прочностные характеристики армировки в условиях износа

В данном разделе изложены материалы, полученные совместно с соавторами работ [48-50] Соломенцевым К.А. и Василькевичем В.И. В настоящее время большинство вертикальных стволов угольных и рудных горных предприятий, прослужили по 40 – 50 лет и находятся в условиях значительных искривлений осей стволов при экономической необходимости повышения рабочих скоростей подъема до проектных значений. Это вызывает необходимость их технической реконструкции с полной или частичной заменой армировки, изменения схемы и шага ярусов, перехода с одного типа проводников на другой и пр.

За последние десятилетия металлургическая промышленность представила на рынок новые типы цельнотянутого проката коробчатого сечения, имеющие большую толщину стенки и статическую прочность по сравнению с традиционными шахтными проводниками, заложенными по первоначальному проекту при строительстве ствола.

Согласно требованиям правил безопасности для подъемных установок, эксплуатирующихся в стволах рудных (ЕПБ) и угольных предприятий (ПБ), при инструментальных обследованиях у коробчатых проводников измеряется только толщина стенок, контроль внешних габаритных размеров при этом не предусмотрен и изменение их параметров не нормируется. Исторически сложилось так, что первые коробчатые проводники имели толщину 10 мм. Поэтому в первых редакциях правил было сказано, что «проводники подлежат замене при износе свыше половины толщины стенки (5 мм)».

Норматив в действующих редакциях предписывает замену проводника при износе свыше половины толщины стенки. При этом ничего не сказано о том, по отношению к какой толщине действует это ограничение в случае применения при ремонтах в процессе длительной эксплуатации профилей проводников с толщиной стенок, отличной от первоначальной, заложенной по проекту при строительстве.

Возникает нормативно-техническая коллизия, заключающаяся в следующем: если согласно первоначальному проекту при строительстве ствола 40 – 50

лет назад были установлены коробчатые проводники со стенкой 10 мм, которые, согласно действующим тогда ПБ было разрешено эксплуатировать до остаточной толщины стенок 5 мм, то при реконструкции и ремонте с применением более толстых проводников со стенкой 16 мм и такими же внешними размерами, их можно будет эксплуатировать (согласно новым редакциям ПБ и ЕПБ) в условиях износа только до остаточной толщины стенки 8 мм ($16/2=8$).

Сам проводник при нормативной замене будет иметь более толстые стенки (8 мм), чем первоначальный (5 мм). С позиций строительной механики это вызывает сомнение в целесообразности использования такого норматива и требует проведения дополнительных исследований остаточной прочности и динамических свойств армировки с проводниками, имеющими первоначальную толщину стенок 12 – 16 мм, на стадии завершения эксплуатации в условия коррозии через 40 – 50 лет.

Применение усиленных проводников на первый взгляд представляется достаточно перспективным в связи большей стойкостью к коррозионному и механическому износу. Однако динамические характеристики армировки при этом могут существенно измениться по сравнению с проектными. Кроме того, процесс совместной потери толщины стенки и внешних габаритных размеров при длительной эксплуатации утолщенных проводников в результате суммарного воздействия коррозионного и механического износов имеет отличия от более тонких проводников. В этих случаях требуется серьезная предпроектная аналитическая проработка схемных и параметрических решений при реконструкции и исследование изменения динамических свойств армировки с такими проводниками при длительной эксплуатации.

Анализ прочностных характеристик армировки. Исследуем изменение основных характеристик прочности – моментов сопротивления, от остаточной толщины стенок для различных типоразмеров проводников, имеющих одинаковые начальные внешние габаритные размеры. В качестве базового примера выберем описанную в п. 4.2, 4.3. систему «сосуд-армировка» рудоподъемного ствола.

На рис. 4.20 приведены графики распределения начальных и остаточных толщин стенок 2-х проводников отделения по глубине ствола в раскладке по номерам ярусов. Кривые 1 соответствуют первоначальным толщинам стенок проводников, кривые 2 – фактическим остаточным. Из графиков видно, что на момент обследования износ на некоторых участках первоначально более толстых проводников составил от 2,5 до 3,5 мм. На участках с первоначально более тонкими проводниками он достигает 6 мм...8 мм.

На рис. 4.21 приведена расчетная схема поперечного сечения квадратного коробчатого проводника.

Момент сопротивления W квадратного коробчатого проводника при чистом изгибе (под действием контактного усилия, приложенного в пролете между ярусами в лобовой/боковой плоскостях) будем рассчитывать по известной формуле сопротивления материалов [51]

$$W = \frac{H_n^4 - h_n^4}{6 \cdot H_n}, \quad (4.24)$$

где H_n – остаточная высота (ширина), h_n – остаточная ширина отверстия проводника.

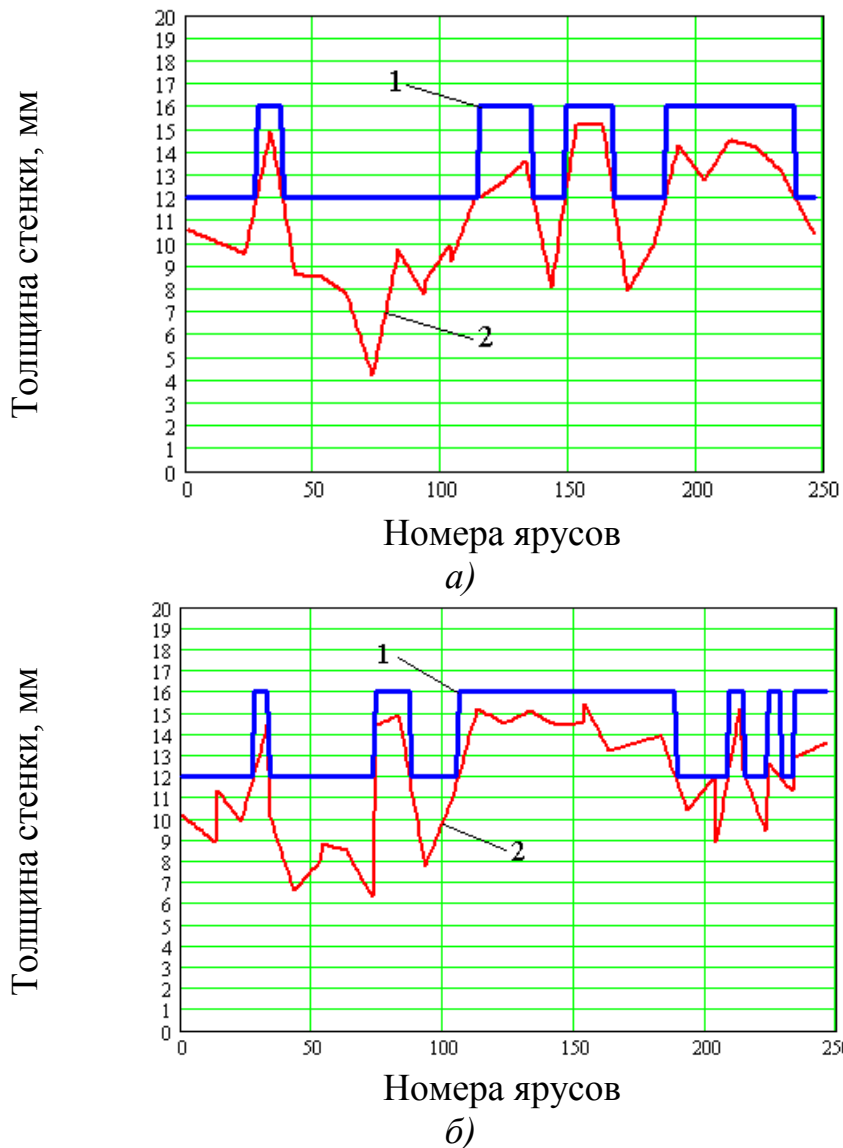


Рис. 4.20. Графики распределения по глубине ствола начальных и остаточных толщин стенок проводников: а) проводник №1, б) проводник №2.

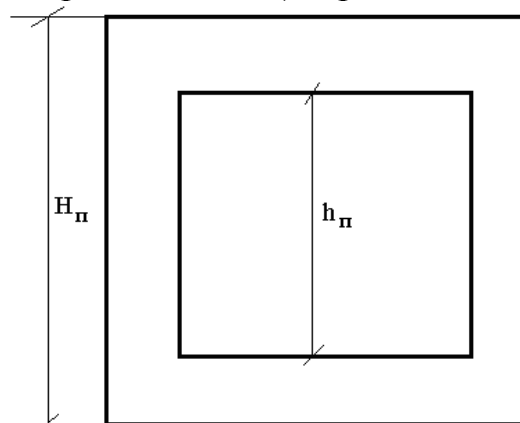


Рис. 4.21. Расчетная схема поперечного сечения квадратного проводника

На рис. 4.22 приведены графики зависимости остаточной ширины проводника от остаточной толщины стенки в модели равномерного одновременного износа изнутри и снаружи (этот вид износа является наиболее характерным в современных условиях для стволов с высоко агрессивной шахтной средой). Понятно, что это допущение в большей степени справедливо только для коррозионного износа, а наличие еще механического износа только добавляет истирание внешних рабочих граней проводников, делает картину износа несимметричной и еще более уменьшает высоту и ширину проводника при одной и той же толщине стенки. Графики показывают, что у первоначально более толстого проводника при одинаковых на момент обследования толщинах стенок остаточные внешние размеры будут меньше, чем у первоначально более тонкого. Это происходит из-за того, что пока толстый проводник изнашивается до такой же толщины стенки, как и первоначально тонкий, его внешний размер, существенно влияющий на его прочностные параметры, значительно уменьшится.

На рис. 4.23 приведены графики зависимости момента сопротивления проводника от остаточной толщины стенки. Из рис. 4.23а видно, что установленный по первоначальному проекту новый проводник сечением 180x180x12 мм имеет момент сопротивления 423 см³, а утолщенный проводник сечением 180x180x16 мм имеет момент сопротивления 528 см³, что на 20% больше. Соответственно у проводника с промежуточным значением толщины стенки 14 мм начальный момент сопротивления будет равен 478 см³.

Из рис. 4.23б видно, что при равномерном изнутри и снаружи износе стенок проводников первоначально более толстый проводник со стенкой 16 мм будет интенсивно терять свой больший на 20% момент сопротивления и уже начиная с остаточной толщины стенки 12,7 мм его остаточный момент сопротивления становится меньше, чем у более тонкого проводника с одинаковыми первоначальными внешними размерами.

Это значит, что если сравнивать несущую способность проводников только по параметру «остаточная толщина стенки», то такие проводники покажутся равнозначными.

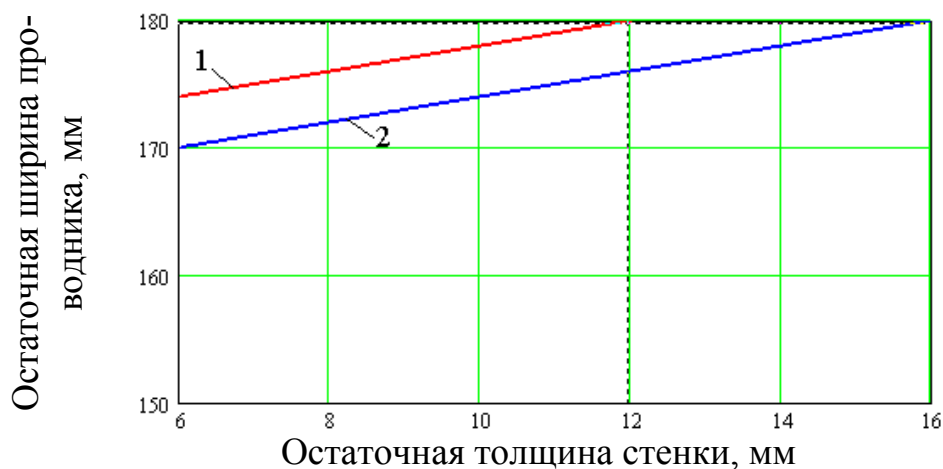


Рис. 4.22. Графики зависимости остаточной ширины проводника от остаточной толщины стенки: 1 – проводник сечением 180x180x12 мм; 2 – проводник сечением 180x180x16 мм

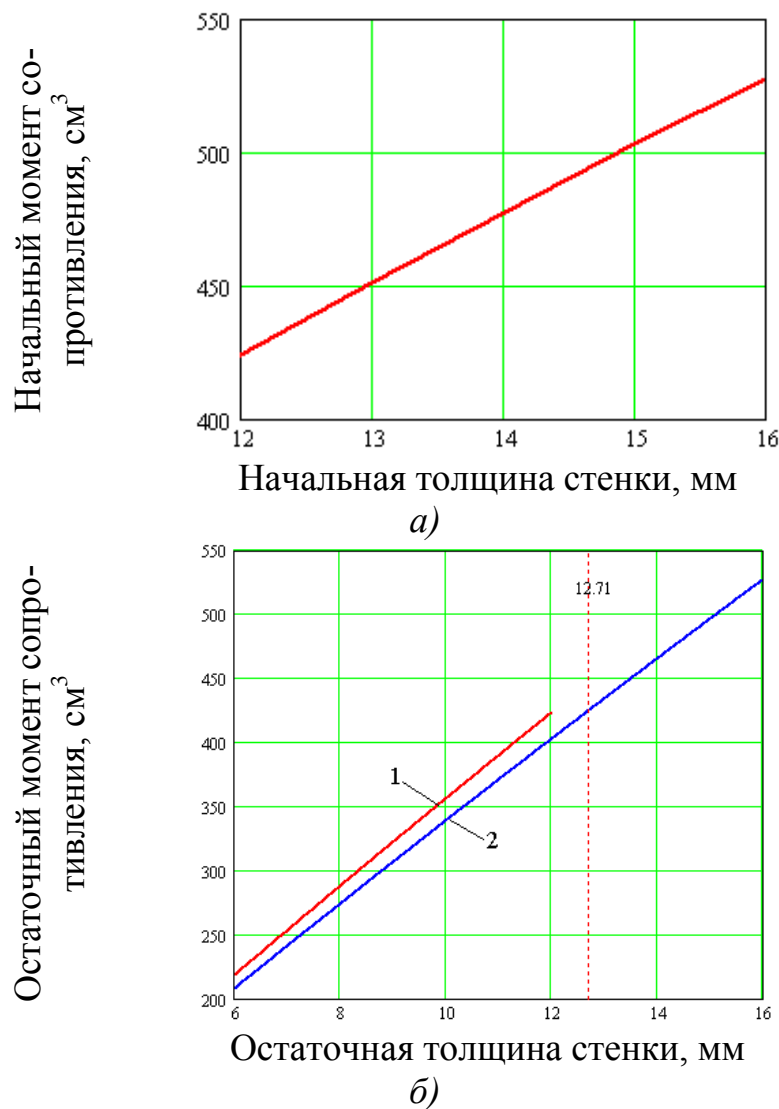


Рис. 4.23. Графики зависимости моментов сопротивления проводника от остаточной толщины стенки: *а)* для новых проводников; *б)* для проводников в процессе равномерного износа, 1 – проводник сечением 180x180x12 мм; 2 – проводник сечением 180x180x16 мм

В то же время, в процессе износа до остаточной толщины стенки 12 мм, проводник с первоначальной толщиной стенки 16 мм будет терять так же еще и высоту/ширину и (в модели равномерного износа) его момент сопротивления при остаточной толщине 12 мм уже станет на 5% меньше, чем у такого же нового с толщиной 12 мм. При наружном механическом износе потеря момента сопротивления будет еще большей. Поэтому даже при одинаковых толщинах стенок эти проводники будут неравнозначны по своим механическим характеристикам. Выполним исследования фактических кинематических зазоров на действующих подъемах в промышленных условиях.

Анализ кинематических зазоров

Надежность кинематической связи подъемных сосудов с арматурой при двухстороннем расположении проводников относительно сосуда зависит от совместного износа их рабочих поверхностей, взаимодействующих с ними баш-

маков скольжения и глубины их зева. Эти параметры должны определять предельно допустимые отклонения ширины колеи проводников на стадии эксплуатации от проектной величины. Однако, в настоящее время, значения предельно допустимых отклонений ширины колеи, регламентированные нормативным документом [1] и заданные для армировки на этапе строительства, не учитывают влияние текущего износа проводников, вкладышей башмаков, фактических горизонтальных и вертикальных смещений ярусов армировки, динамические нагрузки и другие факторы, активно действующие на стадии эксплуатации ствола. На этой стадии более целесообразным является определение безопасных значений этих параметров при обследованиях стволов специализированными организациями с учетом произошедших с момента строительства фактических технических изменений в конструкциях.

Обследования систем «сосуд – армировка» показали, что при длительной эксплуатации стволов кинематические зазоры в парах «башмак – проводник» на стадии эксплуатации могут очень сильно отличаться от нормированных в [26, 27] значений. При этом отклонения могут быть как в сторону увеличения, так и в сторону занижения зазоров. Причем, на верхних и нижних поясах сосудов картины распределения зазоров по разным башмакам могут сильно отличаться друг от друга.

Приведем несколько примеров данных, полученных авторами во время выполнения обследований в стволах с коробчатыми проводниками и П-образными башмаками скольжения (на схемах зазоры приведены в миллиметрах, цифры внутри коробчатого профиля обозначают номера проводников в ярусе армировки) (рис. 4.7, ствол №1, рис. 4.24, ствол №2).

На схеме 4.7(а), 4.7(б), 4.7(в), а так же по правому нижнему башмаку на схеме 4.7(г) – боковые зазоры суммарные боковые зазоры не выходят за допустимые пределы (минимум 30 мм, максимум 46 мм [27]). Остальные башмаки на сосудах эксплуатируют с повышенными суммарными зазорами до 70–85 мм.

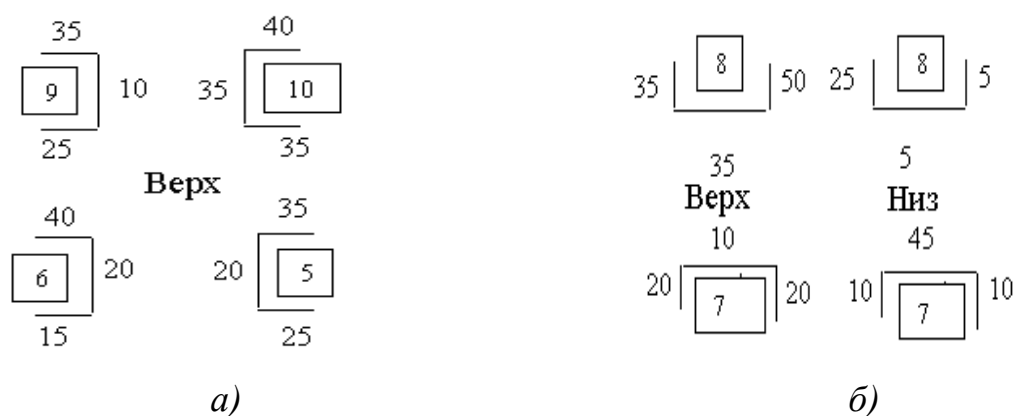


Рис. 4.24. Схемы распределения зазоров в рудоподъемном стволе №2:
а) скип восточный; б) скип западный

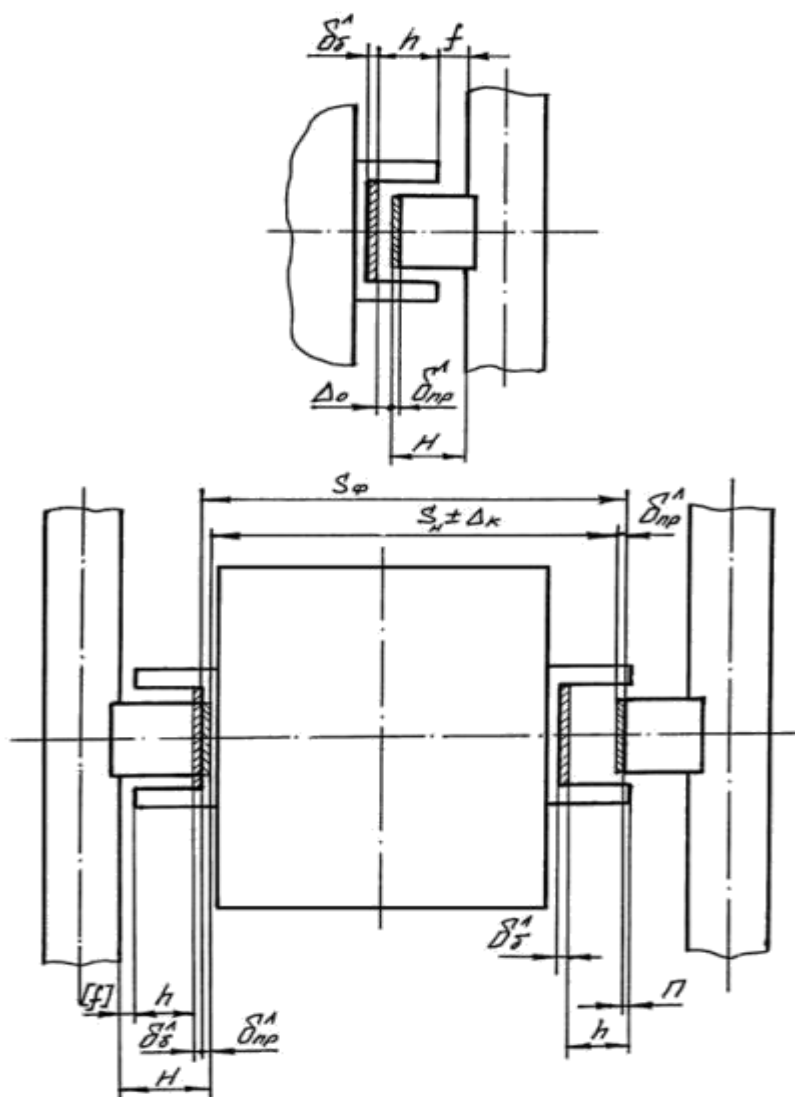


Рис. 4.25. Схема взаимодействия башмаков скольжения подъемного сосуда с двухсторонними коробчатыми проводниками

На схеме 4.24, *a* все лобовые зазоры находятся в норме, а суммарные боковые достигают 75 мм. На схеме 4.24, *б* по проводнику №7 суммарные боковые зазоры на нижнем башмаке 20 мм, что меньше допустимых 30 мм. По проводнику №8 верхний башмак имеет завышенные до 85 мм суммарные боковые зазоры, по нижнему поясу пара проводников №№7/8 имеет завышенный суммарный лобовой зазор до 50 мм.

Отметим, что занижение суммарных зазоров негативно сказывается на динамике системы «сосуд – армировка» в стволах, имеющих значительные отклонения проводников от вертикали, так как сосуд не может быть отцентрирован роликовыми направляющими и более активно реагирует на все искривления проводника.

Приведенные результаты показывают, что в реальных промышленных условиях подъемные сосуды, спроектированные для взаимодействия с армировкой, геометрические и прочностные параметры которой соответствуют проектным, из-за значительных нарушений вертикальности проводников, про-

странственными искривлениями на коротких участках эксплуатируются в технических условиях существенно отличных от заданных (кинематические зазоры достигают 80 – 95 мм при нормативных 46 мм). Происходит это из-за того, что в условиях значительных искривлений проводников эксплуатация с меньшими зазорами создает определенные трудности движению подъемных сосудов и опасность их расклинивания на искривленных участках стволов.

Из-за описанных выше причин во многих случаях динамические параметры систем «сосуд – армировка» так же не соответствуют проектным, эксплуатация происходит с повышенным и ускоренным износом проводников и расстрелов, предохранительных и рабочих башмаков, высокими контактными динамическими нагрузками, накоплениями усталостных повреждений в элементах армировки и подъемных сосудов. В связи с этим необходимо совершенствовать нормативно-методическое обеспечение безопасной эксплуатации, выполнять постоянный и тщательный контроль работы шахтных подъемных комплексов специализированными организациями.

Определение допустимой глубины зева башмака в условиях износа проводников и башмаков. Кинематическое взаимодействие подъемного сосуда с армировкой ствола при двухстороннем расположении проводников всех типов относительно сосуда требуют одновременного обеспечения:

-гарантированного зазора между направляющими скольжения сосуда и расстрелами или элементами крепления проводника (зажимными скобами, упорами и т. п.);

-гарантированного перекрытия боковых поверхностей проводника контактирующими с ними поверхностями направляющих скольжения.

Невыполнение какого-либо из этих условий может привести к контакту направляющих с расстрелами или элементами крепления проводника либо к потере кинематической связи движущегося сосуда с проводниками, т. е. к выходу сосуда из проводников [52].

Первое условие определяет износы лобовых поверхностей проводников и направляющих, а второе – износы их боковых поверхностей.

Из расчетной схемы, приведенной на рис. 4.25. для коробчатых проводников, первое условие запишется в виде выражения:

$$\delta_{np}^l + \delta_{\sigma}^l \leq H - h - [f], \quad (4.25)$$

где δ_{np}^l и δ_{σ}^l – износ лобовой поверхности проводника и направляющего башмака скольжения;

H – расстояние от лобовой поверхности нового проводника до элемента крепления проводника или расстрела, определяемое из чертежей либо непосредственными измерениями в стволе;

$h \geq 70$ мм – первоначальная глубина зева направляющего башмака скольжения, в соответствии с требованиями ЕПБ для коробчатых проводников;

[f] – гарантированный зазор между направляющим башмаком скольжения и элементами крепления проводника или расстрелом, равный для всех типов проводников 15 мм [26].

На рис. 4.25. приняты следующие обозначения:

Δ_0 – первоначальный зазор на сторону в паре «башмак–проводник», который согласно [26] равен $\Delta_0 = 5$ мм;

Δ_k – отклонение ширины колеи проводников от номинального значения, в соответствии с существующими требованиями, равное для новой армировки $\Delta_k = \pm 8$ мм;

δ_D – максимальный прогиб проводника в лобовом направлении в месте контакта его с башмаками под действием динамической нагрузки, определяемый расчетом;

Π – гарантированное перекрытие контактирующих боковых поверхностей башмака и проводника, принимаемое равным $\Pi = 5$ мм.

S_n – номинальное значение ширины колеи

S_ϕ – фактическая ширина колеи, включающая фактическое отклонение ее от номинального значения Δ_k^ϕ и фактические на данный момент износы лобовых поверхностей обоих проводников δ_{np1}^ϕ и δ_{np2}^ϕ ,

$$S_\phi = S_n + (\pm \Delta_k^\phi) + (\delta_{np1}^\phi + \delta_{np2}^\phi).$$

Второе требование запишется в виде:

$$\delta_{np1}^n + \delta_{np2}^n \leq h - \delta_0^n - 2D_0 - D_k - D_D - \Pi, \quad (4.26)$$

где $\delta_{np1}^n + \delta_{np2}^n$ – суммарный износ лобовых поверхностей первого и второго проводников в одном сечении ствола (например, на ярусе);

D_0 – первоначальный зазор на сторону в паре «башмак – проводник», равный согласно требованиям ПБ [1] $D_0 = 5$ мм для коробчатых проводников,

D_k – предельное отклонение ширины колеи проводников от номинального значения, равное согласно требованиям «Инструкции по производству маркшейдерских работ» для новой армировки $D_k = 8$ мм (в условиях эксплуатации определяется расчетом);

D_D – максимальный прогиб проводника в лобовом направлении под действием горизонтальной динамической нагрузки в точке контакта его с башмаком, определяемый из расчета по динамике взаимодействия сосуда с армировкой (максимально допустимое значение 4,5мм).

Как видно из (4.25) и (4.26), первоначальная глубина зева башмаков h непосредственно влияет на величину допустимого износа лобовых поверхностей проводников. Поэтому предварительно необходимо определить для новой армировки оптимальное значение глубины зева направляющих башмаков, при котором допустимый износ проводников будет иметь максимальное значение.

Все параметры, входящие в вышеуказанные выражения, кроме δ_{np}^n и δ_o^n , для конкретной установки являются постоянными величинами. Обозначив в (4.25) и (4.26), $A = H - [f]$, $B = 2D_0 + D_k + D_d + \Pi$ и приняв $\delta_{np1}^n = \delta_{np2}^n = \delta_{np}^n$, запишем эти выражения в следующем виде:

$$h \leq A - (\delta_{np}^n + \delta_o^n), \quad h \geq B + 2\delta_{np}^n + \delta_o^n. \quad (4.27)$$

Подставляя в (4.27) значения δ_{np}^n и δ_o^n с учетом требований ПБ к износу проводников и башмаков ($\delta_{np}^n + \delta_o^n \leq 10$ мм и $\delta_o^n \leq 8$ мм), нетрудно найти предельные (граничные) значения зева башмаков скольжения, а также убедиться в выполнении условий кинематической связи (4) в каждом конкретном текущем эксплуатационном состоянии.

Так, например, для проводников данной армировки ($H=180$ мм) у которых, в силу указанных выше нормативных требований $\delta_{np}^n + \delta_o^n \leq 10$ мм, $\delta_o^n \leq 8$ мм, и $A=165$ мм, $B=27,5$ мм ($D_k=8$ мм, $[f]=15$ мм, $D_0=5$ мм), из формул (4.27) находим

$$h \leq 165 - (\delta_{np}^n + \delta_o^n), \quad h \geq 27,5 + 2\delta_{np}^n + \delta_o^n. \quad (4.28)$$

Требования [26, 27] предписывают выполнение второго условия невыхода сосуда из проводников по минимальной глубине зева рабочих башмаков $h \geq 70$ мм. Таким образом, получаем, что для данной армировки допустимая глубина зева башмака находится в пределах 70...155 мм. Эти значения удовлетворяют нормативным требованиям по первому и второму условиям кинематического взаимодействия сосуда с проводниками. На практике в условиях эксплуатации используются башмаки с глубиной зева 70...110 мм, что попадает в указанный диапазон.

Анализ изменения плеча боковой силы при износе проводников и расстрелов. Выполним исследование изменения плеча динамического усилия, действующего на проводник со стороны предохранительного башмака в боковой плоскости в зависимости от величины лобового зазора для рассмотренного выше скипового отделения ствола.

На рис. 4.26 приведена расчетная кинематическая схема системы «сосуд – армировка», на рис. 4.27 приведены схемы взаимодействия башмаков с проводниками при полном контакте и полном раскрытии лобового кинематического зазора.

Найдем зависимость плеча боковой силы от глубины зева башмака и суммарного лобового зазора. Будем считать, что боковые стенки башмака равномерно прилегают к проводнику. Поэтому равнодействующая боковых сил P будет приложена в середине области перекрытия.

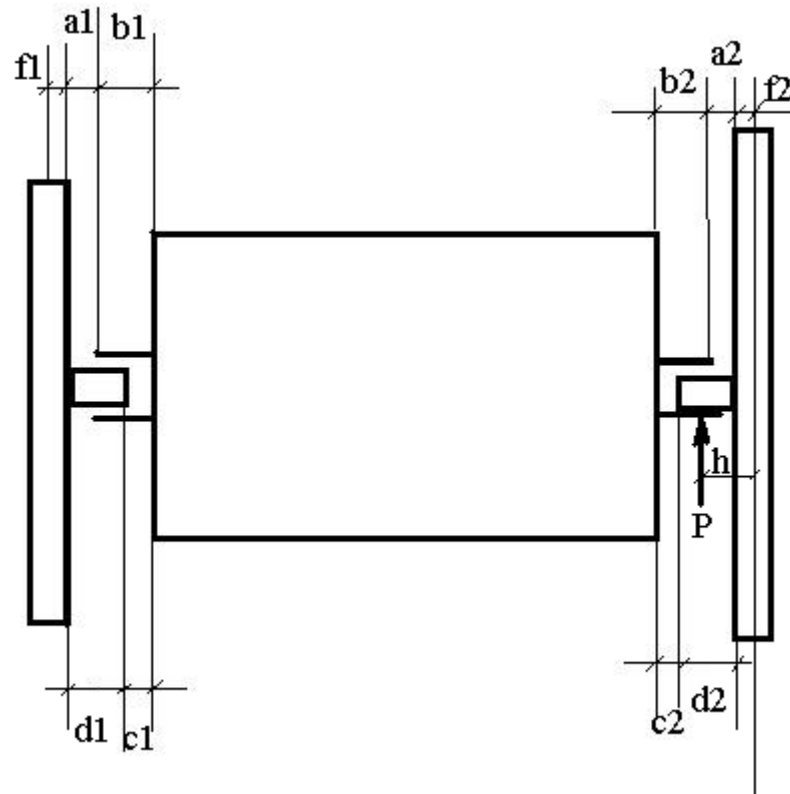


Рис. 4.26. Расчетная кинематическая схема системы «сосуд – армировка»

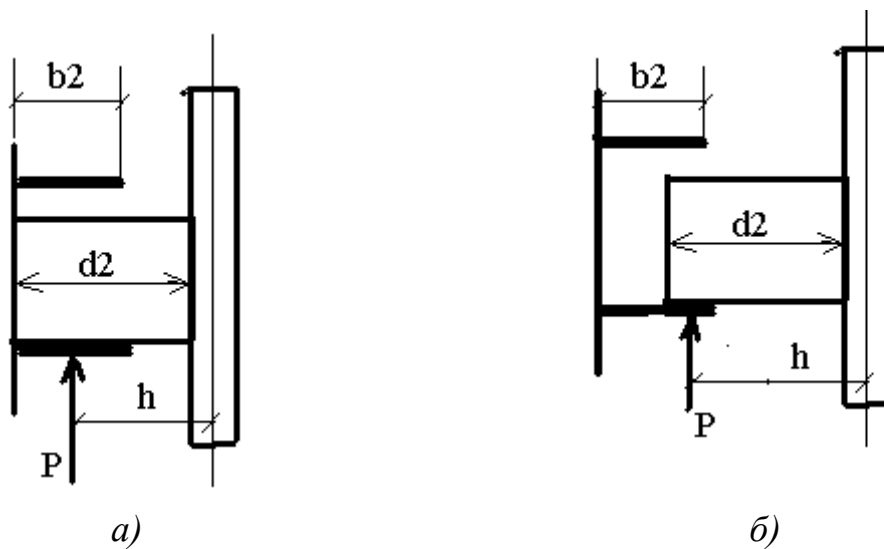


Рис. 4.27. Кинематические схемы взаимодействия башмаков с проводниками: а) состояние полного контакта лобовых поверхностей проводника с башмаком; б) состояние полного раскрытия лобового кинематического зазора

Видно, что суммарный лобовой зазор равен $Z=c1+c2$, глубина перекрытия равна $H2=b2-c2$. Рассмотрим два предельно возможных случая. Правый башмак, полностью исчерпав лобовой зазор, прижался к своему проводнику, в

это время левый башмак отошел от своего проводника на величину суммарного лобового зазора Z .

Плечо боковой силы в этом положении будет иметь минимальное значение

$$h_{\min} = d_2 - \frac{b_2}{2} + \delta, \quad (4.29)$$

где δ – полуширина расстрела.

Максимальное значение плеча боковой силы будет в случае полного прижатия левого башмака к своему проводнику в лобовом направлении.

$$h_{\max} = d_2 - \frac{b_2}{2} + \frac{Z}{2} + \delta. \quad (4.30)$$

В то же время, согласно [43], плечо боковой силы при динамическом расчете считается постоянным и равно

$$h = \delta + \frac{2}{3} \cdot d_2. \quad (4.31)$$

В качестве примера возьмем армировку с расстрелом 36С и проводника сечением 180x180x12 мм. Для глубины зева башмака примем два значения: 70 мм и 110 мм.

Согласно [26, 27] суммарный зазор Z должен изменяться в пределах 30 мм...46 мм. Многочисленные обследования систем «сосуд – армировка», показывают, что на практике в условиях значительных нарушений вертикальности проводников и истирания вкладышей башмаков суммарный зазор может достигать 70 мм – 90 мм. Рассчитаем минимальное и максимальное значения плеча боковой силы при этих исходных параметрах и построим зависимости отношения максимального к минимальному значений, а так же максимального к нормативному значениям плеча боковой силы для рабочих и предохранительных башмаков от суммарного лобового зазора. Соответствующие графики показаны на рис. 4.28.

Из графиков, приведенных на рис. 4.28 видно, что при изменении лобового зазора от минимально допустимого значения 30 мм, до практически встречающегося при эксплуатации значения 90 мм, плечо боковой силы возрастает до 30%. Этот параметр имеет существенное влияние на получаемое при динамическом расчете значение допустимой скорости подъема.

Из графиков на рис. 4.29 видно, что при увеличении зева башмака от 70 мм до 110 мм (на 57%), плечо боковой силы уменьшается на 8 – 10%. То есть, чувствительность изменения плеча боковой силы от изменения глубины зева башмака в 6 – 7 раз меньше, чем изменение исходного параметра.

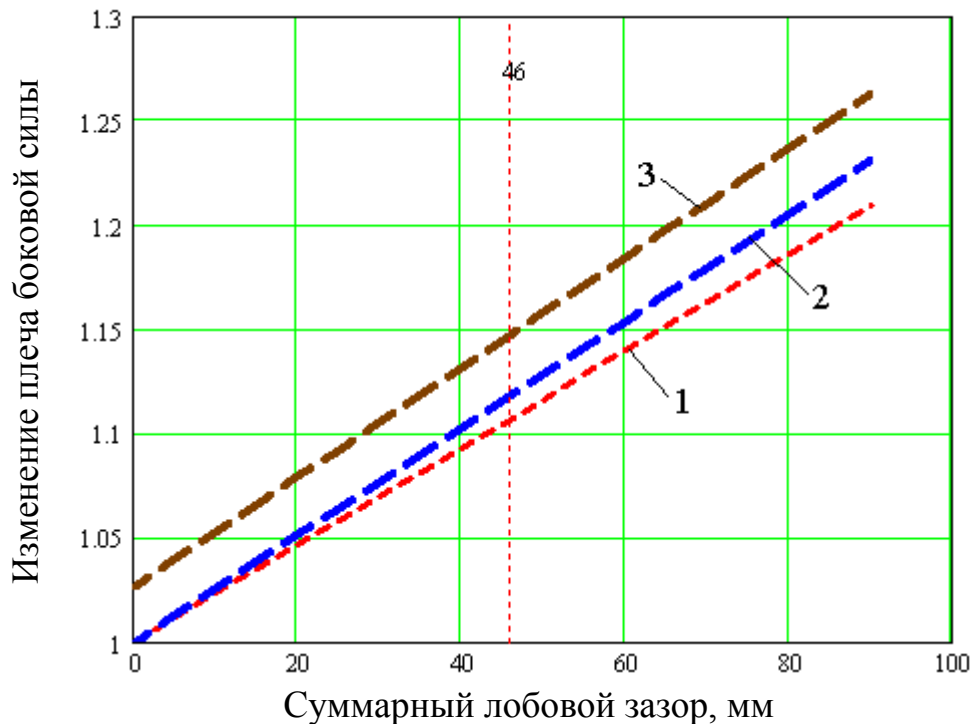


Рис. 4.28. Графики зависимости отношения максимального значения плеча боковой силы к минимальному и к нормативному: 1 – изменение плеча боковой силы для глубины зева 70 мм по отношению к минимальному значению; 2 – изменение плеча боковой силы для глубины зева 110 мм по отношению к минимальному значению; 3 – отношение плеча боковой силы к номинальному значению

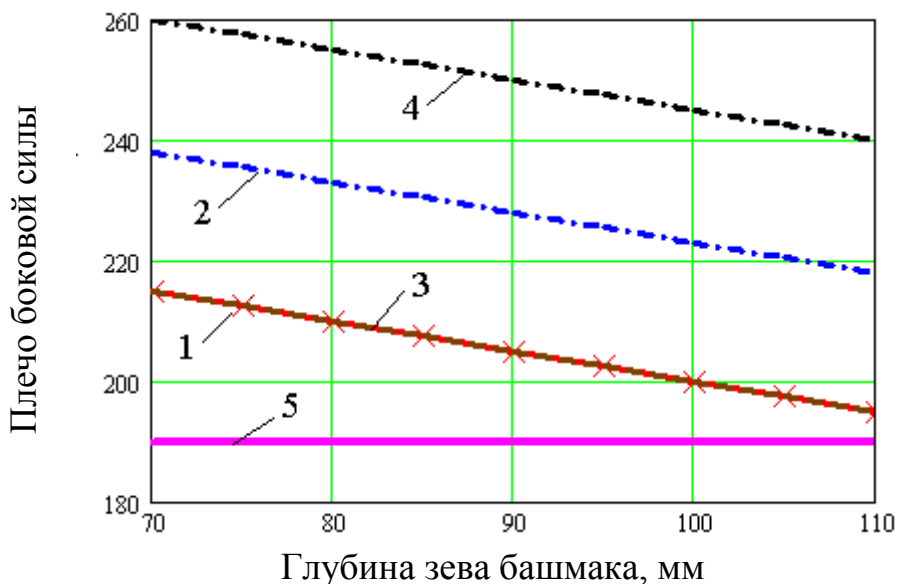


Рис. 4.29. Графики зависимости плеча боковой силы от глубины зева башмака: 1 – зазор 46 мм, минимальное плечо боковой силы, мм; 2 – зазор 46 мм, максимальное плечо боковой силы, мм; 3 – зазор 90 мм, минимальное плечо боковой силы, мм; 4 – зазор 90 мм, максимальное плечо боковой силы, мм; 5 – номинальное значение плеча боковой силы, мм

Из этого следует, что при росте глубины зева должна увеличиваться расчетная величина приведенной боковой жесткости расстрела. Так как минимальное плечо боковой силы не зависит от размера зазора, то кривые 1 и 3 совпадают.

Кроме того, видно, что номинальное значение плеча боковой силы – кривая №5, рассчитанное по формуле (4.31) и не учитывающее изменение лобового зазора, имеет наименьше из всех приведенных значений и должна давать при расчете самое большое значение жесткости расстрела.

Так как при росте лобового зазора увеличивается плечо боковой силы, то (при неизменной глубине зева башмака) приведенная жесткость расстрела, должна уменьшаться.

Исследование изменения приведенной боковой жесткости расстрела от глубины зева башмака, износа проводника и суммарного лобового зазора. Приведенная к точке контакта башмака с проводником боковая жесткость расстрела является основным динамическим параметром системы «сосуд – армировка», который определяет диапазон допустимых скоростей безопасной эксплуатации подъема по критерию устойчивости.

На рис. 4.30 приведены графики зависимости приведенной боковой жесткости расстрелов от глубины зеве проводника.

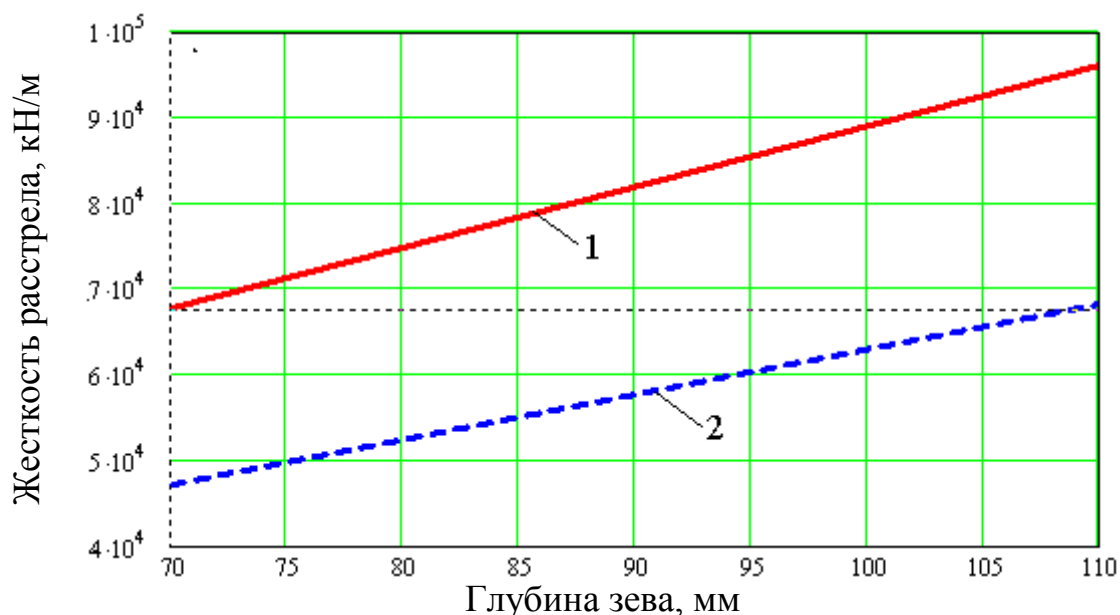


Рис. 4.30. Графики зависимости приведенной боковой жесткости расстрелов от глубины зева башмака:

- 1 – жесткость расстрела под проводником №1,
- 2 – жесткость расстрела под проводником №2

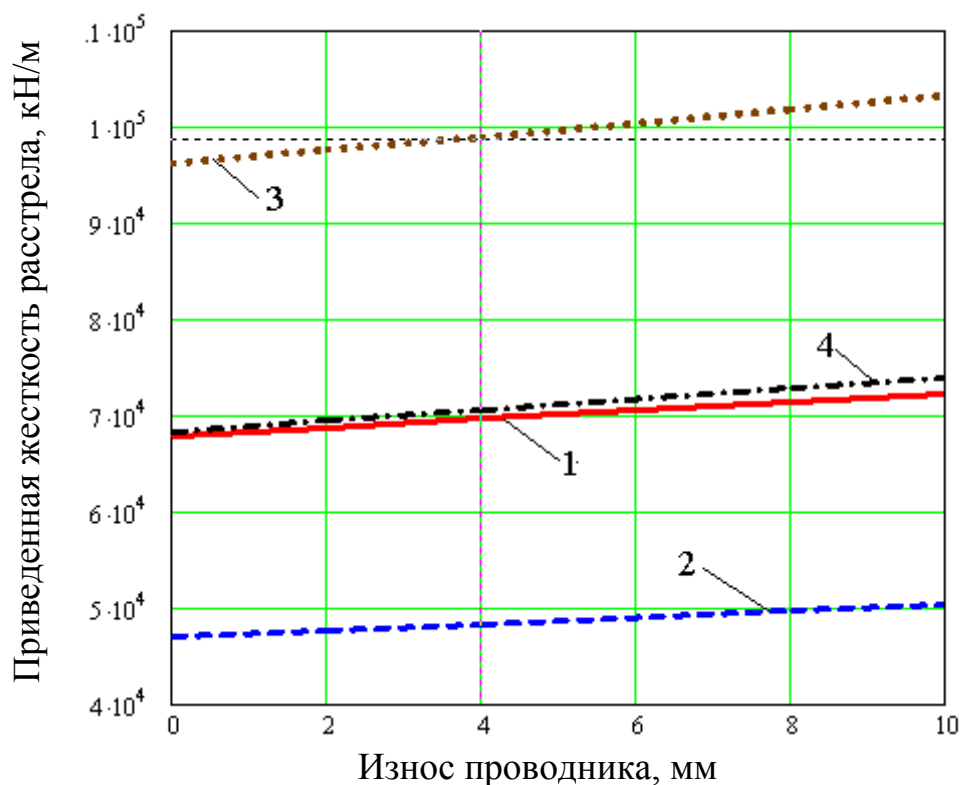


Рис. 4.31. Графики зависимости приведенной боковой жесткости расстрелов от величины износа проводника и зева предохранительных башмаков:

- 1 – проводник №1, глубина зева 70 мм;
- 2 – проводник №2, глубина зева 70 мм;
- 3 – проводник №1, глубина зева 110 мм;
- 4 – проводник №2, глубина зева 110 мм

Из приведенных на рис. 4.30 графиков видно, что для обоих проводников (проводник 1 одиночный на боковом расстреле, проводник 2 – спаренный на центральном расстреле) увеличение зева башмака приводит к росту приведенной жесткости опорного расстрела. Это вызвано тем, что увеличение зева башмака приводит к уменьшению плеча боковой силы.

На рис. 4.31 приведены графики зависимости боковой жесткости расстрелов от величины износа проводника. Из рисунка видно, что с увеличением степени износа за счет уменьшения лобового габарита проводника происходит уменьшение плеча боковой силы, что вызывает увеличение расчетной приведенной боковой жесткости опорного расстрела. Однако такое рассуждение справедливо только для момента полного прижатия лобовой грани башмака к своему проводнику или же для номинального расчетного значения (4.31) в модели [43].

Если зазоры находятся в нормативных пределах 23 – 46 мм, то изменение плеча боковой силы при отходе башмака к противоположному проводнику является незначительным (при неизменном зеве башмака) и его можно считать равным номинальному. В случаях реальных лобовых зазоров, значительно пре-

вышающих нормативные в силу эксплуатационных условий в искривленных проводниках, необходимо исследовать их влияние на допустимые скорости подъема при переменной величине параметра «плечо боковой силы».

На рис. 4.32 приведены графики зависимости боковой приведенной жесткости расстрела от величины лобового зазора для зева башмака 70 мм и 110 мм. Видно, что с увеличением зазора приведенная к точке крепления проводника боковая жесткость расстрела уменьшается за счет увеличения плеча боковой силы. При этом уменьшение зева башмака приводит к пропорциональному уменьшению приведенной жесткости расстрела.

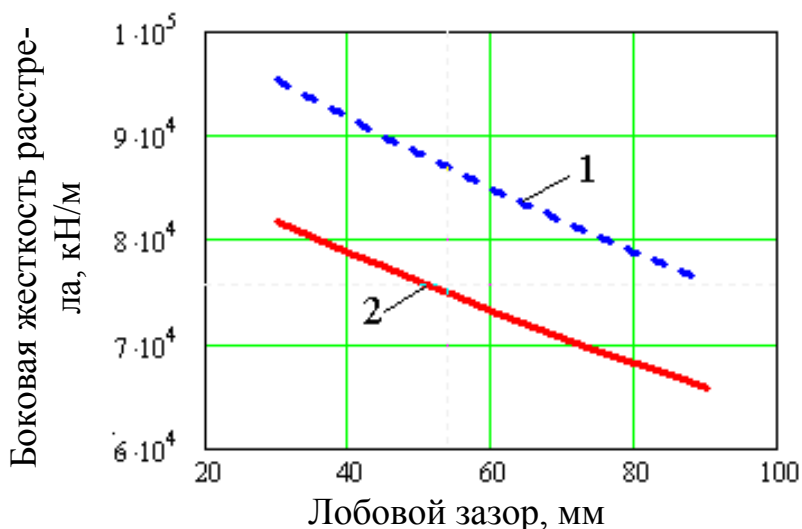
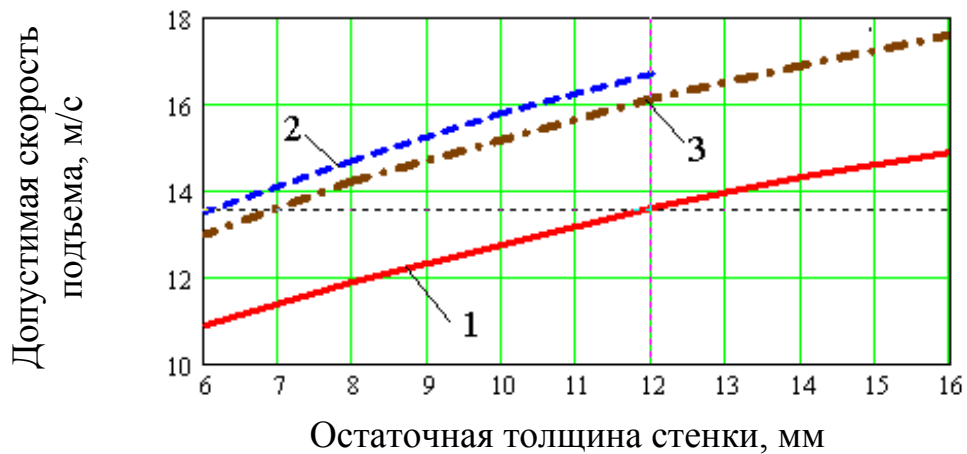


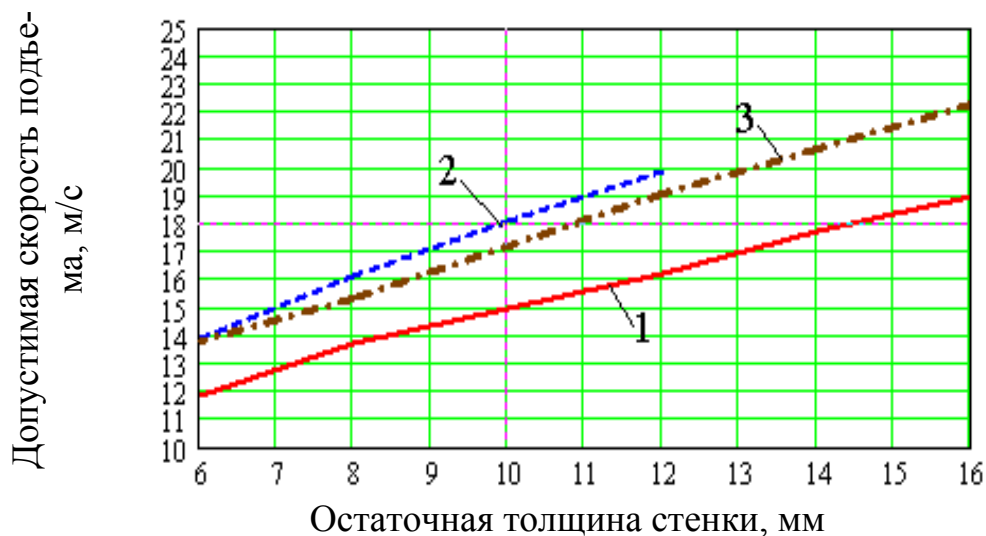
Рис. 4.32. Графики зависимости боковой приведенной жесткости расстрела от величины лобового зазора:

- 1 – глубина зева 70 мм;
- 2 – глубина зева 110 мм

Исследование допустимой скорости подъема. Исследуем, как будет меняться допустимая скорость подъема по критериям прочности, устойчивости и кинематического зацепления, считая, что сечения расстрелов (двугавр 36С) остаются неизношенными, а проводники теряют свою толщину стенок от первоначальных значений: (а) – 12 мм, (б) – 16 мм. Расчет выполним по Методике расчета жесткой армировки НИИГМ им. М.М.Федорова для глубины зева башмака 70 мм и 110 мм при номинальном значении плеча боковой силы равном сумме половины ширины расстрельной балки и 2/3 высоты нового проводника [43]. В качестве критериев допустимой скорости подъема заложено: по прочности – предельно допустимое напряжение для коробчатых проводников 230 МПа; по критерию кинематического зацепления – предельно допустимый прогиб в пролете между ярусами 45 мм; по критерию устойчивости от демультипликационного резонанса – запас по устойчивости не менее 3,6 (Рис. 4.33–рис. 4.34).



а)

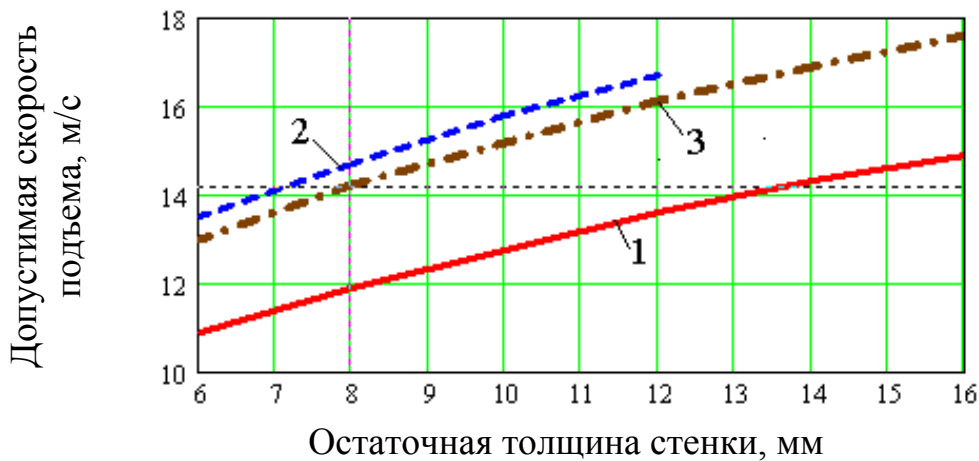


б)

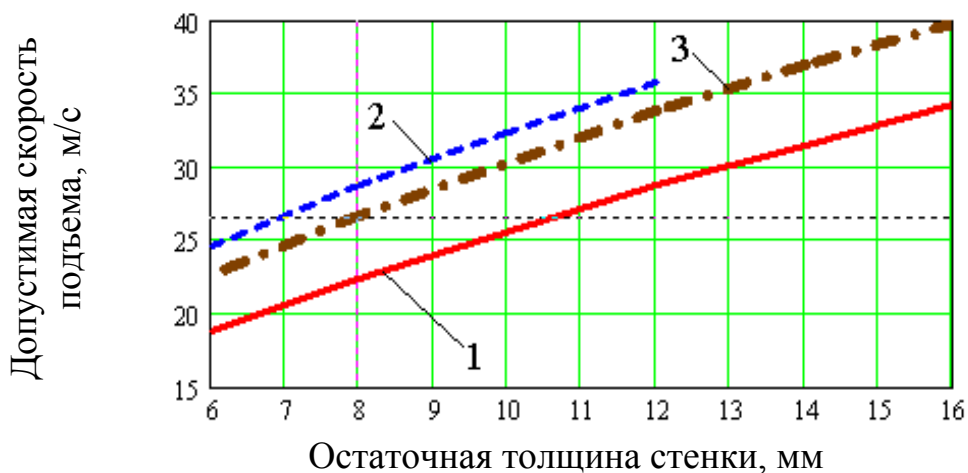
Рис. 4.33. Допустимая скорость подъема по критерию прочности:
 а) допустимая скорость по критерию прочности в лобовой плоскости,
 б) допустимая скорость по критерию прочности в боковой плоскости

На рис. 4.33 приведены графики допустимой скорости подъема грузеного скипа для 2-х типоразмеров проводников по критерию прочности. Кривая 1 – зев 70 мм, проводник 180x180x16 мм; кривая 2 – зев 70 мм, проводник 180x180x12 мм; кривая 3 – зев 110 мм, проводник 180x180x16 мм.

На рис. 4.34 показаны аналогичные графики допустимой скорости подъема по критерию устойчивости. Кривая 1 – зев 70 мм, проводник 180x180x16 мм; кривая 2 – зев 70 мм, проводник 180x180x12 мм; кривая 3 – зев 110 мм, проводник 180x180x16 мм.



а)



б)

Рис. 4.34. Допустимая скорость подъема по критерию устойчивости:
 а) допустимая скорость по критерию устойчивости в лобовой плоскости,
 б) допустимая скорость по критерию устойчивости в боковой плоскости

Графики показывают, что в начальный момент эксплуатации система «сосуд – армировка» с первоначально более толстыми проводниками имеет допустимую скорость подъема большую на 11,5% – 12,5%, чем система с первоначально тонкими проводниками только при зеве башмака 110 мм. При зеве башмака 70 мм допустимые скорости по всем критериям меньше, чем с зевом башмака 70 мм и проводником 180x180x12 мм. Однако, по мере утонения стенок, когда толщина стенки нового, первоначально более толстого, проводника сравнивается с толщиной нового, первоначально более тонкого, проводника, допустимые скорости по всем критериям становятся на 5% – 10% меньше, чем для нового тонкого проводника из-за уменьшения высоты и ширины сечения (при учете в расчете геометрических параметров сечения дополнительного механического износа разница будет еще больше).

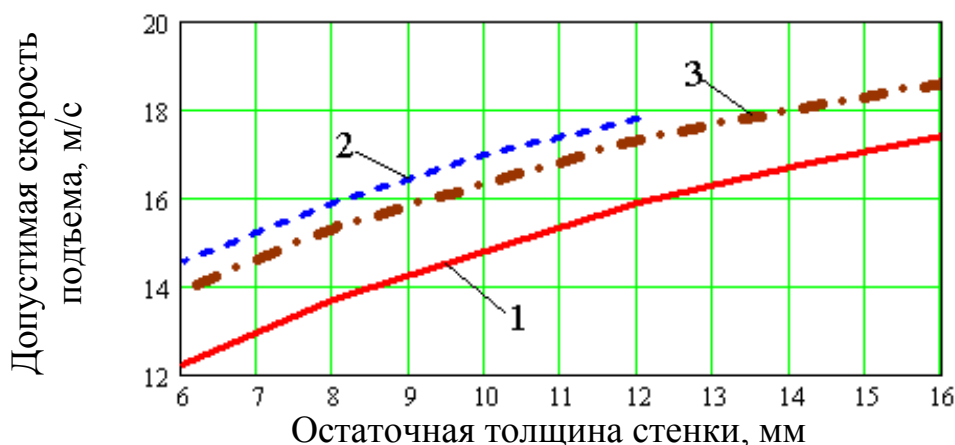


Рис. 4.35. График допустимой скорости подъема по критерию обеспечения кинематического зацепления между предохранительными башмаками и проводниками

Эта пропорция для параметров данной конструкции яруса совпадает с соответствующей пропорцией для моментов сопротивления исследуемых проводников. Такая же пропорция сохраняется и при износе обоих типов проводников до остаточной толщины стенок 6 мм.

На рис. 4.35 показан график допустимой скорости подъема по критерию обеспечения кинематического зацепления между предохранительными башмаками и проводниками. Кривая 1 – зев 70 мм, проводник 180x180x16 мм; кривая 2 – зев 70 мм, проводник 180x180x12 мм; кривая 3 – зев 110 мм, проводник 180x180x16 мм.

Эта пропорция для параметров данной конструкции яруса совпадает с соответствующей пропорцией для моментов сопротивления исследуемых проводников. Такая же пропорция сохраняется и при износе обоих типов проводников до остаточной толщины стенок 6 мм.

Таким образом, расчет допустимой скорости подъема без учета этого явления даст завышенные до 12% результаты (для параметров выбранной в данном примере подъемной установки), что снижает реальный запас по устойчивости и прочности по сравнению с заданным.

Естественно, что для обеспечения безопасной работы подъема в качестве максимально допустимого выбирается наименьшее из значений скорости по всем трем критериям. В данном случае это 10,8 м/с для проводника 180x180x12 мм при зеве башмака 110 мм или 10,1 м/с для проводника 180x180x16 мм при зеве башмака 70 мм. Видно, что эксплуатировать систему с проводником 180x180x16 при зеве башмака 70 мм до остаточной толщины проводника 6 мм не рационально, так как минимальная допустимая скорость подъема снижается до величины 8,8 м/с за счет уменьшения внешних габаритов проводника.

В том случае, когда полученные значения допустимых скоростей подъема лежат близко к тем, которые требуются по экономическим критериям предприятия и находятся в пределах проектного диапазона для новой подъемной установки, для уточнения фактических динамических параметров взаимодействия

сосудов с армировкой необходимо проведение специальных аппаратных испытаний, которые позволят получить качественную (есть или нет параметрического резонанса) и количественную (уровень максимальных нагрузок по ярусам) картину динамического взаимодействия и сделать вывод о допустимости того или иного динамического режима работы подъема.

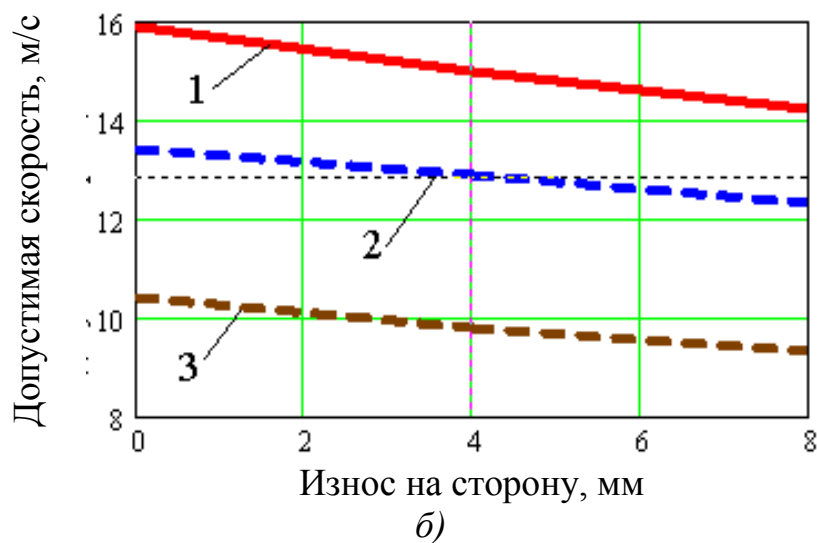
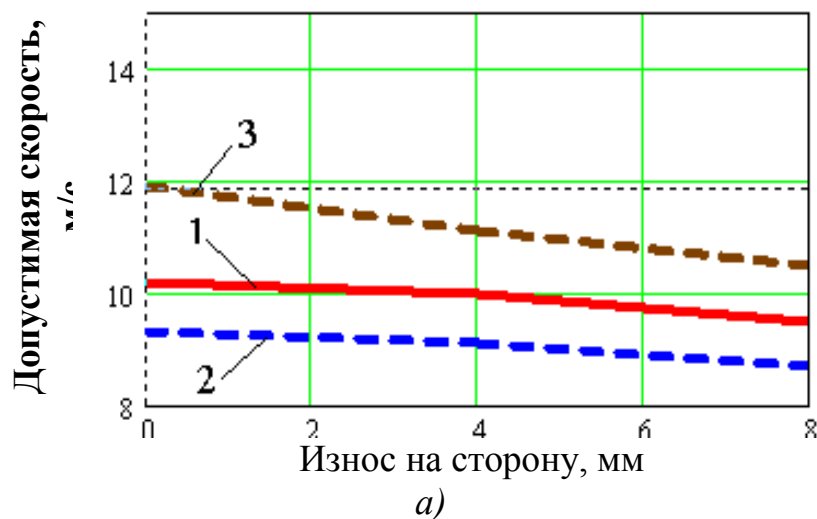


Рис. 4.36. Графики допустимых скоростей подъема:
 а) для шага армировки 3,125 м; б) для шага армировки 6,25 м.

Исследуем зависимость допустимой скорости подъема от шага армировки. В качестве примера рассмотрим ствол для скипового угольного подъема с двумя противостоящими рельсовыми проводниками Р43.

На рис. 4.36 приведены графики зависимости допустимых скоростей подъема от бокового износа головки рельсового проводника на сторону по указанным критериям, рабочими башмаками скольжения открытого типа и двутавровыми расстрелами №18 при изменении шага армировки от 3.125 м до 6.250 м. Из графиков видно, что с увеличением бокового износа на сторону проводника Р43 допустимые скорости по всем критериям уменьшаются от 7% до 13% при

любом шаге армировки. При этом абсолютные значения допустимой скорости подъема для шага армировки 6.25 м на 12% больше, чем для шага 3.125 м. Причем, допустимая скорость по прочности в бок для шага 6.25 м выше, чем для шага 3.125 м на 57%, по устойчивости в лоб на 44%, а по устойчивости в бок меньше на 13%.

Кривые 1 на рис. 4.36 – допустимая скорость по критерию прочности в бок, кривая 2 – допустимая скорость по критерию устойчивости в лоб, кривая 3 – допустимая скорость по критерию устойчивости в бок.

На рис. 4.37 приведены зависимости допустимых скоростей подъема по всем критериям от шага армировки.

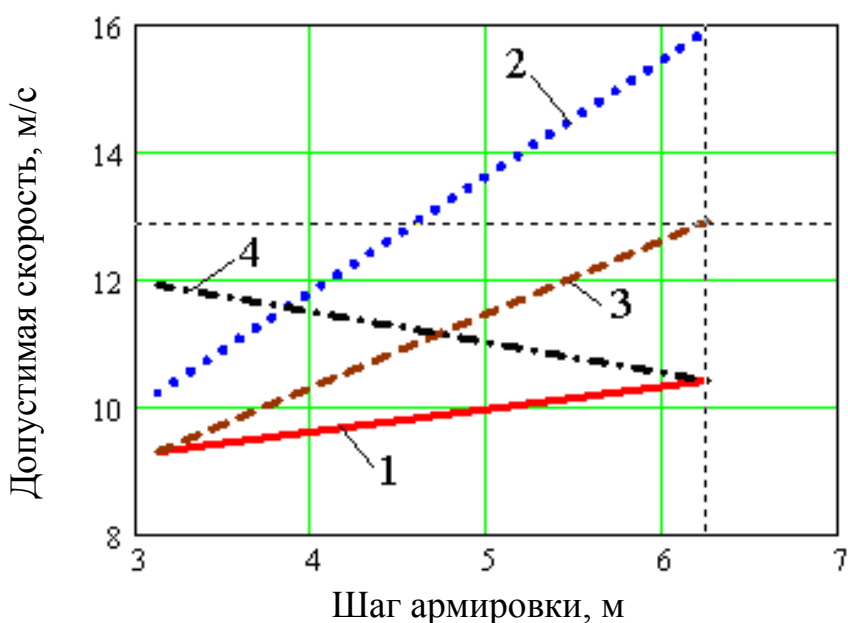


Рис. 4.37. Графики допустимых скоростей подъема в зависимости от шага армировки: 1 – минимально допустимая скорость по всем критериям; 2 – минимально допустимая скорость по критерию прочности от боковых нагрузок; 3 – минимально допустимая скорость по критерию динамической устойчивости в лобовой плоскости проводников; 4 – минимально допустимая скорость по критерию динамической устойчивости в боковой плоскости проводников

Из рис. 4.37 видно, что допустимые скорости по критериям боковой прочности, лобовой устойчивости и минимально допустимая скорость из всех критериев увеличиваются с увеличением шага армировки. Только по критерию боковой устойчивости допустимая скорость уменьшается на 15% при удвоении шага армировки. Так как по критерию безопасности для системы «подъемный сосуд – армировка» выбирается минимальное из всех критериев значение допустимой скорости, то оказывается, что при шаге 3,125 м минимизирующим критерием оказывается критерий лобовой устойчивости, а для шага 6,25 м (то есть более податливой армировки) критерий боковой устойчивости (кривая №1 начинается от минимума кривой №3, а заканчивается на минимуме кривой №4).

Приведенные результаты были получены согласно положениям [43] при условии, что кинематические зазоры в парах башмак – проводник и величина захода боковых граней предохранительных башмаков лежат в нормативных пределах и при расчетах могут считаться постоянными, равными максимальным нормированным значениям. При длительной эксплуатации происходит неизбежное искривление осей грузоподъемных отделений стволов. Это приводит к появлению участков уширения и сужения колеи, изменяет кинематические зазоры в парах башмак – проводник.

Как показывают многочисленные специализированные обследования армировок вертикальных стволов [53-58], не смотря на то, что зазоры можно регулировать за счет толщины сменных вкладышей и поддерживать их на уровне, нормированном [26, 27] (15 – 23 мм на сторону, или 30 – 46 мм суммарного зазора), значительные искривления проводников приводят к тому, что с целью предотвращения затирания сосуда на участках сужения служба эксплуатации допускает работу с лобовым зазорами, в 1,5 – 2 раза превышающими нормированные значения. В этом случае значительно (причем по гармоническому закону с частотой лобовых колебаний) изменяется величина захода боковых граней башмаков скольжения на рабочие поверхности проводников, меняется площадь бокового контакта и мгновенная координата точки приложения распределенной контактной нагрузки. Это приводит к синхронному циклическому изменению динамических напряжений в проводниках и расстрелах армировки, условий обеспечения динамической устойчивости движения подъемных сосудов.

Выводы:

1. Использование в качестве шахтных проводников квадратного проката с толщинами стенок, превышающими проектные, в процессе эксплуатации вносит существенные изменения в динамические деформационно-прочностные характеристики армировки и требует проведения специальной динамической оценки работоспособности систем «сосуд – армировка».

2. Проводники, с более толстыми при установке в процессе эксплуатационных ремонтов стенками, чем проектные, к моменту износа до уровня остаточной толщины стенок, равной предельно допустимой для проектных проводников, в силу большего износа внешних рабочих поверхностей имеют меньшие прочностные характеристики, чем проектные.

3. При проведении специализированных обследований технического состояния коробчатых проводников кроме нормированного в ЕПБ и ПБ измерений остаточной толщины стенок проводников согласно Методике института им. М.М.Федорова, необходимо проводить синхронные измерения их остаточных внешних размеров, которые должны использоваться в виде исходных данных при динамических расчетах и оценке безопасности систем «сосуд – армировка».

4. При выполнении динамического расчета в процессе обследования ствола на стадии длительной эксплуатации необходимо в исходных данных учитывать фактическую переменность плеча приложения боковой силы от предохранительного башмака к рабочей поверхности проводника, вызванную уве-

личением суммарного лобового кинематического зазора в процессе износа, искривлением осей проводников, уширением колеи.

4.6. Исследование условий выхода сосудов из зацепления с проводниками, имеющими скругленные ребра

В данном разделе изложены результаты, полученные совместно с Соломенцевым К.А. и Дубининым М.В.

Положение сосуда в столе относительно проводников определяется рядом нормативных параметров прописанных в ПБ (ЕПБ) (минимальный зазор между крайними выступающими частями скипа и армировкой, суммарный зазор между трущимися поверхностями башмака и проводника и т.д.). Однако, при двухстороннем расположении проводников (башмаки применяются открытого типа) все проводники жесткой армировки, будь-то рельс или короб (рис. 4.38б, рис. 4.38в), имеют скругленные углы (радиусом $R=20-30$ мм), либо так называемую «фаску» на двух из четырех граней проводника (если проводник коробчатого сечения изготовлен из уголка, рис. 4.38а), что может привести к выходу сосуда из зацепления, если заход башмака на проводник (перекрытие) недостаточен. Такого норматива нет в действующих нормативных документах.

Данная ситуация вызывает необходимость проведения исследований влияния параметров формы поперечного сечения проводника на величину минимально допустимого перекрытия боковыми гранями башмаков боковых плоскостей проводника по критерию невыхода подъемного сосуда из зацепления в зависимости от действующих динамических нагрузок.

Исследования проведем на примере системы «сосуд-армировка» со скипом типа СН 7-185-1,1, движущегося по проводникам жесткой армировки коробчатого сечения $180 \times 180 \times 16$ мм с радиусом закругления ребер 26 мм, глубина зева башмака 110 мм, расстрелы – двутавровые балки № 30, шаг армировки 4168 мм.

Прежде всего, необходимо определить какой из башмаков подъемного сосуда при колебаниях в боковой плоскости является наиболее нагруженным и находится в ситуации наиболее вероятного выхода из зацепления для конкретной системы «сосуд-армировка» считая, что равнодействующая сил инерции сосуда в боковом направлении плоскости проводников приложена в его центре масс.

Решение задачи проведем методом конечно-элементного моделирования. Расчетная схема и твердотельная модель системы показаны на рис. 4.39.

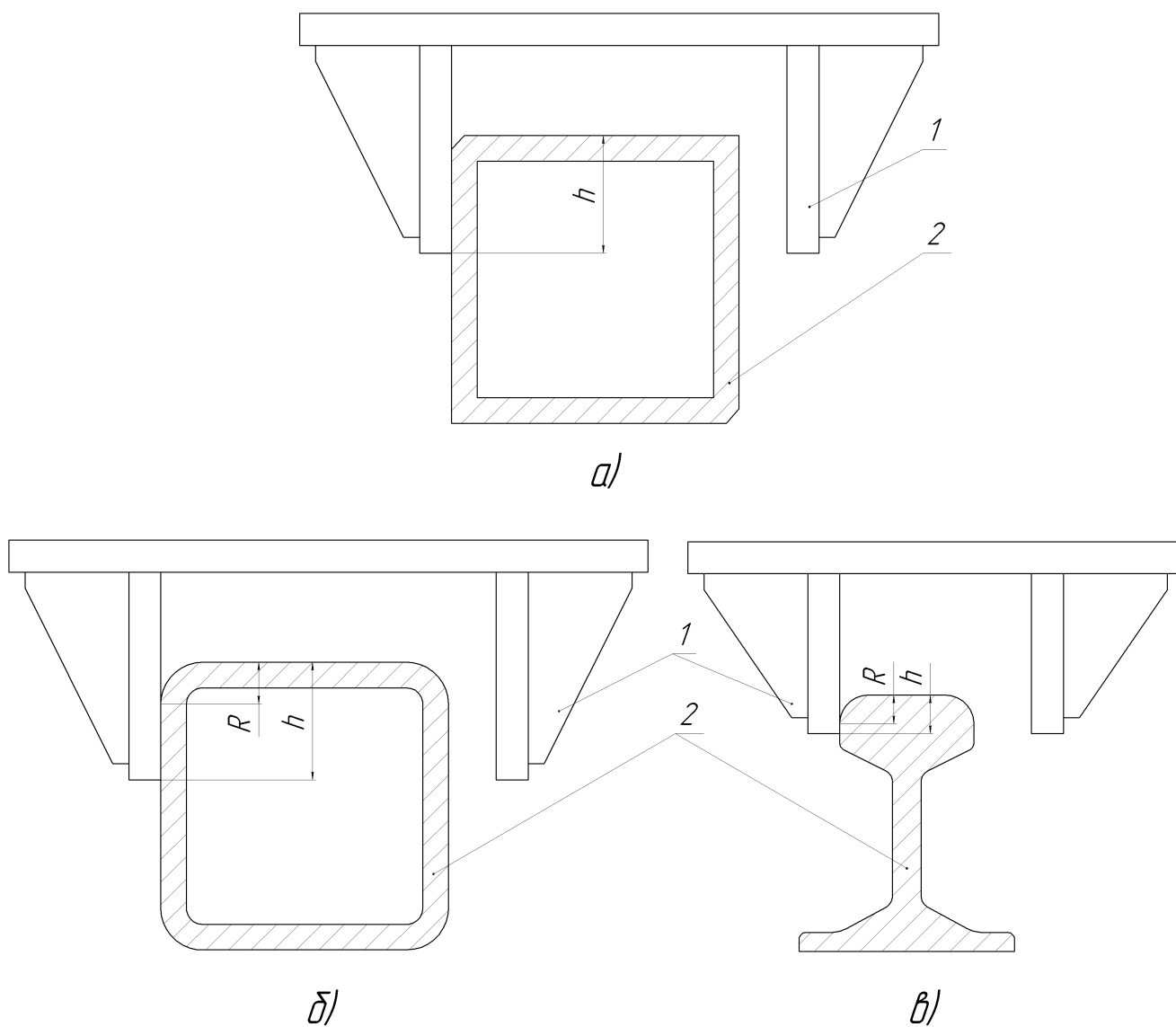


Рис. 4.38 Схема взаимодействия башмаков открытого типа с проводниками, имеющими скругленные ребра:

1 – направляющее устройство сосуда (башмак);

2 – проводник;

R – радиус закругления ребер проводника;

h – перекрытие проводника башмаком

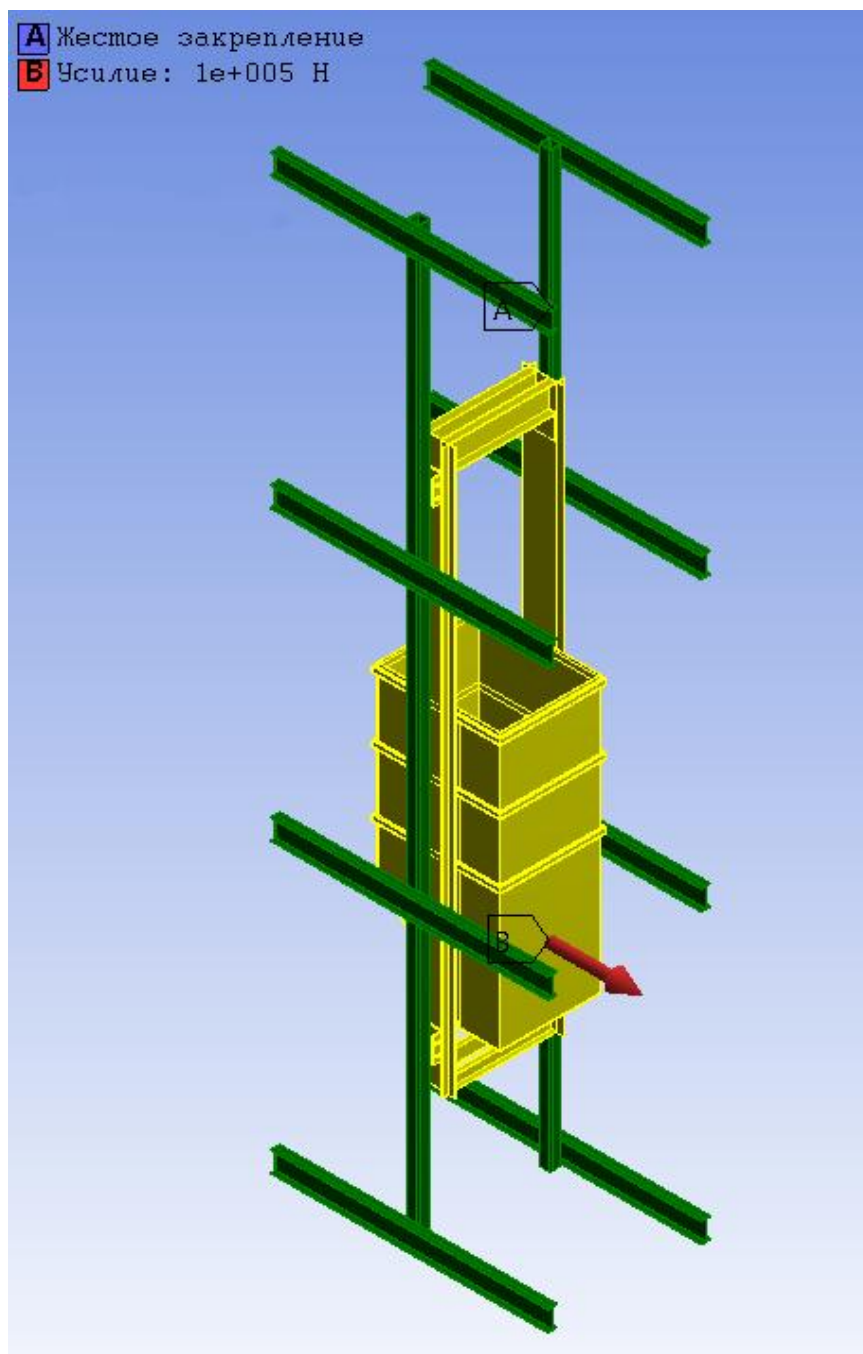
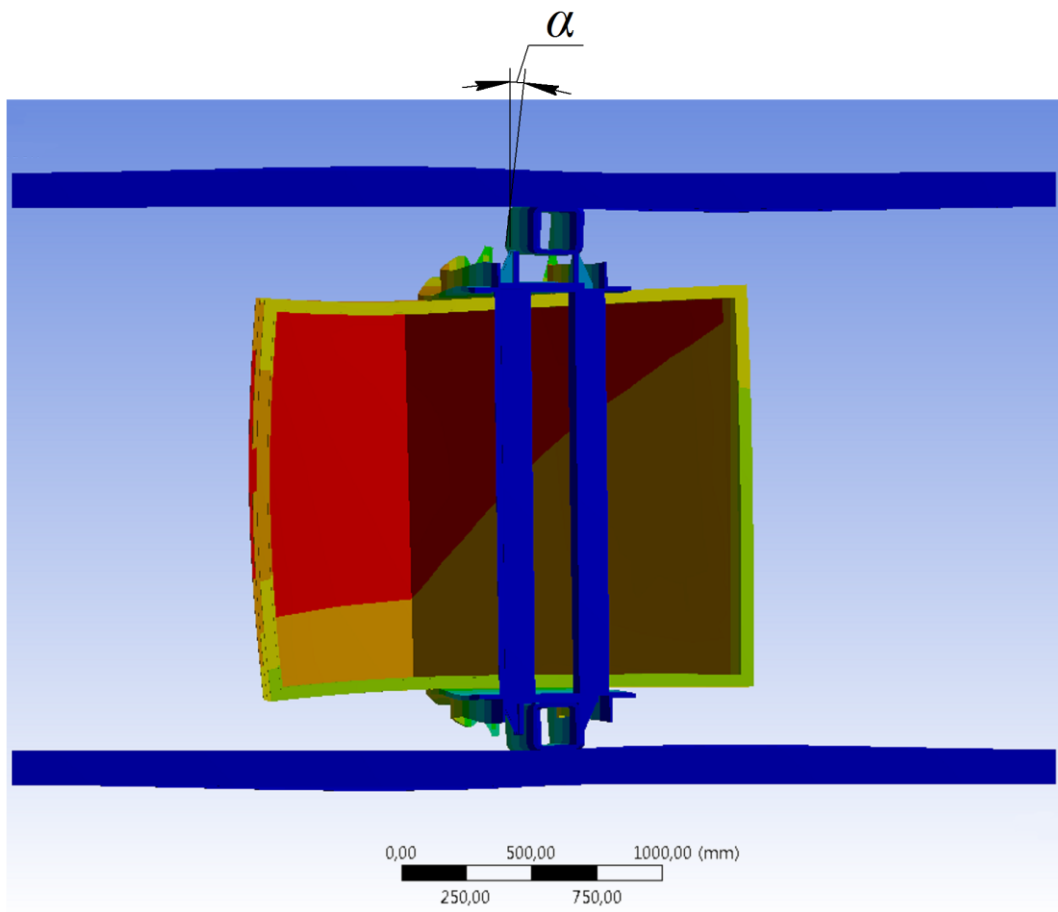
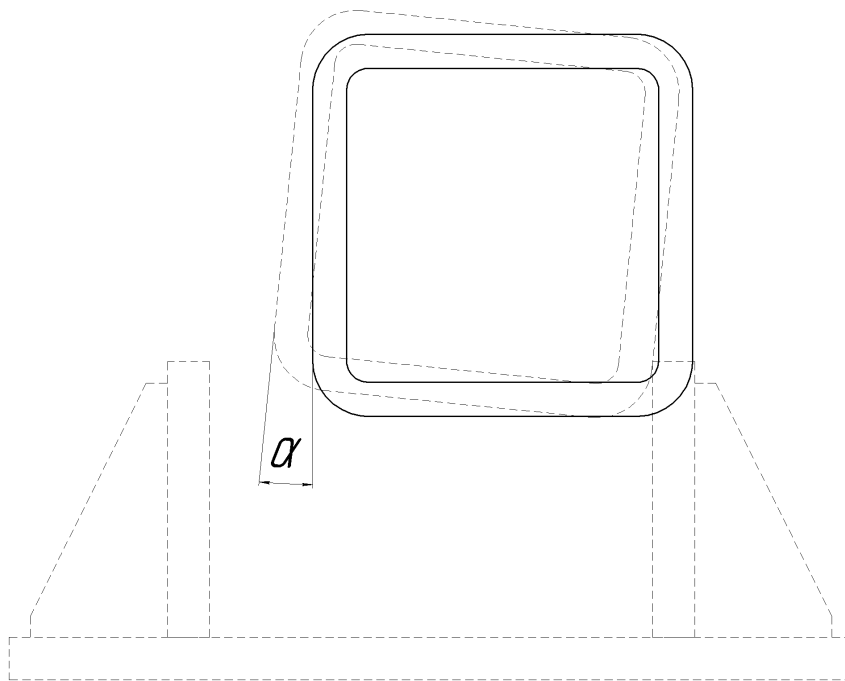


Рис. 4.39. Расчетная схема и твердотельная модель системы «скип – башмаки - проводники»

Полученные результаты показали, что наиболее нагруженным узлом (~ 37 % от суммарной нагрузки на все башмаки) является район нижнего «соскальзывающего» башмака, так как размер перекрытия проводника этим башмаком является наименьшим, а центр масс груза смещен к нижнему поясу. В последующем расчете по определению максимально допустимой боковой нагрузки и минимально допустимого перекрытия башмаком проводника по критерию выхода из зацепления усилие будет прикладываться в вышеуказанный башмак. Расчетная схема системы (вид сверху) приведена на рисунке 4.40.



а)



б)

Рис. 4.40. Расчетная схема (вид сверху) для определения минимально допустимой величины перекрытия проводника башмаком: (а) – твердотельная модель, (б) – кинематическая схема деформирования проводника.

На рис. 4.41 показана расчетная схема (косоугольная проекция) системы «башмак-проводник» из рис. 4.39 в положении полного прижатия сосуда к правому проводнику.

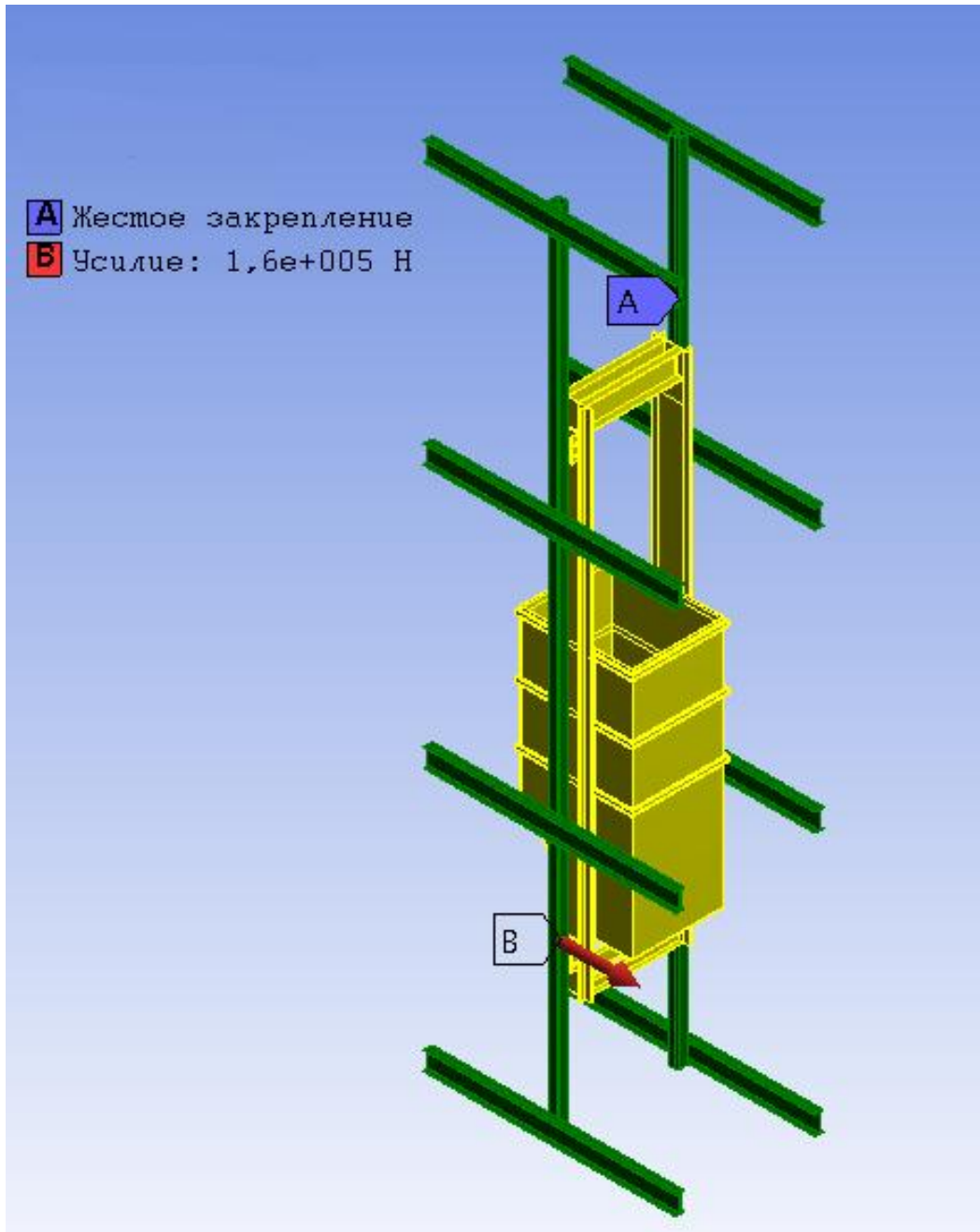


Рисунок 4.41. Расчетная схема по определению минимальной величины перекрытия проводника башмаком.

На рис. 4.41 показан характер деформаций армировки и сосуда под действием приложенной силы 160 кН в масштабе 30/1.

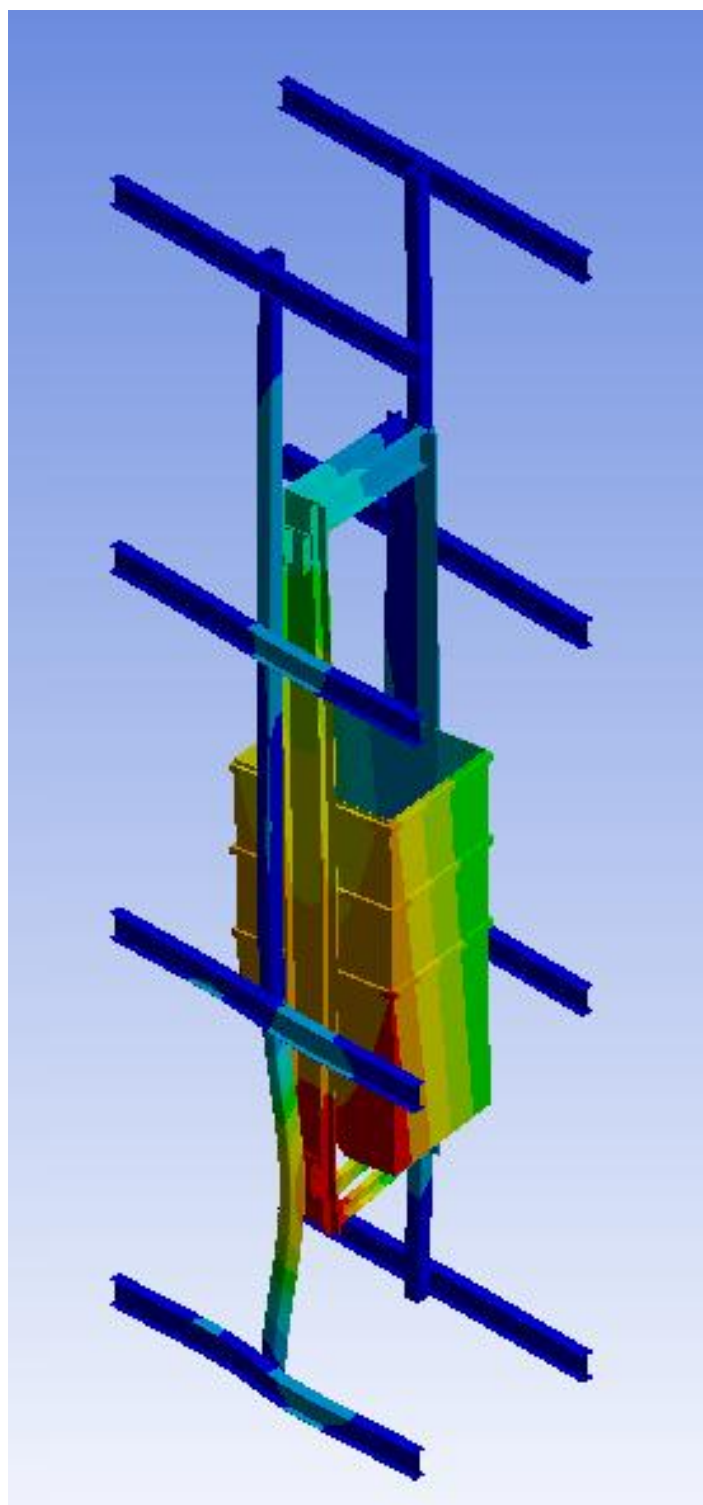


Рис. 4.42. Деформации армировки и сосуда под действием боковой силы 160 кН в масштабе 30/1

Расчет деформаций скипа и армировки показал, что на верхнем башмаке в лобовом направлении так же происходит значительное отклонение проводника (3 мм). Это говорит о том, что в данном случае велика вероятность выхода из колеи также и верхнего башмака.

На рис. 4.43 показана система «башмак-проводник» в деформированном состоянии предельного зацепления перед выходом сосуда из колеи в пролете между ярусами.

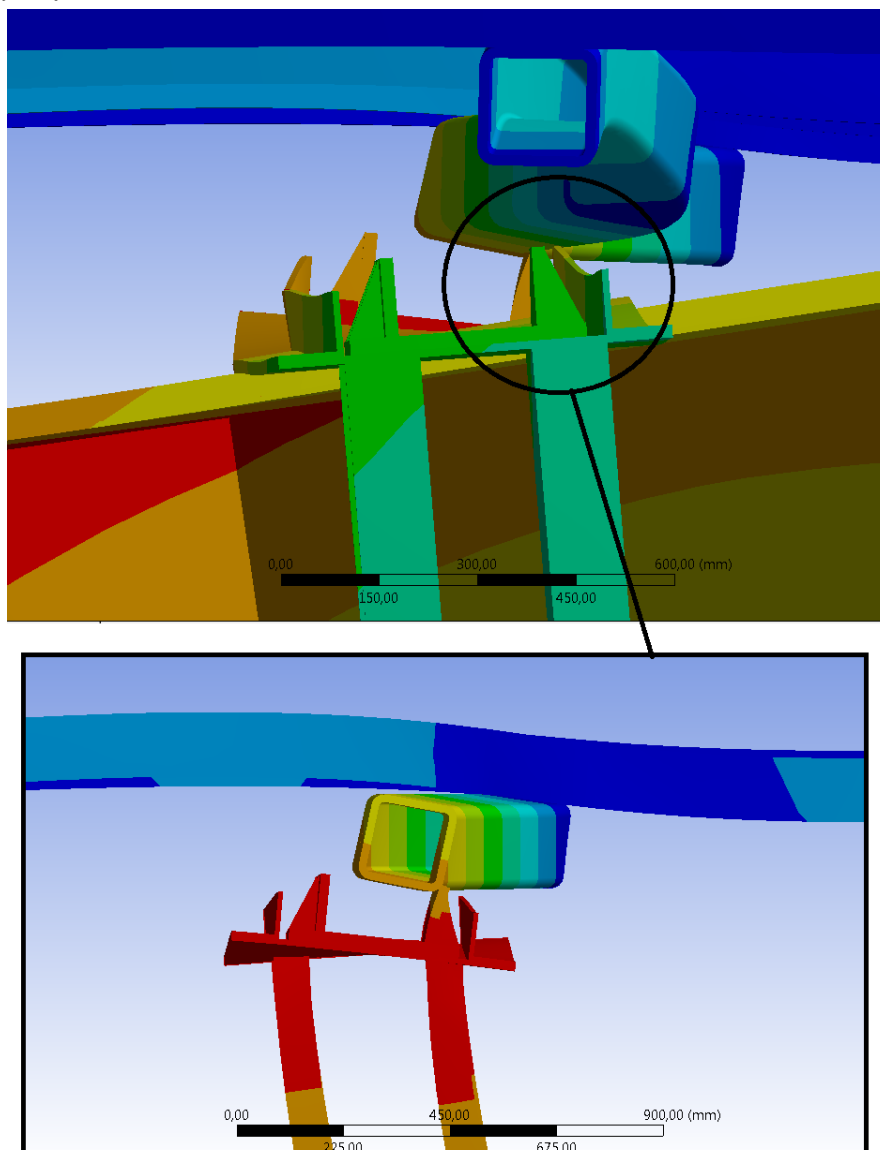


Рис.4.43. Система «башмак-проводник» в состоянии предельного зацепления

Видно, что проводник получил значительный изгиб в боковой плоскости и поворот вокруг вертикальной оси. На графике рис. 4.44 показана зависимость между боковым усилием в паре «башмак - проводник» и размером перекрытия проводника башмаком в предельном состоянии выскальзывания башмака.

Область зацепления плоских граней башмаков с проводниками ($h-R$) обозначена серым цветом. Полученные результаты показывают, что в рассмотренной системе «сосуд-армировка» для исключения возможности выскальзывания башмака из колеи минимальный заход башмака на проводник (перекрытие) должен быть не меньше суммы радиуса закругления граней

проводника и области зацепления, размер которой зависит от величины фактической боковой динамической нагрузки (граница области серого цвета).



Рис. 4.44. График, определяющий зависимость между боковой нагрузкой и минимально допустимым зацеплением башмаком проводника по критерию выхода из зацепления

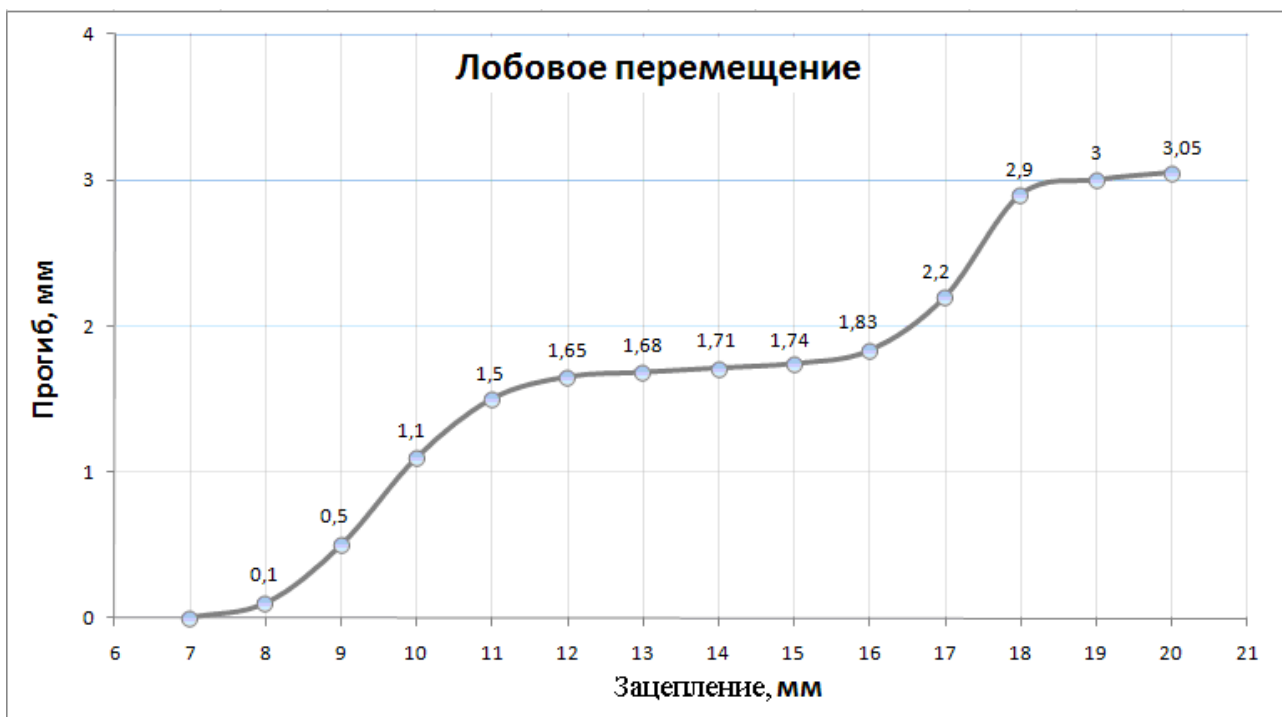


Рис. 4.45. График зависимости лобового прогиба проводника в состоянии соскальзывания от первоначального перекрытия при силе из графика рис. 4.44 для каждой величины перекрытия



Рис. 4.46. График зависимости бокового прогиба проводника в состоянии соскальзывания от первоначального зацепления при силе из графика рис. 4.44 для каждой величины перекрытия.

Для режимов взаимодействия с нагрузками до 25 кН область необходимого зацепления лежит выше 10 мм и должна быть не менее 12 мм (минимально допустимая величина перекрытия равна 26 мм + 12 мм = 39 мм). Для нагрузок до 40 кН область зацепления должна быть не менее 15 мм (минимально допустимая величина перекрытия равна 26 мм + 15 мм = 41 мм).

При максимальном приложенном в расчете боковом усилии 160 кН, максимальное перемещение проводника в боковом направлении составило 11,1 мм, максимальное перемещение проводника в лобовом направлении составило 3,05 мм, а угол поворота проводника относительно своей оси (рис. 4) $\alpha = 0^{\circ}25'54''$.

Из графика на рис. 4.45 видно, что процесс «выскальзывания» башмака из колеи проводников под действием бокового усилия вызывает так же дополнительный лобовой прогиб и уширение колеи. Величина этого прогиба незначительная по сравнению с общим уширением колеи за счет искривлений проводников и лобовых динамических нагрузок. Для рабочего диапазона боковых нагрузок она не превышает 1,5 мм...2,5мм. В то же время боковой прогиб проводника превышает лобовой до 3-х раз. За счет этого и создаются геометрические условия размыкания силовой связи башмака с проводником.

Как показали проводимые авторами специализированные обследования стволов достаточно часто встречаются случаи, когда инструментальными съемками профиля проводников станцией СИ-4 регистрируются существенные нарушения вертикальности профиля проводников с отклонениями проводников на смежных ярусах превышающих требования нормативных документов, а

также регистрируются «знакопеременные смещения центра колеи» от оси движения сосудов, при этом сосуд совершает пространственные колебания в горизонтальной плоскости и повороты вокруг своих горизонтальных и вертикальной осей инерции. В зависимости от изменения этих параметров по глубине ствола колебания сосуда носят ударно-циклический характер, создавая потенциальную опасность для прочности армировки и создают риск выхода башмаков из колеи.

Согласно действующей нормативной документации на стадии эксплуатации допускается сужение колеи на -8 мм и уширение на $+24$ мм и динамического прогиба проводника $+45$ мм. Однако, фактическое состояние взаимного расположения проводников в горизонтальной и вертикальной плоскостях, применение проводников со скругленными ребрами, эксплуатация с завышенными лобовыми зазорами, высокий уровень динамических горизонтальных нагрузок диктует необходимость более точного учета величины динамического изгиба проводников и уширения колеи, вызванного пространственным искривлением проводников.

При ударно-циклическом взаимодействии сосуда с проводниками параметр, который отвечает за возможность выхода башмаков из зацепления можно назвать «динамической шириной колеи». Он равен сумме статической ширины колеи, которая определяется маркшейдерской съемкой станциями типа СИ-4 на момент обследования, и мгновенного значения лобового динамического прогиба проводника под действием эксплуатационной нагрузки, который является случайной величиной и меняется от цикла к циклу.

Для разработки математической модели, позволяющей определить и оценить фактические параметры зацепления башмаков с проводниками в промышленных условиях конкретного ствола, рассмотрим кинематическую схему на рис. 4.47. На чертеже все параметры имеют два значения: «статическое и динамическое» (на чертеже не выделены, кроме статической ширины колеи L_{cm}) и относятся к i -му ярусу армировки. Из рисунка видно, что справедливы следующие кинематические соотношения:

$$\begin{aligned} \delta_i^\partial &= Z - \Delta_i^\partial - R; & h_i^\partial &= \delta_i^\partial + R; & L_i^\partial &= L_i^{cm} + f_i^\partial; \\ h_i^\partial &= Z - \Delta_i^\partial & \Delta_i^\partial &= \Delta_i^{cm} + f_i^\partial; & Hc &= L_{cm} - \Delta_0^{cm}, \end{aligned} \quad (4.32)$$

где i – номер яруса армировки в стволе; δ_i^∂ - динамическое «зацепление» - параметр, равный величине области пересечения (перекрытия) плоских частей поверхностей проводника и башмака; h_i^∂ - «перекрытие», параметр, равный величине области пересечения боковой грани проводника и башмака (расстояние от лобовой поверхности проводника до наиболее удаленного ребра боковой стенки башмака); Z – величина зева башмака; R – радиус скругления ребер проводника; Hc - ширина сосуда на верхнем/нижнем поясе, на котором находится

башмак с наибольшей степенью риска выхода из зацепления (расстояние между противоположными лобовыми гранями башмаков на том поясе, для которого проводится расчет зацепления); f_i^δ - мгновенный динамический прогиб проводника при лобовом ударе башмаком (параметр, определяемый путем деформационно-прочностных расчетов по результатам аппаратурных динамических испытаний и измерений износа элементов армировки); L_i^{cm} - статическая ширина колеи проводников (параметр, определяемый при маркшейдерской профилировке проводников); L_i^δ - динамическая ширина колеи (фактическая мгновенная ширина колеи при ударе с учетом динамического прогиба проводника); Δ_i^{cm} - статический суммарный лобовой кинематический зазор (Δ_0^{cm} определяется на 0-й отметке путем прямых измерений и по глубине ствола рассчитывается через ширину колеи и ширину подъемного сосуда на том поясе, для которого проводится расчет зацепления); Δ_i^δ - динамический суммарный лобовой кинематический зазор;

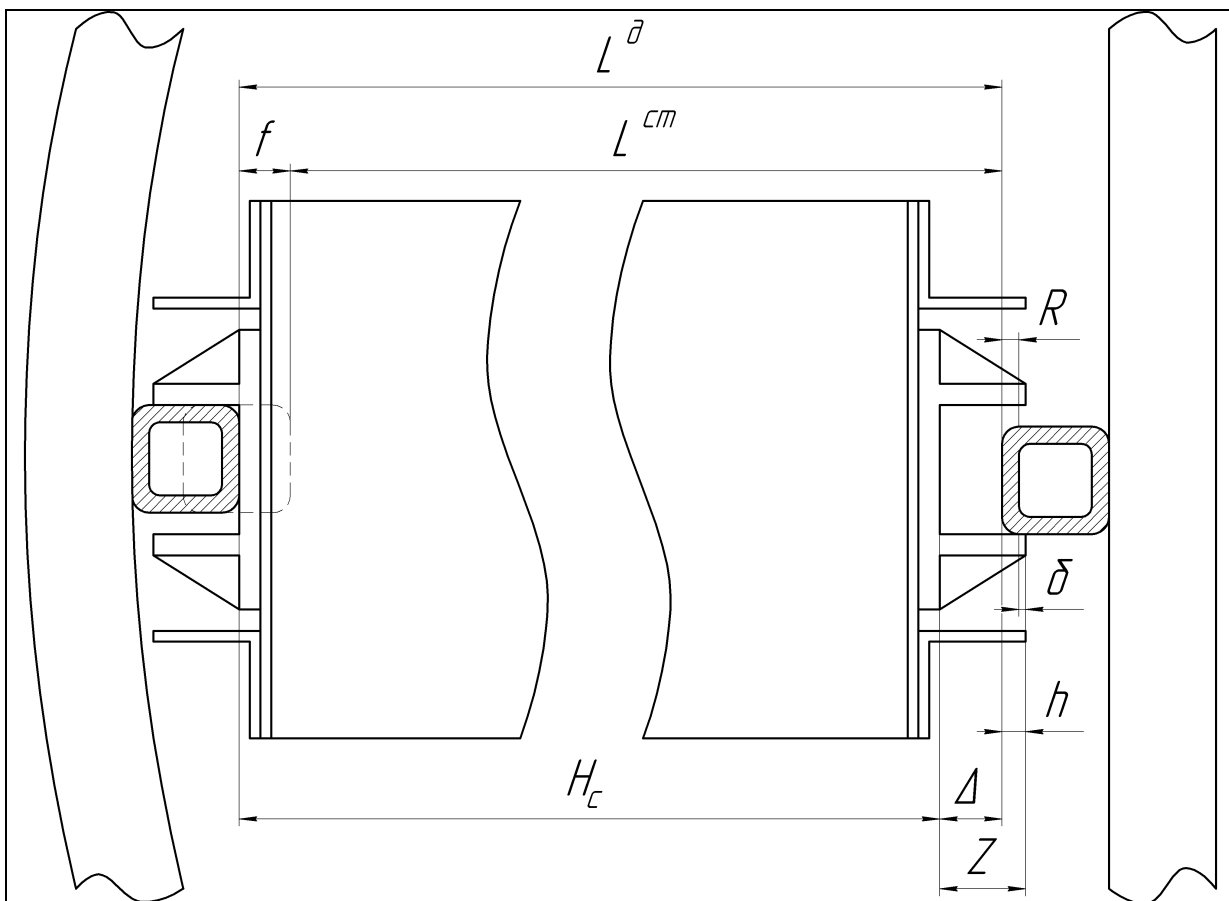


Рис. 4.47. Кинематическая схема взаимодействия башмаков с проводниками

После выполнения необходимых преобразований получим выражение для расчета поярусных значений динамического зацепления δ_i^d для каждого из башмаков.

$$\delta_i^d = Z - R - f_i^d - L_i^{cm} + L_0^{cm} - \Delta_0^{cm} \quad (4.33)$$

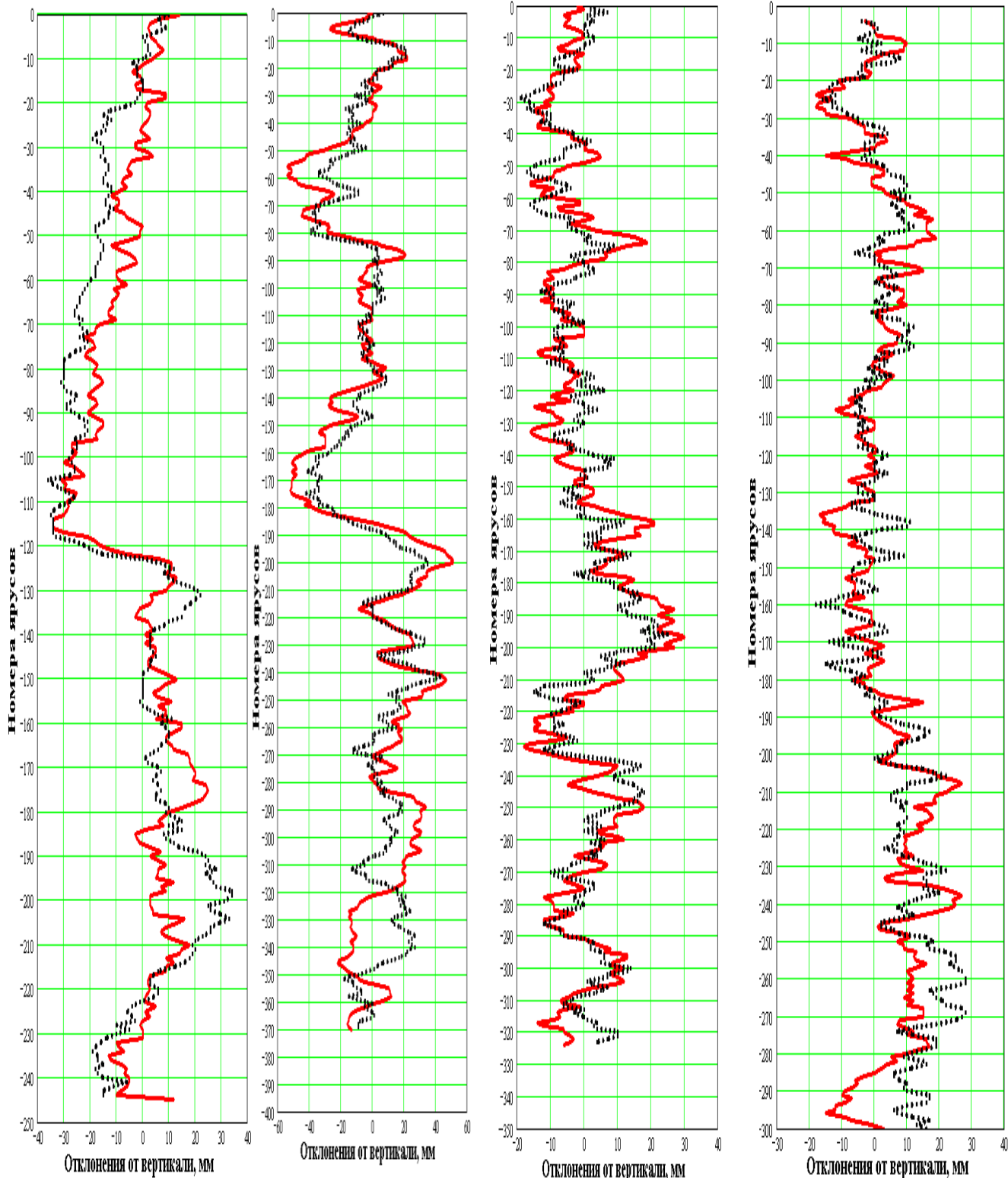
Все параметры, входящие в правую часть определяются путем аппаратных измерений при специализированных обследованиях.

На рис. 4.48 приведены графики профилей проводников некоторых основных рудоподъемных стволов после 40-50 лет эксплуатации. Из них видно, что, не смотря на то, что стволы находятся в разных горно-геологических условиях, во всех случаях проводники имеют локальные участки, на которых абсолютные отклонения от вертикали на протяжении 3...5 или 7...10 ярусов имеют знакопеременный характер и достигают по амплитуде 40-60 мм и более.

На рис. 4.49 приведены сводные графики лобовых профилей пары проводников скипового отделения и динамических нагрузок на армировку в развертке по времени движения в цикле. Участки отклонений проводников в разные стороны соответствуют уширению колеи, одного знака – сужению. Видно, что пиковые значения нагрузок, как правило, приурочены к участкам проводников резкими изгибами на коротких участках на фоне плавной средней линии профиля.

Иллюстрацию применения приведенной методики анализа зацепления выполним на примере скипового отделения одного из рудоподъемных стволов. Исходные данные для расчета получены при проведении специализированного обследования ствола Лабораторией диагностики ШПУ ИГТМ НАН Украины в рамках работы специальной Комиссии анализа состояния стволов Госгорпромнадзора Украины (КАСС).

Параметры системы «сосуд-армировка»: снаряженная масса скипа 40 т; номинальная ширина колеи: 1761 мм; глубина зева башмаков 90 мм; радиус скругления ребер проводников 30 мм. Лобовые кинематические зазоры на сторону на уровне базовой отметки до 26 мм.



— проводник 1
 проводник 2

— проводник 3
 проводник 4

— проводник 5
 проводник 6

— проводник 2
 проводник 1

ЗАО «ЗЖРК», GS-1, породное скиповое отделение

Сухая Балка, «Юбилейный», восточное скиповое отделение

КЖРК, «Заря», восточное скиповое отделение

КЖРК, «Гвардейская-Южная», восточное скиповое отделение

Рис. 4.48 Абсолютные профили проводников

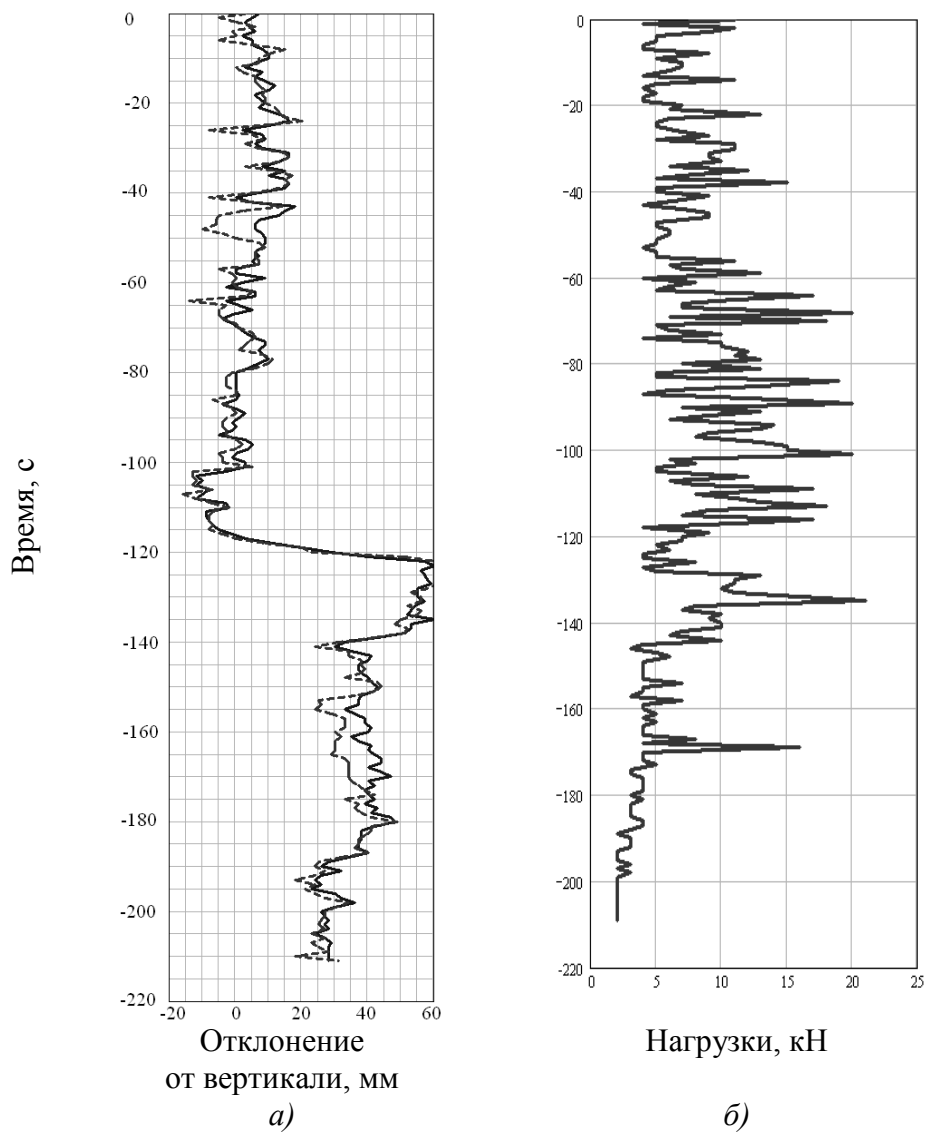


Рис. 4.49. Сводный график геометрических и динамических параметров системы «скип - армировка» южного скипа в стволе ГС–2
а) лобовых профилей проводников (без разнесения на ширину скипа):
б) контактных нагрузок при подъеме груженого скипа

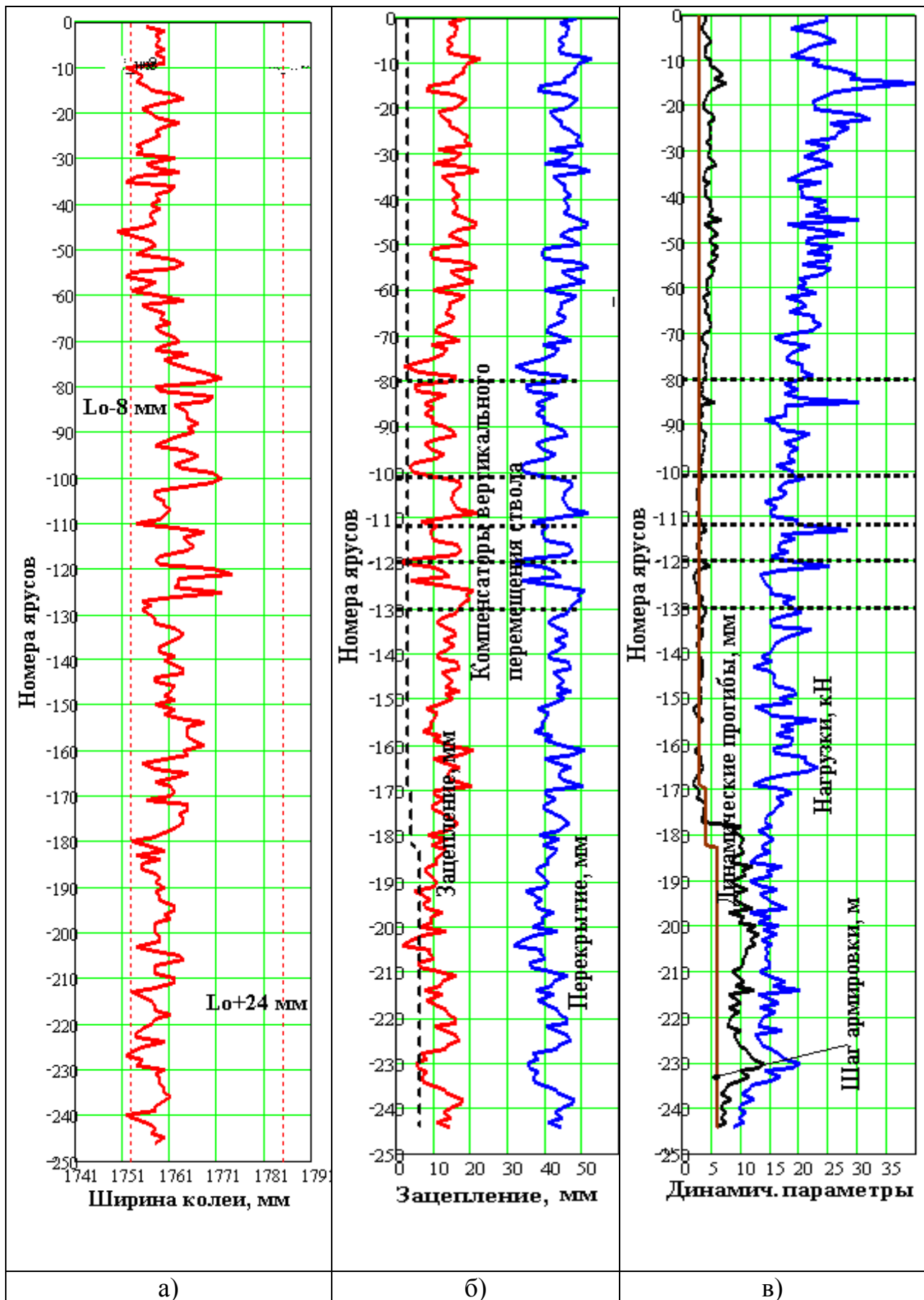


Рис. 4.50. Геометрические и динамические параметры системы «сосуд-армирование» рудоподъемного ствола

Полученные результаты показывают, что при неизменном уровне динамических нагрузок (динамической ширины колеи) риск выхода сосуда из зацепления растет пропорционально лобовому износу вкладышей башмаков и проводников, который приводит к увеличению лобового суммарного зазора и уменьшению области перекрытия боковых поверхностей проводника стенками башмака. Поэтому для определения возможности выхода сосуда из колеи необходимо путем специализированных обследований выполнить следующие мероприятия:

- на базовой отметке ствола измерить фактические лобовые зазоры, глубину зева башмаков и ширину колеи;

- методом динамических испытаний и деформационно-прочностных расчетов на каждом ярусе определить фактические лобовые и боковые нагрузки, рассчитать динамический лобовой прогиб;

- используя данные маркшейдерской съемки и динамических прогибов, рассчитать поярусные значения динамической ширины колеи, поярусные значения суммарных динамических лобовых зазоров для каждой пары противостоящих башмаков на верхнем и нижнем поясах сосуда;

- рассчитать поярусные значения «перекрытия» и «зацепления» (рис. 4.47);

- для обследуемой системы «сосуд-армировка» выполнить расчеты и построить зависимость, аналогичную зависимости на рис. 4.44;

- сравнить полученные при динамических измерениях поярусные значения максимальных боковых нагрузок и значения фактического зацепления. Если на каком-либо пролете между ярусами фактические значения боковых нагрузок для соответствующего значения зацепления, окажутся выше предельно допустимых по рис. 4.44, разработать рекомендации по приведению в соответствие статической и динамической ширины колеи, суммарного лобового зазора, динамических нагрузок в лобовой и боковой плоскостях.

Выводы.

1. Опасность выхода сосуда из зацепления с проводниками, имеющими скругленные ребра, в зависимости от геометрической формы поперечного сечения проводника (радиуса скругления) и действующей горизонтальной нагрузки, может наступить при гораздо меньших динамических прогибах, чем значение 45 мм, нормированное в ПБ (ЕПБ) для угольных и рудоподъемных стволов.

2. Параметры безопасной эксплуатации систем «подъемный сосуд - армировка» с проводниками, имеющими скругленные ребра, необходимо определять путем индивидуального расчета допустимых значений деформаций армировки в зависимости от фактических контактных нагрузок, параметров формы сечения и профилей проводников, глубины зева башмаков, определенных с применением аппаратурных методов контроля при проведении специализированных обследований.

4.7. Обоснование параметров реконструкции армировки с использованием проводников усиленной конструкции

Материалы данного раздела разработаны совместно с авторами работы [59] Соломенцевым К.А. и Василькевичем В.И. Традиционно, на подавляющем большинстве отечественных горнодобывающих предприятий в качестве коробчатых проводников жесткой армировки применяются в основном сварные коробчатые балки квадратного либо прямоугольного сечения (рис. 4.51.). Основным недостатком такой конструкции является неодинаковая концентрация материала по углам поперечного сечения проводника. Сварные швы имеют пониженную пластичность, что приводит к резкому снижению коэффициента механической стабильности на участках сварного шва. Поскольку наблюдается предрасположенность металла к хрупкости, то в рассматриваемых участках систематически возникают угловые продольные трещины, ослабляющие поперечное сечение проводника.

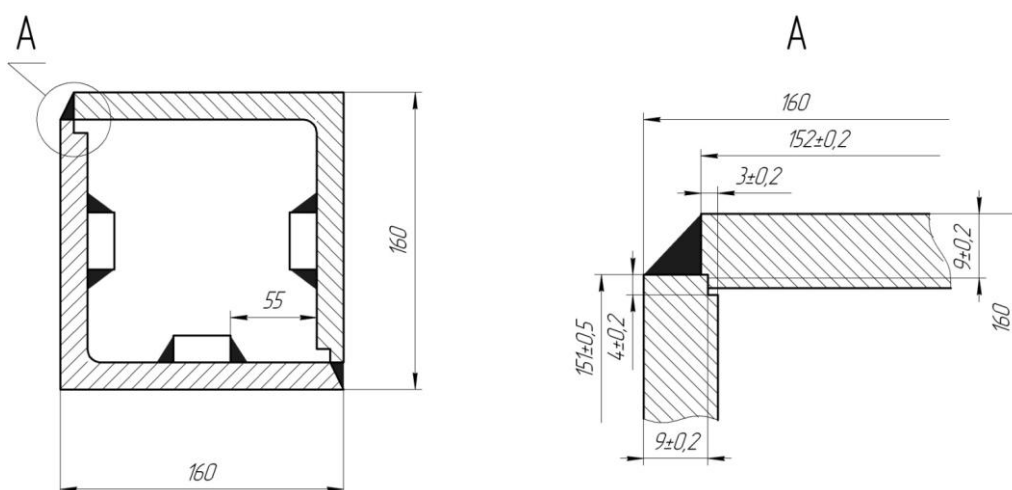


Рис. 4.51. Проводник коробчатый (типовой проект института «Гипрошахт»)

Такая конструкция имеет ослабление двух угловых сварных участков поперечного сечения проводника, расположенных по диагонали, а на двух других диагонально расположенных участках концентрация материала увеличена, что приводит к повышению их прочности. Это значит, что по периметру поперечного сечения проводника, находятся разножесткие участки. Разножесткость участков создает условия, способствующие снижению усталостной прочности всего поперечного сечения коробчатого проводника и вызывает его ускоренное разрушение при возрастании знакопеременных динамических нагрузок. Кроме того, на стадии зарождения дефекта она существенно влияет на динамические составляющие при работе системы «сосуд-армировка».

Современные средства производства позволяют изготовить цельнокатаный проводник прямоугольного (квадратного) сечения [60]. Основным достоинством такого проводника является совершенствование конструкции за счет упразднения продольных сварных швов, расположенных по условиям прочности в критической зоне, и равномерного распределения материала по периметру

поперечного сечения коробчатого проводника. Таким образом, при действии горизонтальной подвижной нагрузки за счет снижения напряжений в плоскости поперечного сечения коробчатого проводника достигается существенное повышение его поперечной жесткости – до 30%. Эта задача решается за счет того, что в коробчатом проводнике, включающем вертикальную полую направляющую трубу и опоры, направляющая труба выполнена цельной с постоянным квадратным сечением по периметру и внешним радиусом закругленных углов 30...50 мм.

Применение цельнокатаных проводников вместо сварных является перспективным, за счет увеличения толщины и износостойкости стенок. В результате этого срок эксплуатации проводников значительно увеличится, снижается время ремонтных работ, проводимых в стволе.

Наряду с вышеуказанным преимуществом цельнокатаного проводника наличие значительного радиуса закругления на углах является и его главным недостатком, так как приводит к возникновению двух физических процессов. Первый процесс возникает в стволах с повышенным уширением колеи, которое приводит к частичному периодическому выходу резиновых направляющих катков за плоскую часть боковой поверхности проводника (с частотой колебаний в лобовой плоскости). Это приводит к периодическому изменению боковой опорной жесткости направляющих с массивным резиновым катком, жестко закрепленным на корпусе сосуда и опасностью возникновения параметрического возбуждения системы резонансного типа [61, 62]. Второй процесс связан с уменьшением эффективной площади перекрытия боковых граней проводников башмаками скольжения подъемного сосуда, вследствие чего так же возрастает риск выхода сосуда из направляющих в условиях действия повышенных динамических нагрузок и прогибов проводников.

Вопрос определения допустимых статических искривлений проводников традиционной конструкции при взаимодействии с направляющими скольжения подъемного сосуда рассматривался в статье [52]. Рассмотрим случай динамического взаимодействия подъемного сосуда с двумя противостоящими коробчатыми проводниками традиционного сечения и проводниками, имеющими закругление боковых ребер.

Кинематическое взаимодействие подъемного сосуда с армировкой ствола при двухстороннем расположении проводников всех типов относительно сосуда требуют одновременного выполнения двух условий:

– обеспечение гарантированного зазора между направляющими скольжения сосуда и расстрелами или элементами крепления проводника (зажимными скобами, упорами и т.п.);

– обеспечение гарантированного перекрытия боковых поверхностей проводника контактирующими с ними поверхностями направляющих скольжения.

Невыполнение какого-либо из этих условий может привести либо к контакту жестких направляющих с расстрелами или элементами крепления проводни-

ка, либо к потере кинематической связи движущегося сосуда с проводниками, т.е. к аварийному выходу сосуда из проводников.

Первое условие определяет износы лобовых поверхностей проводников и направляющих, а второе – износы их боковых поверхностей.

Из расчетной схемы, приведенной на рис. 4.48, первое условие запишется в виде следующего выражения:

$$\delta_{np}^l \leq H - h - \delta_{\sigma}^l - [f]$$

или

$$(\delta_{np}^l + \delta_{\sigma}^l) \leq H - h - [f] \quad (4.34)$$

где δ_{np}^l , — износ лобовой поверхности проводника; δ_{σ}^l — износ лобовой поверхности направляющего башмака скольжения; H — расстояние от лобовой поверхности нового проводника до элемента крепления проводника или расстрела, определяемое из чертежей либо непосредственными измерениями в стволе; h — первоначальная глубина зева направляющего башмака скольжения, оптимальная величина определяется расчетом; $[f]$ — гарантированный зазор между направляющим башмаком скольжения и элементами крепления проводника или расстрелом.

Второе требование запишется в виде:

$$(\delta_{np1}^l + \delta_{np2}^l) \leq h - 2\Delta_0 - \Delta_k - \delta_{\sigma}^l - \Delta_d - \Pi, \quad (4.35)$$

где $(\delta_{np1}^l + \delta_{np2}^l)$ — износ лобовых поверхностей первого и второго проводников в одном сечении ствола (например, на ярусе); Δ_0 — первоначальный зазор на сторону в паре «башмак-проводник»; Δ_k — предельное отклонение ширины колеи проводников от номинального значения; Δ_d — максимальный прогиб проводника в лобовом направлении под действием горизонтальной динамической нагрузки в точке контакта его с башмаком; Π — гарантированное перекрытие контактирующих боковых поверхностей башмака и проводника.

Неравенства (4.34) и (4.35) не учитывают радиус закругления проводника и не могут применяться для расчета цельнокатаных проводников нового типа.

В качестве примера рассмотрим вариант применения цельнокатаных проводников для параметров армировки и сосудов рудоподъемного ствола, определим допустимый динамический прогиб проводников, а по «Методике расчета жестких армировок вертикальных стволов шахт» [43] найдем максимально допустимую скорость движения подъемного сосуда.

Как видно на рис. 4.47 радиус закругления проводника не влияет на обеспечение гарантированного зазора между направляющими скольжения сосуда и расстрелами, а неравенство (4.35) в нашем случае с учетом закругления проводников примет следующий вид:

$$(\delta_{np1}^l + \delta_{np2}^l) \leq h - 2\Delta_0 - \Delta_k - \delta_{\sigma}^l - \Delta_d - \Pi - h_3, \quad (4.36)$$

где $(\delta_{np1}^l + \delta_{np2}^l) = 0$ для новых проводников; $h = 110 \text{ мм}$ — глубина зева предохранительных башмаков скольжения при их установке для проводников прямоугольного сечения [27]; $\Delta_0 = 15 \text{ мм}$ — зазор на сторону в паре «башмак-проводник» [27]; $\delta_{\sigma}^l = 8 \text{ мм}$ — износ башмака (вкладыша башмака) [27]; $\Delta_k = 14 \text{ мм}$

– максимальное уширение колеи (рис. 4.39); Δ_D – допустимый прогиб проводника в лобовом направлении под действием горизонтальной динамической нагрузки в точке контакта его с башмаком; $\Pi=5\text{мм}$ – гарантированное перекрытие контактирующих боковых поверхностей башмака и проводника; $h_3=30\text{мм}$ – радиус закругления проводника. Из уравнения (4.34) видно, что допустимый динамический прогиб проводника напрямую зависит от значения уширения колеи и от глубины зева башмака, это наглядно изображено на рис. 4.53 и рис. 4.54.

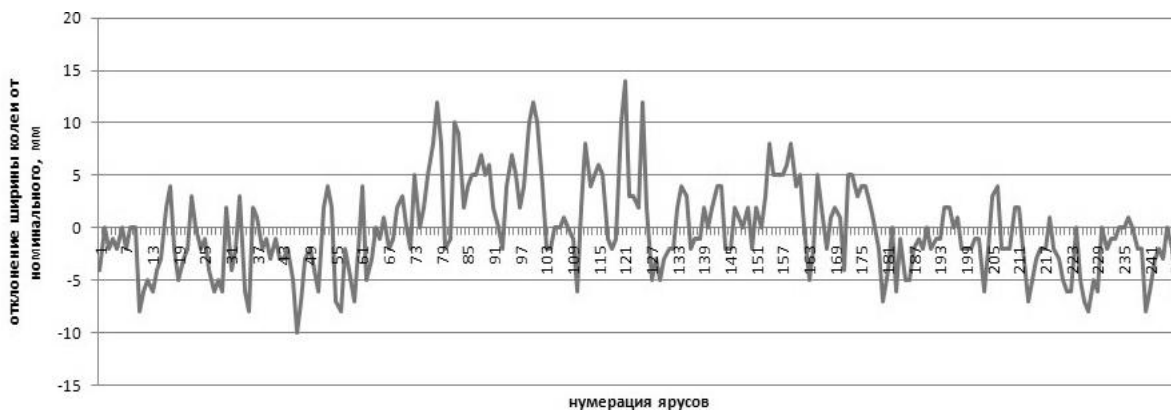


Рис. 4.52. Отклонение ширины колеи по глубине ствола

Подставляя указанные значения, получим допустимый прогиб проводника $\Delta_D=23\text{мм}$.

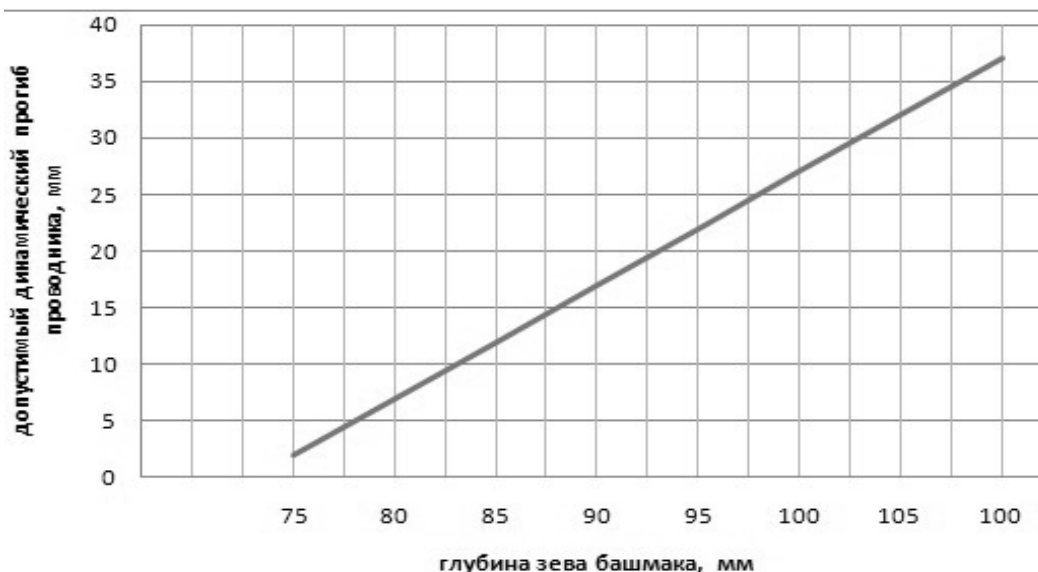


Рис. 4.53. Зависимость допустимого динамического прогиба проводника от глубины зева при неизменной ширине колеи 1760мм

Используя «Методику расчета жестких армировок вертикальных стволов шахт», получим значения предельной скорости движения подъемного сосуда по условию невыхода сосуда из направляющих от величины предельно допустимого динамического прогиба проводника при глубине зева башмака 110мм. Полученные данные отображены на рис. 4.55.

Как видно из графика на рис 4.55а, допустимая скорость движения сосуда снижается с уменьшением допустимого значения прогиба проводника. До-

пустимое значение прогиба проводника в этом случае напрямую зависит от уширения колеи, т.е. чем больше уширение колеи, тем ниже допустимое значение прогиба проводника, следовательно, ниже допустимая скорость движения сосуда. Остроугольный сварной проводник при тех же условиях имел бы запас допустимого динамического прогиба проводника больший на величину равную радиусу закругления цельнокатаного проводника, в нашем случае 30мм.

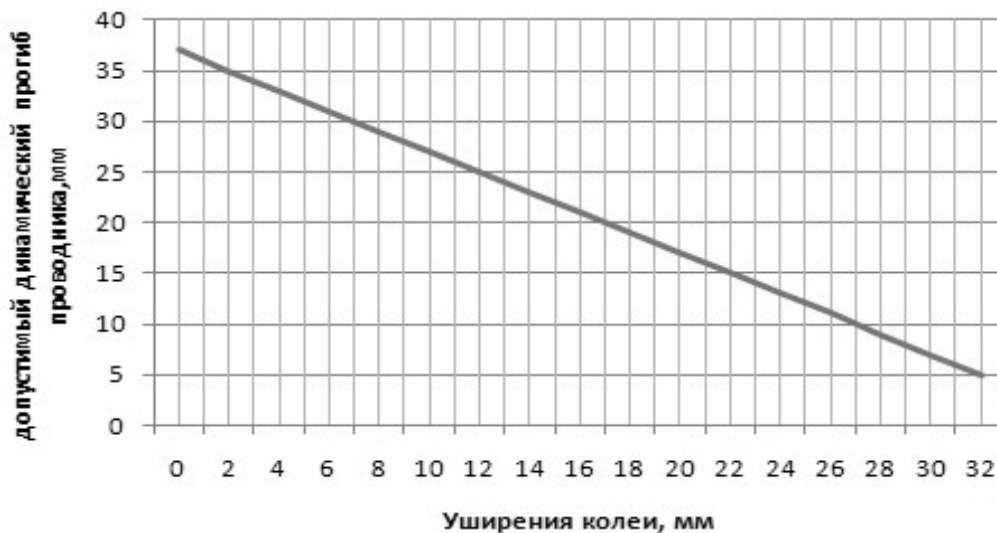
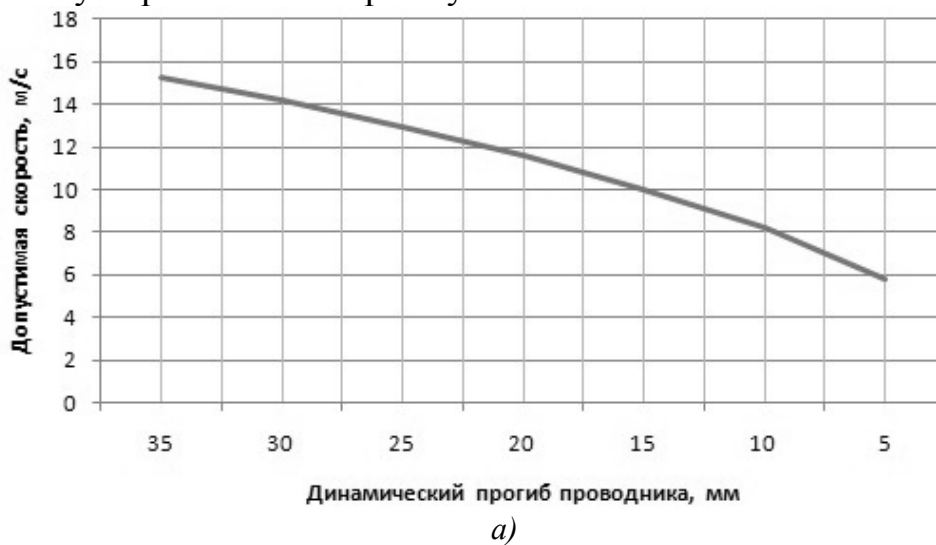


Рис. 4.54. Зависимость допустимого динамического прогиба проводника от уширения колеи при глубине зева башмака 110мм



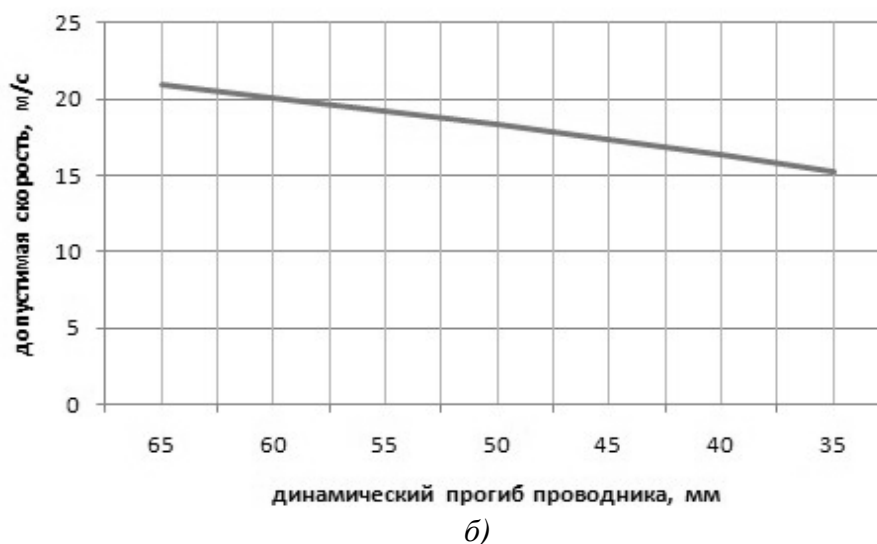


Рис. 4.55. Зависимость допустимой скорости движения сосуда по условию невыхода из направляющих от величины допустимого динамического прогиба проводника: а) при закругленном цельнокатаном проводнике; б) при остроугольном сварном проводнике

Отсюда видно, что и скорость движения сосуда из условия невыхода его из направляющих была бы большей, что показано на графике рис.4.55б. Следует отметить, что согласно «Методике расчета жестких армировок вертикальных стволов шахт» скорость по условию невыхода сосуда из направляющих является одной из пяти скоростей-критериев движения сосудов, из которых выбирается наименьшее число.

Таким образом, при применении остроугольных проводников скорость движения сосуда, как показали расчеты, была бы ограничена другой скоростью-критерием и составляла бы 14,8м/с. Но, в случае с цельнокатаными проводниками, скорость по условию невыхода сосуда из направляющих является главным ограничивающим критерием. На графике рис. 4.56 показана зависимость допустимой скорости по условию невыхода сосуда из направляющих от радиуса закругления проводников при максимальном уширении колеи 14 мм и глубине зева башмака 110 мм. Видно, что зависимость носит нелинейный характер монотонно убывающей функции.

При использовании цельнокатаных проводников, возможно увеличить скорость по условию кинематического взаимодействия сосуда с армировкой. Для этого необходимо увеличить глубину зева башмака на необходимое расчетное число, принимая во внимание неравенство (4.36), которое определяет величину глубины зева башмака при условии обеспечения гарантированного зазора между направляющими скольжения сосуда и расстрелами или элементами крепления проводника, а так же применить проводники с минимально возможным радиусом закругления ребер.

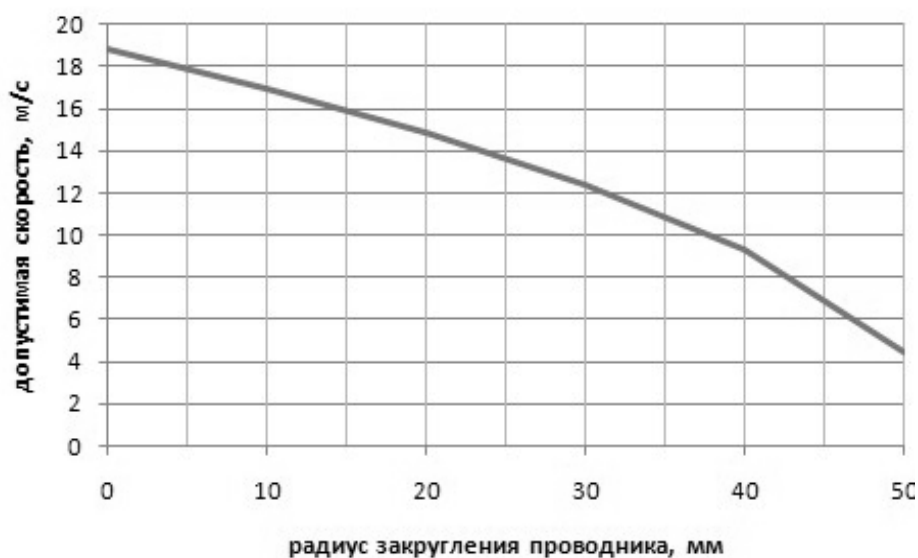


Рис.4.56. Допустимая скорость движения сосуда при различных радиусах закругления проводника с имеющимся уширением колеи 14мм

Представленные результаты показывают.

1. Для стволов, в которых по проекту ранее были заложены проводники толщиной стенки 12 мм, а потом, на стадии ремонта были поставлены проводники с более толстой стенкой, сравнение проводников по параметру *«остаточная толщина стенки»* приводит к ошибке в определении остаточного запаса прочности в сторону его неоправданного завышения, против *истинного, который должен рассчитываться по 2-м параметрам: «толщина стенки» + «внешние размеры»* проводника. *Это уменьшит риск разрушения проводника под действием рабочих нагрузок при формальном заключении о соответствии его толщины нормам.*

2. Применение более толстостенного проводника (более тяжелого, чем проектный) на стадии эксплуатации увеличивает вертикальную нагрузку на расстрелы, которые так же находятся в стадии повышенного износа, и вызывает появление дополнительной составляющей в эквивалентном напряжении в опасных сечениях (как правило, около мест крепления проводников, где действуют наибольшие горизонтальные динамические нагрузки).

3. Применение более толстостенного проводника (более жесткого на изгиб, чем проектный) приводит к увеличению общей горизонтальной динамической жесткости армировки. При сохранении прежней искривленности оси проводника (амплитуды отклонений на смежных ярусах) и скорости подъема, динамические нагрузки при взаимодействии с сосудом возрастают. Учитывая, что наиболее механически слабым звеном в армировке являются расстрелы, это приводит к повышению динамических напряжений в изношенных расстрелах, по сравнению с системой, в которой использованы более податливые тонкие проводники, так как армировка уменьшает свои амортизирующие свойства. При определенных сочетаниях параметров системы «сосуд-армировка» *это приводит к уменьшению допустимой скорости подъема по критерию прочности для расстрелов.*

Это значит, что *более жесткая армировка предъявляет более строгие требования к ограничениям на искривления проводников, чем более податливая*, на которую был рассчитан ствол при строительстве.

4. *По критерию динамической устойчивости* по отношению к параметрическому резонансу, рост амплитуды динамических нагрузок, не смотря на увеличение прочности проводников, приводит к некоторому снижению допустимой скорости подъема.

5. *По критерию зацепления* утолщенные проводники *снижают допустимую скорость* подъема только в том случае, *если они имеют закругленные ребра*. Это происходит из-за того, что на величину радиуса закругления *уменьшается область эффективного перекрытия проводника* боковыми гранями П-образных жестких башмаков скольжения. Это приводит к тому, что значительно снижается допустимая суммарная величина динамического прогиба проводников вместе с уширением колеи и величиной износа башмаков. Расчеты показывают, что *в этих случаях безопасное допустимое уширение колеи может оказаться намного меньше нормативного значения +24 мм*, особенно в условиях значительного истирания вкладышей башмаков и увеличения кинематических зазоров.

6. *Минимально допустимое перекрытие проводника* боковыми гранями П-образных жестких башмаков скольжения определяется суммарным одновременным воздействием лобовых и боковых контактных усилий на различные (противостоящие) проводники и фактическим уширением колеи на ярусе, которое суммируется с динамическим лобовым прогибом противостоящего проводника.

7. *Все вышеизложенное показывает, что при замене коробчатых проводников на более утолщенные на стадии эксплуатации ствола необходимо выполнить:*

- индивидуальное обследование каждого ремонтируемого отделения,
- анализ профилей проводников в момент проведения замены проектных проводников на цельнокатаные,
- уширений колеи,
- анализ динамических нагрузок,
- потери сечения и запасов прочности расстрелов,
- динамических прогибов проводников в лобовой и боковой плоскостях,
- анализ перекрытия плоских поверхностей проводников боковыми гранями жестких башмаков,
- определение предельно допустимой скорости подъема по критериям динамической устойчивости, прочности и кинематического зацепления.

На основании результатов этих исследований и расчетов *устанавливается индивидуальный для каждого подъемного отделения технический регламент перехода на новый тип проводников*, устанавливаются сроки и порядок новых обследований, параметры, подлежащие измерению при обследовании (в частности, измерения остаточной высоты и ширины проводников).

Выводы.

1. Применение цельнокатаных проводников с утолщенными стенками дает преимущество по сравнению со сварными по критерию их прочности в начальный период эксплуатации.

2. Радиус закругления цельнокатаных проводников снижает область гарантированного перекрытия башмаком проводника, приводит к уменьшению допустимого динамического прогиба проводника, вызывает необходимость принятия дополнительных мер по сглаживанию профилей проводников и снижению динамических нагрузок на армировку.

3. Применение проводников с закругленными ребрами снижает допустимую скорость подъема по критерию кинематического взаимодействия системы «сосуд-армировка» в обратной зависимости от величины радиуса закругления.

4. Целесообразность применения цельнокатаных проводников со скругленными ребрами должна определяться отдельно в каждом конкретном случае путем специализированных обследований армировки с учетом паспортных параметров ствола или подъема, реальной картины состояния профиля проводников и отклонений ширины колеи.

4.8 Геометрические параметры технического состояния системы проводников жесткой армировки и их влияние на динамику системы «сосуд-армировка»

При проектировании, все яруса армировки рассчитываются на то, чтобы работать в одинаковых условиях нагружения и на одном уровне противостоять нагрузкам со стороны подъемных сосудов и околоствольного массива. Однако, уже в течение первых десяти - пятнадцати лет эксплуатации из-за воздействия агрессивной коррозионной среды, динамических нагрузок со стороны сосудов, сдвигания пород, ремонтных работ образуется картина резко неоднородного распределения уровней несущей способности элементов армировки (проводников и расстрелов) по участкам, находящимся на разной глубине ствола и в разных подъемных отделениях.

На протяжении жизненного цикла функционирования ствола, от момента его строительства и до момента закрытия, параметры технического состояния его оборудования по глубине претерпевают существенные изменения, при этом, различия в значениях параметров на разных участках могут достигать десятка раз.

На фактические эксплуатационные значения динамических параметров армировки (прогибов, запасов прочности расстрелов и проводников) влияет несколько типов параметров. В терминах параметрической теории надежности [63] динамические прогибы и запасы прочности являются выходными параметрами или реакцией системы «армировка» на «входные параметры» (воздействия на армировку).

Входными параметрами для системы «армировка» являются контактные динамические нагрузки, характеризующиеся величиной максимальных значений и спектром частот.

Параметрами системы (характеристиками конструкции) являются геометрические параметры профиля системы проводников одного подъемного сосуда, размеры (длины пролетов) расстрелов на ярусах, шаг армировки, остаточные сечения проводников и расстрелов, тип и параметры состояния узлов соединения проводников и расстрелов, расстрелов с расстрелами, расстрелов с крепью.

Основной причиной, формирующей высокие контактные нагрузки на проводники при неизменной скорости сосуда на участке ствола, являются параметры местного искривления каждого из проводников и их взаимные отклонения от проектного положения. Уровень нагрузок, в первую очередь, зависит от соотношения между параметрами пространственного профиля участка проводников и максимальной скоростью вертикального движения по нему подъемного сосуда (при отсутствии параметрического резонанса в системе).

В работе [64] было показано, что на участках проводников, в которых происходит разворот колеи, образованной парой проводников, в винтовую линию горизонтальные ускорения направляющих сосуда (контактные нагрузки), вызванные их «следящим» движением по искривленным проводникам в боковом направлении, пропорциональны квадрату вертикальной скорости сосуда. Для лобовых и боковых качаний сосуда относительно горизонтальных центральных осей инерции, вызванных синхронным наклоном пары проводников к вертикали, ускорения направляющих (нагрузки), так же пропорциональны квадрату вертикальной скорости.

Многочисленные экспериментальные и аналитические исследования геометрических и динамических характеристик систем «сосуд-армировка» показали, что в качестве основных геометрических параметров технического состояния системы проводников на локальном участке ствола предлагается выбрать следующий комплекс:

- «абсолютные углы набегания (наклона)» каждого проводника в лобовой и боковой плоскостях;
- «относительные углы набегания (наклона)» каждого проводника в лобовой и боковой плоскостях (определяются дифференцированием абсолютного угла по вертикальной координате);
- «абсолютный угол закручивания колеи») вокруг вертикальной оси отделения;
- «относительный угол закручивания колеи» вокруг вертикальной оси отделения (определяется дифференцированием абсолютного угла по вертикальной координате);
- «угол наклона продольной оси сосуда к вертикали» (этот параметр так же был введен в работе [65] для определения дополнительного статического давления направляющих сосуда на проводники);

- «разность углов закручивания колеи на верхнем и нижнем поясах сосуда» («угол скручивания колеи» на длине сосуда).

Первые четыре параметра вызывают возмущения движения сосуда в лобовой и боковой плоскостях и нарушение плавного безударного движения сосуда по проводникам с появлением ударно-циклического режима взаимодействия и повышенных нагрузок на проводники. Повышенные значения двух других параметров в большей степени представляют опасность для самого подъемного сосуда.

Большие значения «углов наклона продольной оси сосуда к вертикали» кроме дополнительного статического давления на проводники с небольшими усилиями, не превышающими 3-4 кН, при движении с максимальной скоростью вызывают знакопеременную динамическую деформацию рамы сосуда в лобовой плоскости и нарушение ее прямоугольной формы. Большие значения «разности углов закручивания поверхности движения на верхнем и нижнем поясах сосуда» вызывают знакопеременное скручивание рамы сосуда вокруг продольной оси и нарушение ее плоской формы. Оба этих вида деформаций приводят к ускоренному образованию усталостных трещин в элементах металлоконструкций сосуда и опасности их спонтанного разрушения.

Негативное влияние на сосуд усиливается при использовании роликовых амортизаторов с большой жесткостью. В то же время амортизаторы со слишком малой жесткостью или их отсутствие сразу приводит к возникновению ударных нагрузок на проводники даже при малых уровнях геометрических нарушений профиля. Поэтому существует область рациональных значений параметров амортизаторов, кинематических зазоров для каждой конкретной системы проводников с сильными искривлениями профилей, в которой будет минимизироваться их негативное влияние и на армировку и на сосуды.

Чтобы обеспечить отсутствие опасных по уровню и частоте воздействия (резонансные режимы) для армировки и сосудов динамических нагрузок необходимо либо обеспечить высокие демпфирующие свойства направляющих при неизменности профиля и скорости, либо обеспечить отсутствие опасных искривлений профиля проводников, либо обеспечить отсутствие опасно высокой скорости движения сосуда по конкретному участку с имеющимся фактическим профилем и направляющими устройствами.

Так как зависимости динамических нагрузок от параметров скорости и искривлений проводников являются нелинейными, то рациональное сочетание параметров коррекции профиля и скорости должно определяться путем комплексного применения методов математического моделирования и динамических испытаний в каждом конкретном отделении ствола.

Было бы некорректным считать, что абсолютные значения только одного из параметров, без учета связи с другими (например, значение отклонения проводников от вертикали на смежных ярусах или коротком участке без учета скорости движения по участку; значения контактных нагрузок без учета остаточной толщины металла в сечениях металлоконструкций) являются опасными или снижают надежность работы системы. Опасными являются их сочетания, вы-

зывающие недопустимое снижение остаточных динамических запасов прочности расстрелов и проводников.

При одинаковых по величине боковых отклонениях проводников от вертикали винтообразный дефект профиля при прочих равных условиях создает гораздо меньшие динамические нагрузки на проводники, вызванные силами инерции сосуда, чем синхронные (хотя и разных направлений на смежных ярусах) отклонения от вертикали в боковом и лобовом направлениях, так как в существующих подъемных установках моменты инерции большинства сосудов относительно вертикальной оси в несколько раз меньше, чем соответствующие моменты инерции относительно горизонтальных осей.

Следует при этом учитывать, что само по себе наличие экстремального значения геометрического параметра (абсолютного или относительного) является только «провоцирующим фактором», а реализация вибро-ударного режима взаимодействия сосуда с проводниками определяется еще и совокупностью других параметров системы «сосуд-армировка», например, работой роликовых амортизаторов, кинематическими зазорами, значением вертикальной скорости сосуда на данном участке ствола и др.

Объективно определить параметры коррекции профиля системы проводников подъемного отделения на локальном или протяженном участке ствола с целью снижения на нем контактных нагрузок, а так же оценить какой из вариантов коррекции целесообразно принять, исходя из технических из условий в стволе, можно только на основании комплексного математического моделирования динамики системы «сосуд-армировка» и динамических испытаний.

Программный комплекс «Армировка шахтного ствола» (АШС), описанный в работе п. 4.4., позволяет выполнить компьютерное моделирование динамики системы при вводе в него данных конкретного профиля проводников в стволе и методом численных экспериментов определить рациональный вариант коррекции их профиля, позволяющий добиться требуемого уровня снижения контактных нагрузок или на стадии экспертизы обнаружить участки с повышенным уровнем динамического нагружения.

Данный метод определения параметров коррекции профиля был разработан и применен для расчета поярусных смещений проводников скипового подъема ствола, находящегося в зоне сдвижения горных пород, при проведении плановых обследований и динамических испытаний армировки в связи с необходимостью повышения уровня безопасности эксплуатации ствола при переходе на более высокие рабочие скорости.

Для модельного исследования реакции движущегося подъемного сосуда на характерные нарушения геометрии системы проводников необходимо разработать систему базовых схем деформирования пары проводников одного подъемного сосуда в пространстве, из которых может быть составлена любая реальная схема деформирования

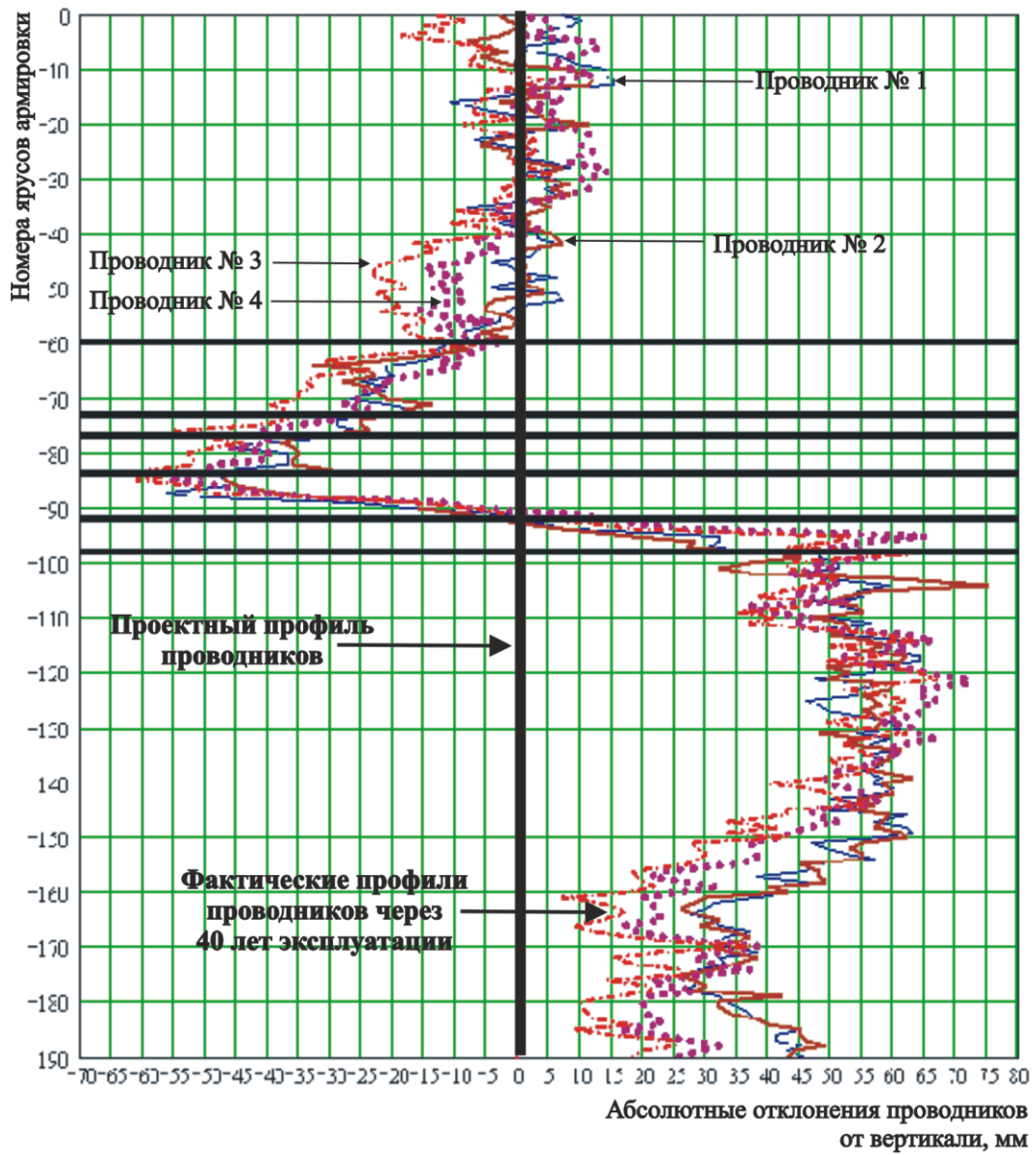
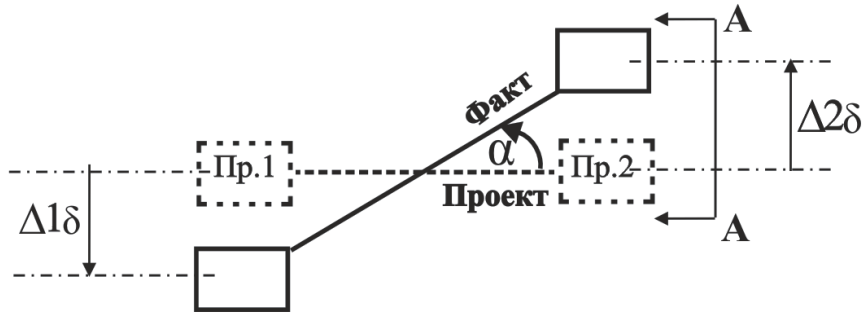


Рис. 4.57. Диаграмма отклонений проводников от вертикали клетового отделения рудоподъемного ствола

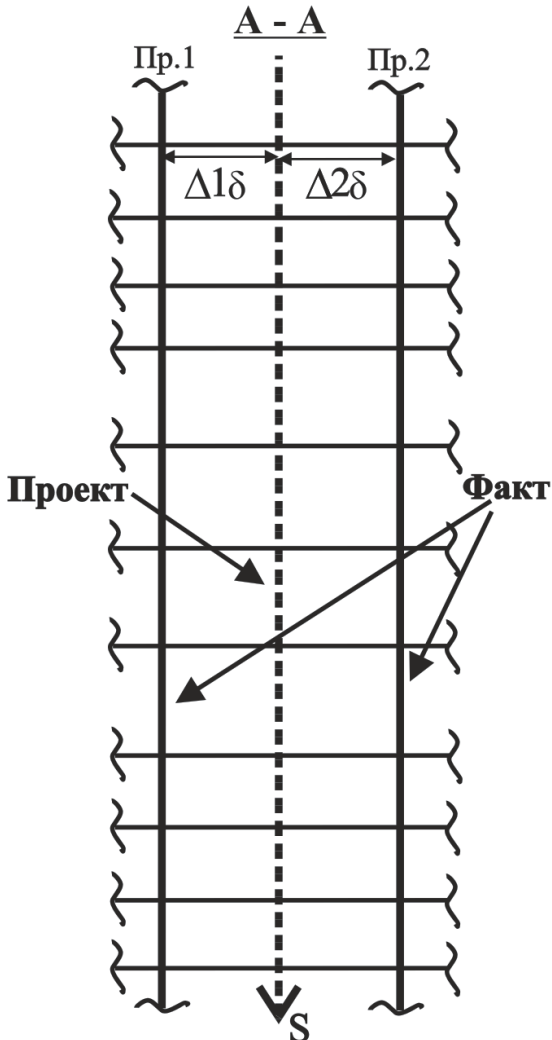
1. Винтообразный разворот

Горизонтальное сечение



Вертикальное сечение

1а. Однородные деформации по глубине ствола



1б. Неоднородные деформации по глубине ствола

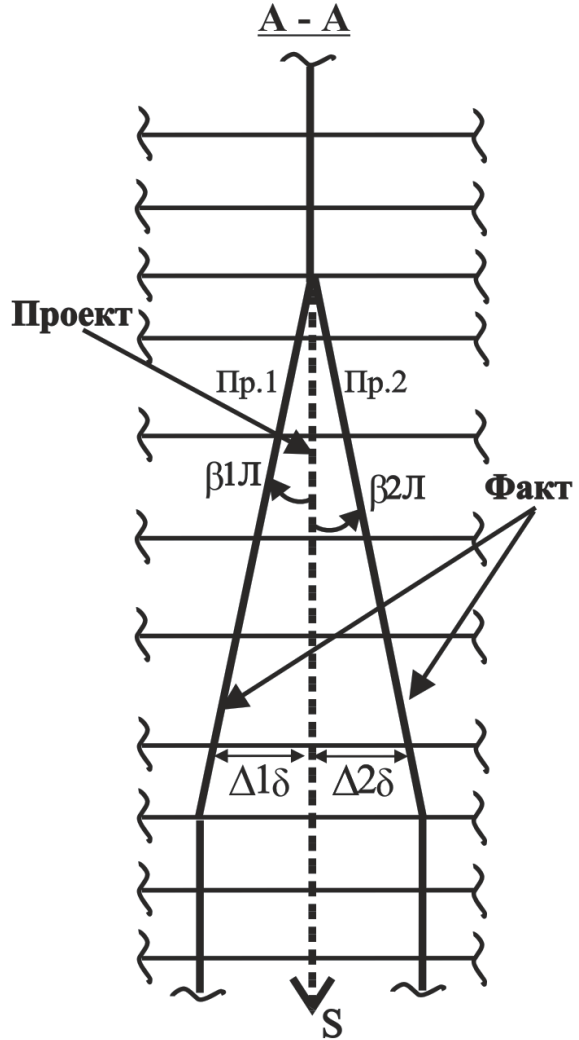


Рис. 4.58. Схема винтообразного деформирования «поверхности движения» сосуда

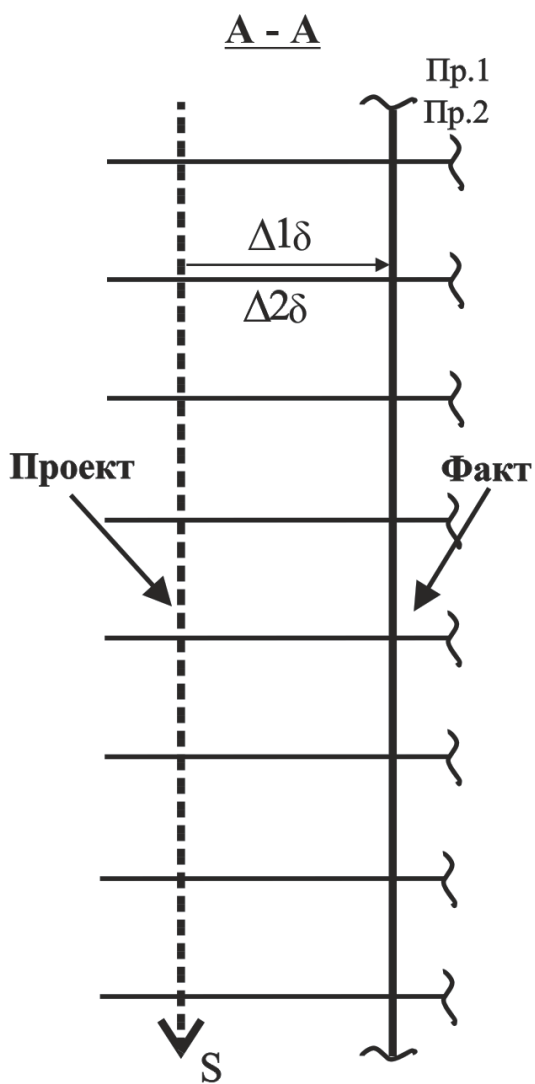
2. Параллельное смещение в бок

Горизонтальное сечение



Вертикальное сечение

2а. Однородные деформации по глубине ствола



2б. Неоднородные деформации по глубине ствола

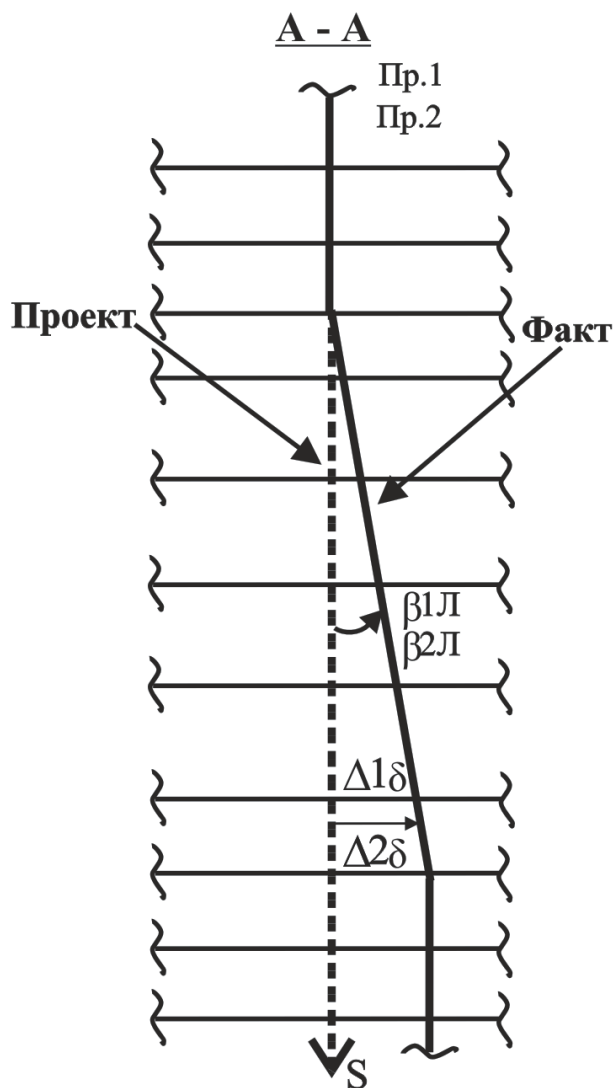
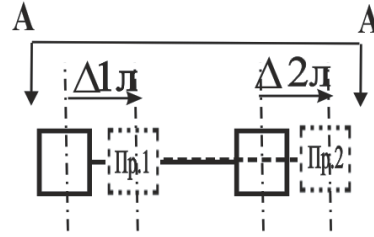


Рис. 4.59. Схема бокового смещения пары проводников

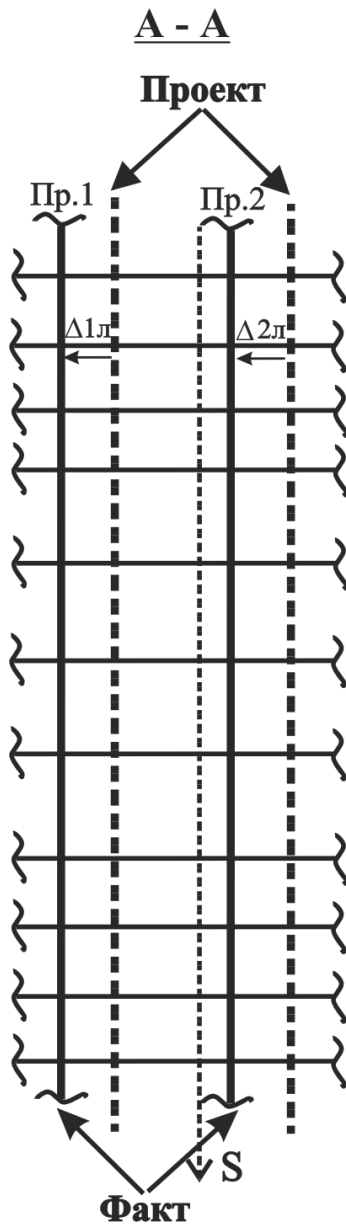
3. Параллельное смещение в лоб

Горизонтальное сечение



Вертикальное сечение

3а. Однородные деформации по глубине ствола



3б. Неоднородные деформации по глубине ствола

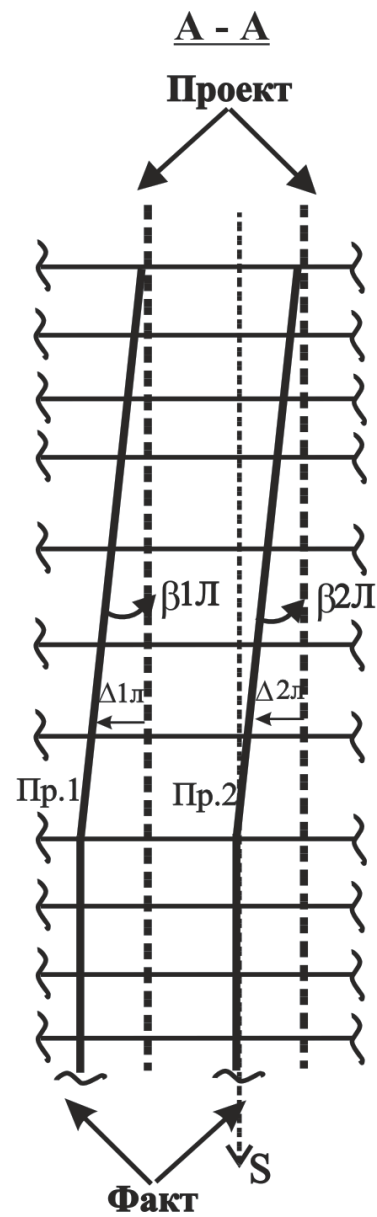
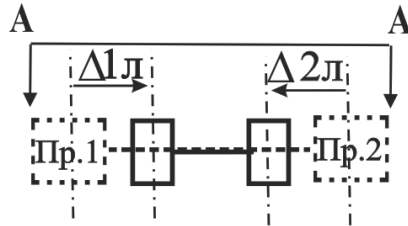


Рис. 4.60. Схема лобового смещения пары проводников без нарушения колеи

4. Сужение колеи

Горизонтальное сечение

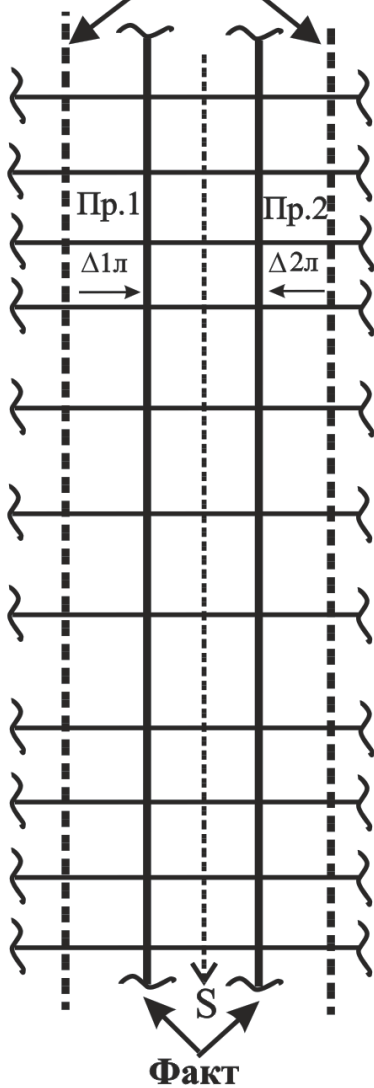


Вертикальное сечение

4а. Однородные деформации по глубине ствола

A - A

Проект



4б. Неоднородные деформации по глубине ствола

A - A

Проект

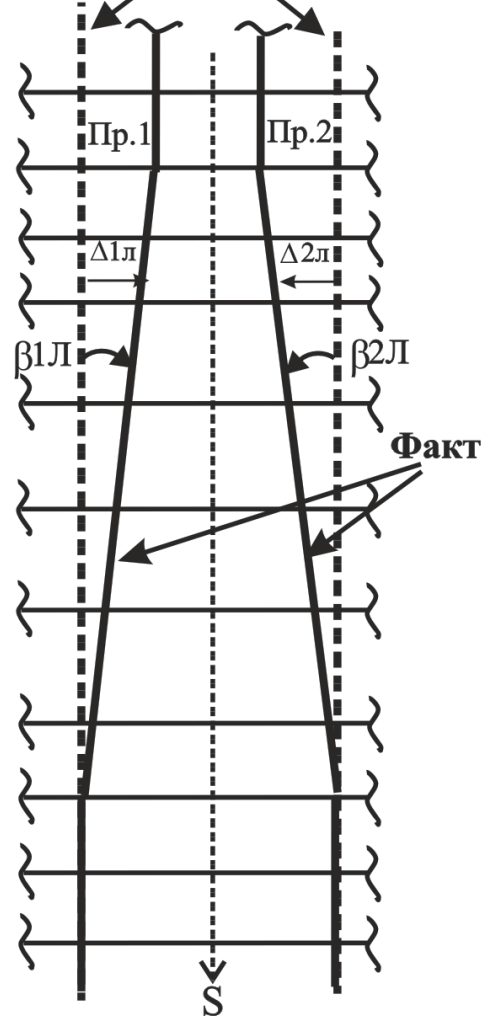
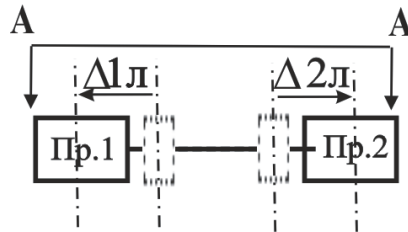


Рис. 4.61. Схема лобового смещения пары проводников при сужении колеи

5. Уширение колеи

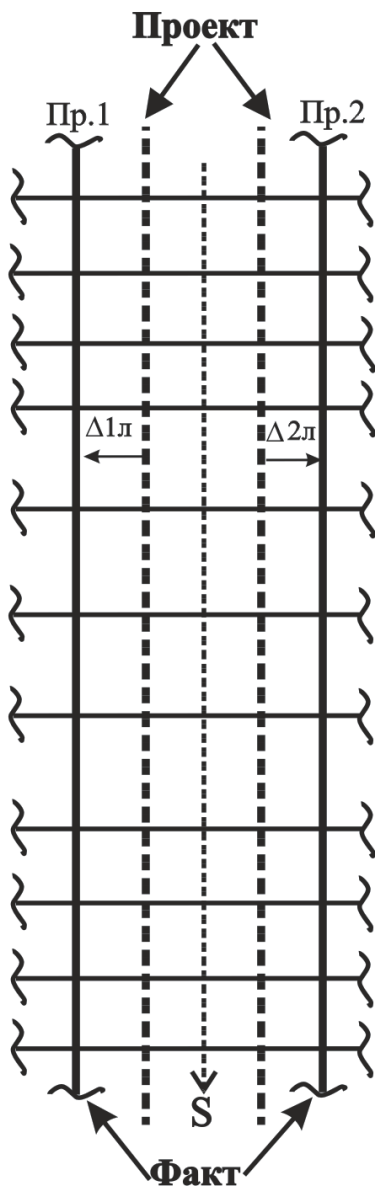
Горизонтальное сечение



Вертикальное сечение

5а. Однородные деформации по глубине ствола

A - A



5б. Неоднородные деформации по глубине ствола

A - A

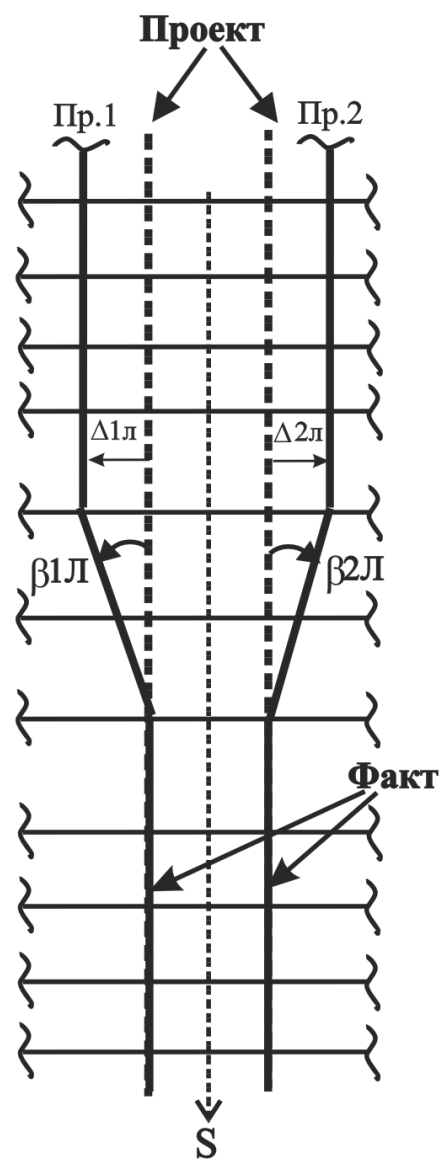


Рис. 4.62. Схема лобового смещения пары проводников при уширении колеи

Набор, таких схем приведен на рис. 4.58-4.62. На этих схемах обозначены геометрические параметры: α – абсолютный угол закручивания поверхности движения; $\beta_{1л}$, $\beta_{2л}$, $\beta_{1б}$, $\beta_{2б}$ – абсолютные углы набегания (наклона) и их производные по вертикальной координате S . Так как данные о геометрических параметрах пространственной формы проводников можно получить только из таблиц, строящихся при маркшейдерской профилировке в стволе, в которых данные представлены в раскладке по номерам ярусов армировки, то расчет этих параметров производится в пересчете на глубинные координаты с учетом маркшейдерской раскладки ярусов по глубинным отметкам и учитывает изменение шага армировки на каждом ярусе. Значения между ярусами определяются методом интерполяции.

Математическая обработка этих данных, включающая численное интегрирование диаграммы скорости подъемного сосуда и совмещение результатов интегрирования с раскладкой ярусов по глубинным отметкам, позволяет получить функцию, связывающую параметры профилей проводников на конкретных ярусах со временем движения сосуда в цикле, используемую в имитационной модели динамики системы.

Применение программного комплекса АШС с данными поярусной маркшейдерской съемки реальных профилей проводников в качестве входных параметров, позволяет путем моделирования динамики сосуда еще на стадии предварительной экспертизы обнаружить участки с повышенным уровнем нагружения.

Путем математического моделирования динамики систем «сосуд-армировка» северного и южного скиповых отделений ствола комплексом АШС был выбран вариант сглаживания профилей проводников в боковой плоскости на участке сдвижения. В результате проведенных ремонтных работ службами комбината была проведена специальная коррекция профилей проводников, в результате которой их максимальные отклонения на смежных ярусах, абсолютные и относительные углы набегания, другие указанные выше геометрические параметры были приведены в соответствие с эталонными значениями, обеспечивающими снижение контактных нагрузок при работе на скорости 10 м/с. Проведенные контрольные динамические аппаратурные испытания зафиксировали снижение динамических нагрузок на армировку до 1.5...2 раз, что обеспечило соответствующее повышение запасов прочности проводников и расстрелов с учетом их фактического износа до рекомендованных по критерию накопления усталостных повреждений значений.

Изложенные результаты показывают, что применение измерительно-аналитических методов (ИАМ), комплексно сочетающих натурные измерения, выполненные с использованием цифровой скоростной измерительной техники, с вычислительными экспериментами на имитационных моделях, в которые введены данные натурных измерений, являются эффективным средством диагностики состояния системы «сосуд-армировка», повышения качества ее работы и эксплуатационной безопасности.

4.9 Взаимосвязь между дифференциальными параметрами профилей проводников жесткой армировки шахтных стволов и нарушениями плавности движения подъемных сосудов

Описанные в предыдущем пункте базовые формы нарушения вертикальности и компланарности системы проводников могут быть охарактеризованы некоторой совокупностью дифференциальных параметров их пространственной формы, с которой непосредственно связан динамический характер движения подъемного сосуда.

При проведении диагностики состояния жесткой армировки шахтных стволов необходимо в первую очередь, кроме фактического технического состояния системы, определить причины нарушения плавности движения подъемных сосудов на локальных участках ствола, вызывающие повышенные динамические нагрузки на армировку и определить конкретные направления ведения профилактических или внеплановых ремонтных работ в стволах.

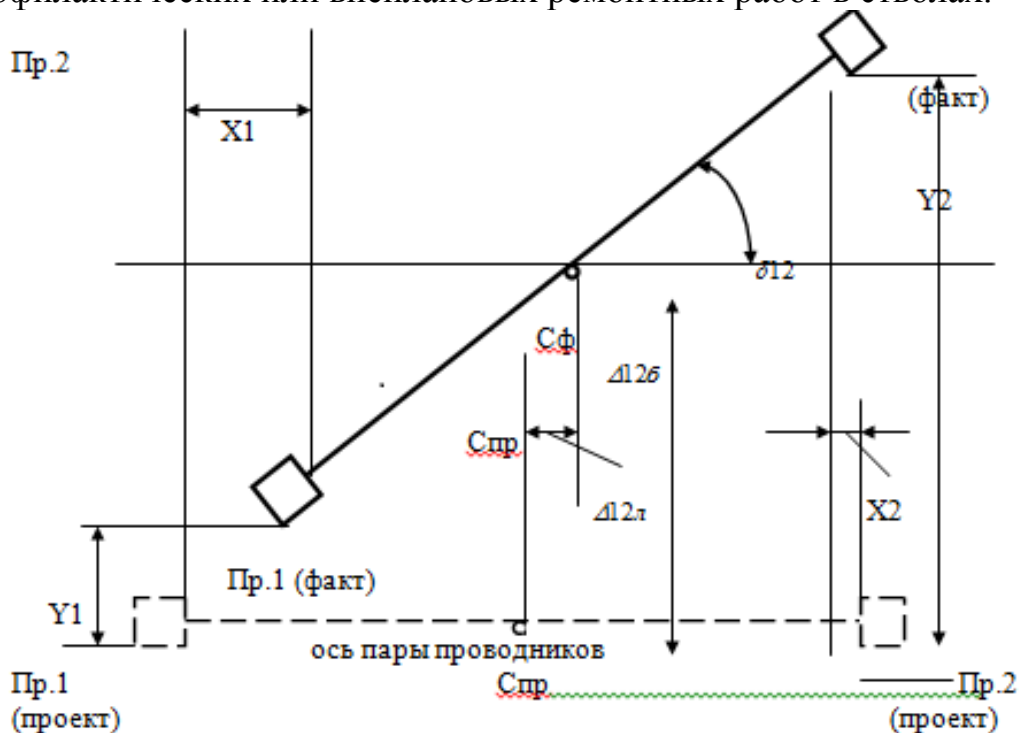


Рис. 4.63. Схема смещения пары проводников одного отделения: Пр.1, Пр.2 – проводники №1 и №2 (пунктиром обозначено проектное положение, сплошной линией – фактическое, вызванное смещением); $\Delta 12л$, $\Delta 12б$ – лобовое и боковое смещения центра пары проводников №1 и №2 (центра «оси пары проводников»); $\delta 12$ – абсолютный угол поворота «оси пары проводников»; Сф, Спр – фактическое и проектное положения центра «оси пары проводников»; Y1, Y2 – боковые смещения проводников №1 и №2 (данные профилировки); X1, X2 – лобовые смещения проводников №1 и №2 (данные профилировок).

Локальные искривления профиля проводников являются основным источником возникновения повышенных контактных нагрузок на проводники со стороны подъемных сосудов, если система «сосуд-армирование» находится вне

зоны параметрического резонанса. Поэтому возникает задача определения тех конкретных параметров профиля проводников, которые в наибольшей степени являются «провоцирующими факторами» для инициации нарушений плавности движения сосудов по локальным участкам ствола. Выявление и устранение этих факторов при проведении плановых ремонтов в стволах позволит значительно повысить безопасность движения подъемных сосудов за счет снижения уровня динамических нагрузок на армировку, уменьшения механического износа проводников и увеличения их остаточного запаса прочности.

Анализ данных профилировок проводников, проводимых маркшейдерскими организациями, показывает, что, как правило, изменения вертикальности проводников локализованы по глубине ствола на определенных участках и из года в год меняются на каждом из этих участков с различной степенью интенсивности. Это определяется горно-геологическими условиями, в которых находится конкретный шахтный ствол. Кроме этого, изменение профиля проводников в процессе эксплуатации определяется качеством маркшейдерского сопровождения при замене изношенных проводников во время текущих или капитальных ремонтов.

Для изучения вопроса о влиянии параметров профиля системы проводников одного отделения на плавность движения подъемного сосуда рассмотрим задачу в следующей постановке: подъемные сосуды передвигаются по паре проводников в плоскости, которая по проекту строго вертикальная, но вследствие отклонения пары проводников от вертикали, деформируется в пространстве и превращается в связанную с ними «поверхность движения», которая, на разных локальных участках ствола, имеет различные формы искривленности в пространстве. Отклонения «поверхности движения» от вертикали, а вместе с ней и изменяющаяся траектория движения подъемного сосуда, создают условия для возникновения контактных горизонтальных усилий, действующих между башмаками подъемного сосуда и рабочими поверхностями проводников.

Поскольку прочность подъемного сосуда, как правило, значительно выше, чем прочность конструкций армировки, по которым он движется, то эти контактные усилия создают в первую очередь опасность разрушения для проводников и расстрелов, особенно для тех, которые находятся в условиях повышенного коррозионного и механического износа, вызванного длительными сроками эксплуатации. Участки проводников, геометрическая форма которых, является источником повышенных динамических воздействий со стороны подъемных сосудов, характеризуются значениями определенных параметров «поверхности движения».

В зависимости от изменения этих параметров по глубине ствола плавные колебания могут переходить в ударно-циклические, создавая потенциальную опасность для прочности армировки. Величина контактных усилий главным образом характеризуется плавностью движения подъемных сосудов по проводникам, которая зависит от смещения проводников на смежных ярусах и от величины угла отклонения поверхности движения от проектного положения в горизонтальной плоскости.

Для определения этих параметров введем ряд обозначений (рис. 4.59-4.62). Отрезок прямой, соединяющей центры двух проводников одного подъемного сосуда в горизонтальном сечении ствола и принадлежащий «поверхности движения» назовем «ось пары проводников».

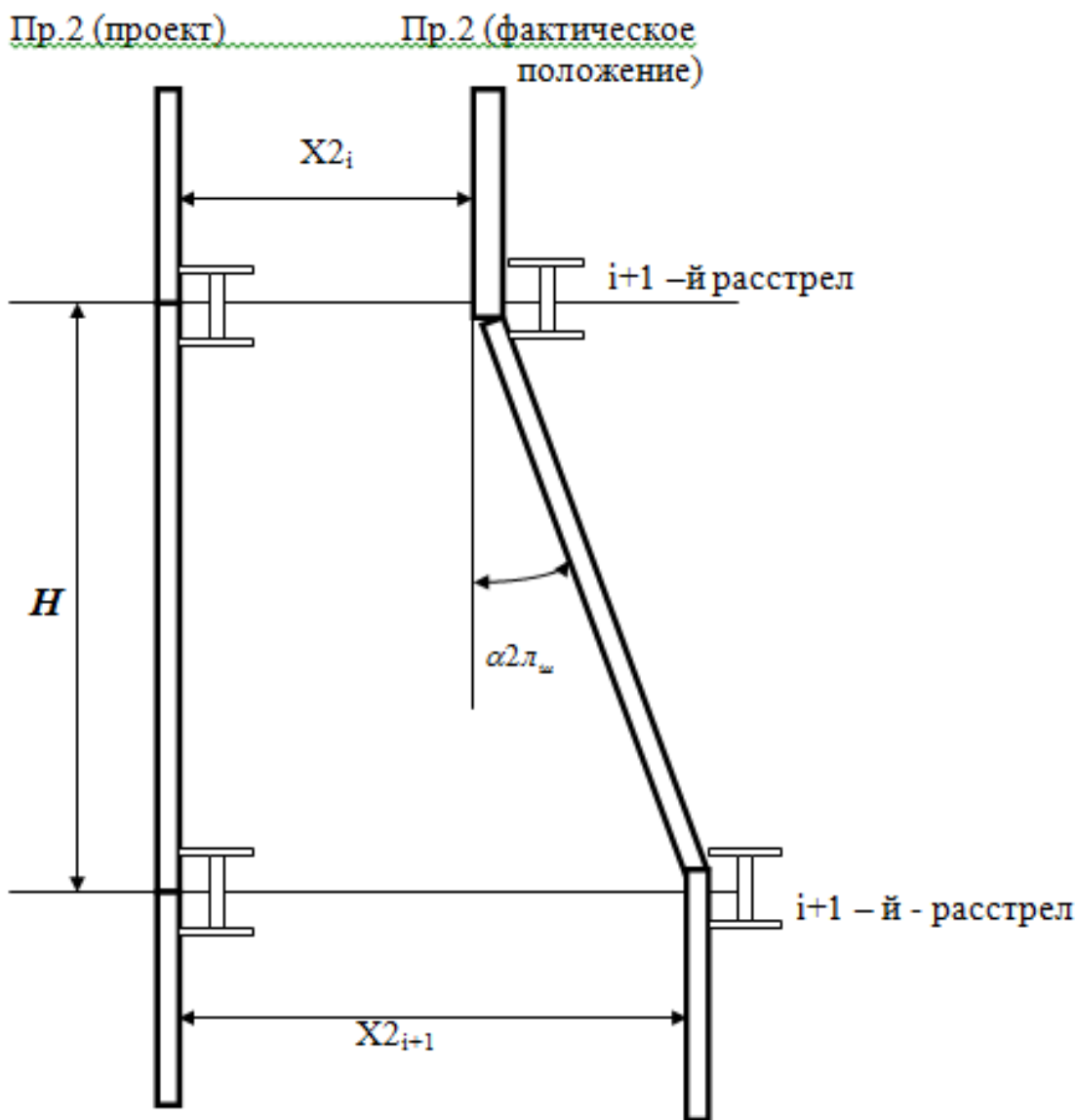


Рис. 4.64. Схема смещения проводника между ярусами в лобовой плоскости: X_{2_i} , $X_{2_{i+1}}$ – боковые смещения проводника №2 на i -м и $i+1$ -м ярусах; $\alpha_{2_{л_{ш}}}$ – угол между вертикалью и фактическим положением проводника №2 в лобовой проекции.

Положение «оси пары проводников» в стволе однозначно определяется координатами его концов (координатами отклонений проводников от вертикали на ярусе по данным профилировки). Из-за разницы в горизонтальных смещениях проводников одного отделения (концов отрезка) на ярусе этот отрезок образует угол по отношению к проектному положению плоскости пары проводни-

ков. Данный угол будем называть абсолютным углом отклонения «оси пары проводников» от проектного положения вокруг вертикальной оси.

Относительный угол поворота «оси пары проводников» в каждом сечении по глубине ствола (на расстоянии одного шага армировки) определяется, как первая производная от абсолютного угла по вертикальной координате. Первый параметр определяет амплитуду «поворотного воздействия» на подъемный сосуд вокруг его вертикальной оси, а второй – скорость изменения этого воздействия по вертикали.

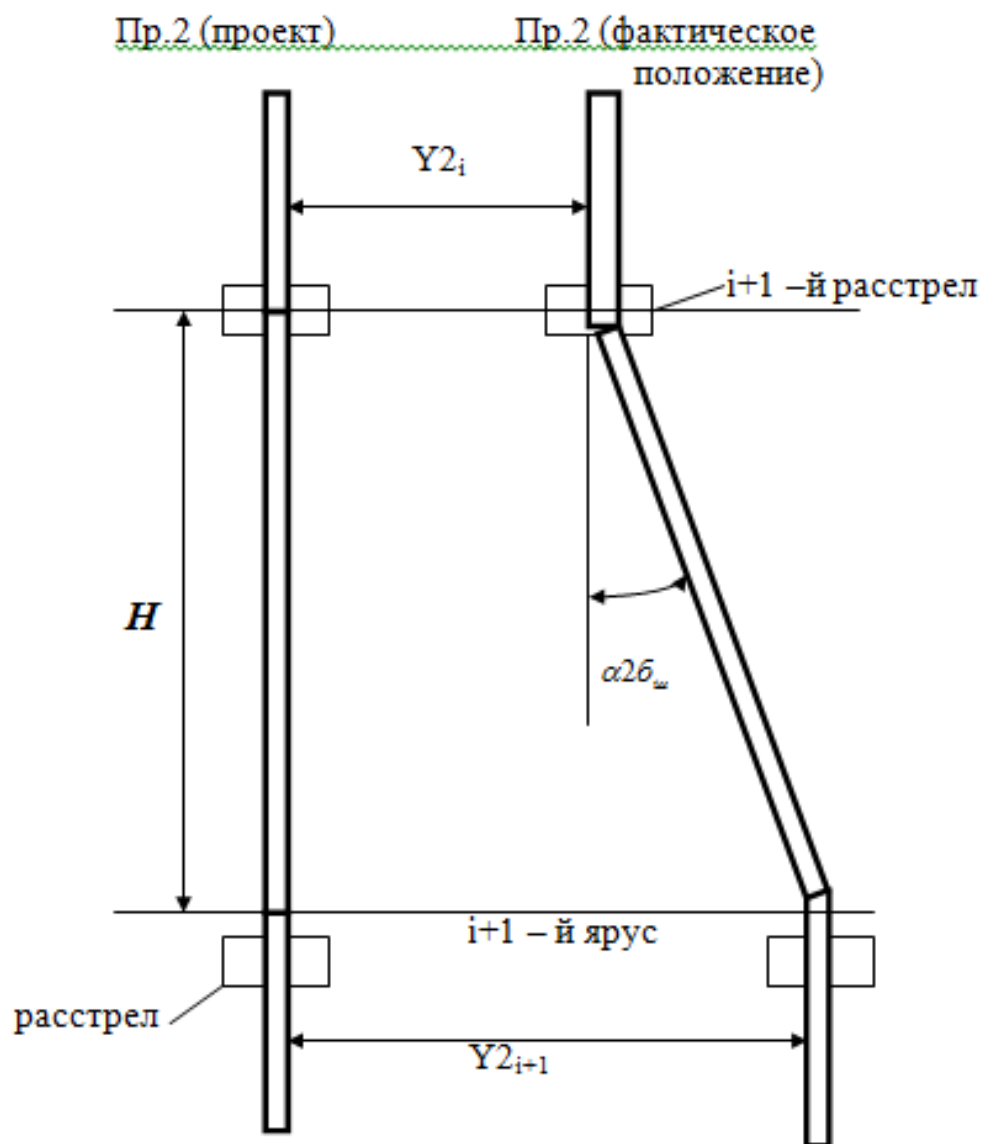


Рис. 4.65. Схема смещения проводника между ярусами в боковой плоскости:

Y_{2i} , Y_{2i+1} – боковые смещения проводника №2 на i -м и $i+1$ -м ярусах;
 $\alpha 2 b_w$ – угол между вертикалью и фактическим положением проводника №2 в боковой проекции

Сосуд совершает пространственные колебания со смещением его центра масс в горизонтальной плоскости и повороты вокруг своих горизонтальных и вертикальной осей инерции. При движении сосуда по вертикали с постоянной скоростью относительные параметры искривления «поверхности движения» главным образом определяют силы горизонтального воздействия башмаков сосуда на проводники. В «Инструкции по производству маркшейдерских работ», Москва, НЕДРА, 1987. –С.240 нормируются отклонения от вертикали пролетов проводников на смежных ярусах. (Пункт 13.1.3 «Отклонение от вертикали пролета проводника между смежными ярусами расстрелов не должно превышать для металлических проводников 10 мм...»). Одни и те же отклонения проводников от вертикали могут вызывать большие или меньшие динамические нагрузки на проводники в зависимости от длины пролета. Чем меньше длина пролета проводника, тем больше угол наклона проводника (отклонения от вертикали) и тем большие контактные динамические нагрузки возникают при наезде сосуда на такой участок армировки. То же самое справедливо для относительного угла поворота «оси пары проводников»: чем он больше на единице длины по вертикали, тем более сильное поворотное воздействие испытывает подъемный сосуд при попадании на такой участок армировки.

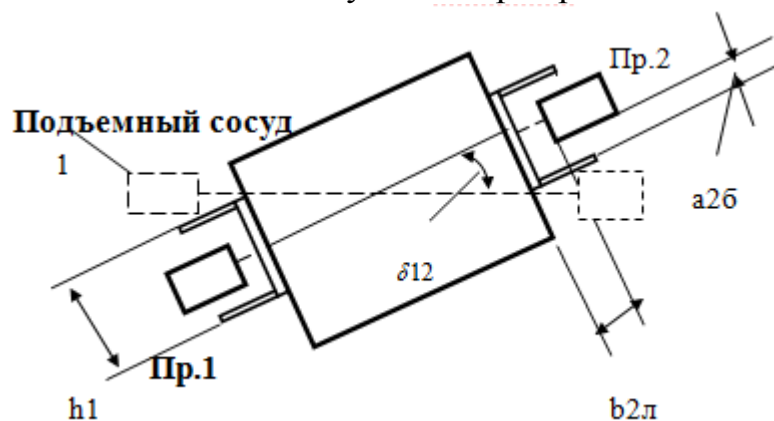


Рис. 4.66. Схема взаимодействия подъемного сосуда с проводниками, смещенными от проектного положения (вид сверху): $a_{2б}$ – боковой кинематический зазор между проводником №2 и башмаком подъемного сосуда; $b_{2л}$ – лобовой кинематический зазор между проводником №2 и башмаком подъемного сосуда; h_1 – ширина зева башмака у проводника №1; 1 – проектное положение пары проводников №1 и №2.

Локальные свойства «поверхности движения» на коротком участке ствола создают определяющие условия для реализации определенного, вызванного их значениями, режима движения сосуда на участке, если на нем характерные параметры проводников параметры кривизны (поверхности движения) сохраняют близкие между собой значения. Из-за рассеивания энергии колебаний в системе «сосуд-армирование» характер движения сосуда по участку ствола (плавный или ударно-циклический) практически не зависит от характера его движения на предыдущем по трассе локальном участке. Поэтому, каждый отдельный

участок ярусов (или группа из одного-двух ярусов) формирует режим движения по нему подъемного сосуда.

Динамические параметры движения сосуда на разных проездах в одинаковых технологических условиях (полная масса сосуда, направление движения, параметры проводников) повторяются в одних и тех же пределах с определенной степенью вероятности. Иногда максимальные динамические нагрузки почти одного уровня реализуются на протяжении нескольких контрольных циклов подряд), причем, на различных скоростях движения сосуда, а иногда реализуются с максимальными значениями только на нескольких циклах выборки. На остальных циклах контакт происходит со значительно меньшими значениями перегрузок или даже без нарушений плавности. Это зависит от сочетания мгновенных значений перемещений жестких башмаков относительно проводников в пределах кинематических зазоров. Сочетания определяются как условиями, которые складываются при выходе сосуда из участка, предшествующего искривленному, так и геометрией искривления в начале самого искривленного участка.

Параметрический анализ геометрических характеристик проводников по глубине ствола выявляет адреса участков, создающих условия для появления максимальных динамических нагрузок на проводники. Результаты динамических замеров на большом числе контрольных циклов выявляют границы изменения максимальных динамических параметров режима движения и средний уровень нагружения при неизменных свойствах участков проводников.

Проведем некоторые аналитические преобразования, позволяющие связать геометрические параметры профиля пары проводников, по которым движется подъемный сосуд и горизонтальными перегрузками башмаков сосуда.

Пусть проекции профилей проводников №1 и №2 в боковой плоскости описываются уравнениями $y_1(z)$, $y_2(z)$. Расстояние между проводниками в лобовой плоскости (ширину колеи) обозначим через a . Тогда угол поворота оси пары проводников относительно вертикали будет определяться выражением:

$$\varphi(z) = \frac{y_1(z) - y_2(z)}{a}. \quad (4.37)$$

Вычислим относительный угол поворота оси пары проводников

$$\frac{d\varphi(z)}{dz} = \frac{1}{a} \left(\frac{dy_1(z)}{dz} - \frac{dy_2(z)}{dz} \right). \quad (4.38)$$

Если бы башмаки скипов двигались по проводникам №1 и №2 с вертикальной скоростью $V = const$ без зазоров, то их горизонтальные скорости и ускорения определялись бы из следующих выражений

$$\begin{aligned}
\frac{\partial y_1}{\partial t} &= \frac{\partial y_1}{\partial z} \frac{dz}{dt} = V \frac{\partial y_1}{\partial z}; \\
\frac{\partial y_2}{\partial t} &= \frac{\partial y_2}{\partial z} \frac{dz}{dt} = V \frac{\partial y_2}{\partial z}; \\
\frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2} &= V^2 \frac{\partial^2 y_1}{\partial z^2}; \quad \frac{\partial^2 y_2}{\partial t^2} = V^2 \frac{\partial^2 y_2}{\partial z^2}.
\end{aligned} \tag{4.39}$$

Так как функции $y_1(z)$, $y_2(z)$ задаются через данные маркшейдерской профилировки дискретно, с шагом, равным шагу ярусов расстрелов, то, считая их кусочно-линейными функциями, приближенно можно записать

$$y_{1,i} = y_{1,i-1} + \frac{\partial y_{1,i-1}}{\partial z} \cdot \Delta z. \tag{4.40}$$

Продифференцируем (4.40) по z

$$\frac{\partial y_{1,i}}{\partial z} = \frac{\partial y_{1,i-1}}{\partial z} + \frac{\partial^2 y_{1,i-1}}{\partial z^2} \cdot \Delta z. \tag{4.41}$$

Для яруса с номером i подставим (4.41) в (4.38)

$$\begin{aligned}
\frac{d\varphi_i}{dz} &= \frac{1}{a} \left[\frac{dy_{1,i}}{dz} - \frac{dy_{2,i}}{dz} \right] = \\
&= \frac{1}{a} \left[\left(\frac{dy_{1,i-1}}{dz} + \frac{d^2 y_{1,i-1}}{dz^2} \Delta z \right) - \left(\frac{dy_{2,i-1}}{dz} - \frac{d^2 y_{2,i-1}}{dz^2} \Delta z \right) \right] = \\
&= \frac{1}{a} \left[\left(\frac{dy_{1,i-1}}{dz} - \frac{dy_{2,i-1}}{dz} \right) \Delta z + \left(\frac{d^2 y_{1,i-1}}{dz^2} + \frac{d^2 y_{2,i-1}}{dz^2} \right) \Delta z \right] = \\
&= \frac{1}{a} \left[\alpha_{1,i-1} - \alpha_{2,i-1} + \frac{\Delta z}{V^2} \left(\frac{d^2 y_{1,i-1}}{dt^2} - \frac{d^2 y_{2,i-1}}{dt^2} \right) \right].
\end{aligned}$$

Отсюда найдем, что

$$\begin{aligned}
\frac{d^2 y_{1,i-1}}{dt^2} - \frac{d^2 y_{2,i-1}}{dt^2} &= W_{1,i-1} - W_{2,i-1} = \\
&= \frac{d\varphi_i}{dz} \frac{V^2}{\Delta z} a - (\alpha_{1,i-1} - \alpha_{2,i-1}) \frac{V^2}{\Delta z}.
\end{aligned} \tag{4.42}$$

Эта формула показывает, что искривления профиля проводников создают горизонтальные ускорения башмаков скольжения, пропорциональные квадрату вертикальной скорости движения сосуда и относительному углу поворота оси пары проводников и обратно пропорциональны шагу армировки. Так же они зависят от соотношения между углами наклона каждого из проводников одной пары на шаге армировки.

Приведенные рассуждения показывают, что относительный угол поворота оси пары проводников, абсолютные и относительные углы наклона отдельных проводников в лобовой и боковой плоскостях могут являться самостоятельными диагностическими параметрами. Экспериментальные исследования по измерению вибраций подъемных сосудов в промышленных условиях, проведенные в ИГТМ НАНУ под руководством автора показали, что на тех участках ствола, на которых данные геометрические факторы имеют экстремальные значения, как правило, систематически возникает ударно-вибрационный процесс взаимодействия сосуда с проводниками, вызывающий повышенные динамические нагрузки на армировку. При плановых ремонтах, замене проводников или расстрелов это целесообразно учитывать для минимизации значений этих геометрических параметров на уровне участков с плавным движением сосудов.

Так как в реальных условиях всегда существуют кинематические зазоры между рабочими поверхностями проводников и башмаков, то для прогнозных расчетов в указанные формулы необходимо ввести соответствующие коэффициенты пропорциональности, учитывающие их наличие. Это может быть сделано как на основе математического моделирования, так и с использованием экспериментальных данных, полученных в конкретном шахтном стволе.

В качестве примера в таблице 4.2 приведена выборка данных аппаратурных измерений горизонтальных ускорений направляющих скипа в одном из рудоподъемных стволов. В столбцах 2 и 3 приведены дифференциальные параметры профилей пары проводников, в столбцах 4-9 максимальные горизонтальные ускорения башмаков сосуда за серию контрольных циклов спуска порожнего и подъема груженого скипа. Выбраны участки ствола, где реализуется вибро-ударный режим взаимодействия скипа с проводниками с максимальными по отношению ко всему стволу значениями динамических параметров.

Таблица 4.2

Сводка данных аппаратурных измерений в скиповых отделениях ствола

№№ ярусов	Отно- ситель- ный угол поворо- та оси пары провод- ников, $\times 10^{-3}$ (рад/м)	Отно- ситель- ный угол наклона провод- ников, $\times 10^{-3}$ (рад/м), бок/лоб	Максимальное значение ускорений, м/с^2					
			V=6 м/с		V=8 м/с		V=10 м/с	
			Спуск	Подъем	Спуск	Подъем	Спуск	Подъем
1	2	3	4	5	6	7	8	9
59-72	<u>1.8</u>	0.3/0.8	0.2	2.2	0.4	3.1	0.3	3.8
75-82	<u>2.3</u>	1.0/1.0	0.3	0.4	0.2	1.4	0.2	1.9
95-103	<u>1.6</u>	1.1/0.9	1.8	2.2	0.5	2.2	0.4	4.6
119-125	<u>2.8</u>	2.8 /0.3	0.5	2.4	6.2	3.9	6.2	5.6
131-138	<u>1.3</u>	0.3/0.4	0.4	3.1	0.2	3.6	2.6	4.6
152-157	<u>3.2</u>	<u>1.9</u> /1.2	2.2	1.7	5.6	3.2	2.6	5.4
167-171	<u>2.1</u>	<u>1.8</u> /1.0	0.2	0.3	0.3	0.4	0.5	2.7

Видно, что из трех, приведенных в столбцах 2 и 3 дифференциальных параметров хотя бы один или два имеют экстремальное по отношению к остальным, значение (подчеркнуто). Для данного отделения это, в основном, относительный угол поворота оси пары проводников.

Такое искривление «поверхности движения» должно инициировать, в основном, поворотные колебания сосуда вокруг вертикальной оси с преимущественно боковыми соударениями с проводниками. Именно такой характер колебаний данного скипа и был зафиксирован при обработке осциллограмм горизонтальных ускорений на указанных участках ствола. При необходимости оценки величины динамических усилий, возникающих при взаимодействии сосуда с проводниками, можно воспользоваться формулами, приведенными в п. 4.3. В этом случае следует принимать во внимание, что в них входят не максимальные, а мгновенные горизонтальные ускорения всех башмаков сосуда, то есть значения, полученные путем одновременной многоканальной регистрации высокоскоростной аппаратурой в виде развернутых по времени табулограмм в файле данных.

Приведенные решения показывают, что относительный угол поворота оси пары проводников, абсолютные и относительные углы наклона отдельных проводников в лобовой и боковой плоскостях являются диагностическими параметрами, определяющими режим взаимодействия сосуда с проводниками при движении по локальным участкам армировки, и на основании их значений определять целесообразные направления ведения ремонтно-профилактических работ в стволах.

4.10 Методика выполнения работ по определению фактических параметров технического состояния систем «сосуд – армировка» вертикальных стволов

Первая составная часть работ по определению фактических параметров технического состояния систем «сосуд – армировка» заключается в проведении осмотра оборудования ствола бригадой специалистов, оснащенных измерительным инструментом для определения остаточной толщины металлоконструкций проводников и расстрелов, органолептического определения прочности соединений, уступов на стыках проводников, состояния крепи стволов, кинематических зазоров в системах «башмак – проводник» и средствами документирования результатов осмотра с адресной привязкой к глубинным отметкам либо номерам ярусов армировки.

На этом этапе составляется предварительная, но достаточно объективная, картина технического состояния стволового оборудования, выявляются узкие места, обычно выпадающие из поля внимания обслуживающего персонала шахты. На основании обработки результатов такого осмотра, проведенного с использованием средств аудио- и видеозаписи составляются «дефектные ведомости», определяющие дефекты – факты близких к предельному значению ве-

личин остаточной толщины металла стенок проводников и расстрелов, обычно скрытых под толстым слоем коррозионных наслоений и не выявляемых при ежесуточных осмотрах, факты первичных микро- и макро- трещин по сварным швам, локальных вмятин или механического истирания проводников на коротких участках и т.п.

Как правило, результаты этих обследований показывают, что во многих случаях пары «башмак – проводник» эксплуатируются с суммарными зазорами, которые либо выше значения 46 мм (это вызывает повышенную раскачку сосуда при горизонтальных колебаниях), либо меньше нормированного значения 30 мм (это вызывает опасность стесненного движения сосуда). Оба вида нарушения зазоров усиливают динамические удары башмаков по проводникам при неудовлетворительной работе роликовых направляющих.

Данные измерения геометрических параметров армировки показывают, что при длительной эксплуатации распределение остаточных сечений проводников и расстрелов (остаточной прочности) проводников и расстрелов становится существенно неоднородным по глубине ствола. Абсолютные значения параметров прочности по участкам ствола (динамической жесткости) разнятся в 3-7 раз

На этом же этапе выполняется анализ проведенных периодических измерений геометрических отклонений проводников от вертикали, специальная математическая обработка их данных и выполнение совместного анализа результатов математической обработки динамических и геометрических параметров проводников по участкам ярусов ствола.

Основным источником динамических нагрузок на проводники является их искривленность, которая характеризуется таким параметром, как «кривизна» на локальном участке, вычисляемым специальным образом по данным профилировки, а так же геометрическими параметрами взаимного пространственного расположения пар проводников одного стволового отделения.

Математическая обработка этих данных показывает, что существует значительная разница в контактных нагрузках при движении сосуда по проводникам со сглаженным и фактическим профилями. Из этого следует, что главной причиной повышенных нагрузок являются устранимые при плановых ремонтах локальные отклонения проводников от вертикали на коротких участках, сравнимых по длине с высотой подъемного сосуда.

Такие факты, представляющие общую картину работы системы «сосуд – армировка», указывают на неблагоприятный характер воздействия сосуда на армировку и говорят о необходимости проведения более углубленного обследования ствола с привлечением аппаратурных средств динамических испытаний для детализации картины динамического нагружения армировки по отдельным участкам и ранжированию этих участков по уровням динамической нагруженности.

Вторым составным этапом работ являются динамические испытания армировки, которые проводятся для детализации картины динамического нагружения армировки по отдельным участкам ствола и ранжированию этих участ-

ков по уровням нагружения. Динамические испытания проводятся на рабочих скоростных режимах движения подъемных сосудов, а так же при вариации скоростей движения на достаточно представительной выборке циклов спуска/подъема (как правило, 6-18 циклов) для выявления всех статистически обоснованных параметров цикличности силового нагружения армировки с применением портативной измерительной аппаратуры «МАК» ИГТМ НАН Украины. Их состав и порядок проведения описаны в нормативном документе Министерства промышленной политики Украины [22].

Третьим составным этапом работ является совместный анализ результатов математической обработки на одном и том же участке ярусов динамических и геометрических параметров отклонений проводников от вертикали (рис. 4.63). Он позволяет вполне объективно установить их причинно-следственную связь и разработать мероприятия по снижению уровня динамических нагрузок в системе «сосуд – армировка» путем расчета совместной коррекции профиля проводников подъемного отделения ствола.

Влияние параметров армировки ствола. Наибольшее возмущающее воздействие на подъемный сосуд в рабочих режимах движения оказывает профиль системы проводников отделения. Назначение роликовых амортизаторов состоит в том, чтобы нейтрализовать возмущения, вызванные нарушением вертикальности проводников и обеспечить проектный бесконтактный режим движения. Практика эксплуатации показывает, что в стволах с нарушенной геометрией при сроках службы более 40 – 50 лет достижение такого режима в подавляющем большинстве случаев очень проблематично.

На рис. 4.49 приведены графики лобовых профилей проводников отделения рудоподъемного ствола и контактных нагрузок на проводники со стороны скипа. Срок эксплуатации ствола более 50 лет. Ствол находится в области зоны сдвижения горных пород. Глубина ствола около 1200 м.

Видно, что абсолютные отклонения проводников от проектной вертикали достигают 60 – 80 мм, причем в средней части ствола на протяжении 40 ярусов (около 120 м) имеется глобальное знакопеременное искривление профиля. На подавляющем числе коротких участков стволов длиной 5 – 10 ярусов (2 – 3 длины сосуда) имеются значительные знакопеременные отклонения профилей от их плавных генеральных линий. Такие изломы профиля создают постоянные высокочастотные горизонтальные возмущения и инициируют повышенные ударные нагрузки сосудов на армировку. Амплитуды ударных нагрузок зависят от степени гладкости профилей проводников, кинематических зазоров и диссипативных параметров амортизаторов роликовых направляющих. Такие нарушения вертикальности при скорости подъема свыше 6-7 м/с могут вызывать аварийно опасные снижения запасов прочности армировки уже при 43%-49% износа проводников и расстрелов.

На *четвертом этапе работы* реализуется объективное выявление остаточного ресурса по несущей способности армировки в условиях конкретных технологических режимов, характеризующихся скоростью и грузоподъемностью подъемных сосудов. Он заключается в проведении *деформационно-*

прочностных расчетов проводников и расстрелов, определении их остаточных запасов прочности и динамических прогибов, оценки их по двум предельным состояниям на основании данных измерений остаточной толщины проводников и расстрелов и результатов поярусных измерений динамических нагрузок на проводники с прогнозированием во времени возможных изменений состояния стволов. Он предполагает, в конечном итоге, разработку прогноза долговечности работы армировки в зависимости от принятых режимов эксплуатации подъема.

На данном этапе выполняется расчет максимально возможных прогибов и напряжений проводников и расстрелов под действием определенных на этапе испытаний максимальных и средних на тестовой выборке циклов динамических усилий, остаточных запасов прочности и запаса по кинематическому зацеплению предохранительных башмаков с проводниками и системный анализ данных всех видов измерений и обследований.

На этом этапе определяются самые слабые звенья и участки ярусов армировки и получается информация для выявления первоочередных ремонтных работ в стволе при выбранном технологическом режиме эксплуатации. Поскольку динамические испытания проводятся с вариацией по скорости и нагрузке подъемного сосуда, то на этом этапе так же выявляются и допустимые скоростные режимы работы подъема в зависимости от полезной грузоподъемности сосуда, обеспечивающие эксплуатацию с заданными проектными запасами деформационно-прочностных параметров армировки в конкретных условиях шахтного ствола.

На пятом составном этапе работ проводится совместный анализ данных математической обработки профилировок, контактных нагрузок, остаточных запасов прочности и деформаций металлоконструкций и комплексно разрабатываются мероприятия по сохранению работоспособности армировки на требуемом уровне. При этом в качестве мер первоочередного порядка или второй очереди могут выступать различные сочетания изменений технических и технологических параметров системы подъема. Например: специальная коррекция профиля проводников с учетом их реального взаимного расположения и искривления оси ствола, реконструкция или применение другого типа роликовых амортизаторов для снижения контактных нагрузок, упрочнение конструкции расстрелов с учетом их фактического изношенного и деформированного состояния, выборочная замена проводников на более прочные и износостойкие, снижение скорости подъема, снижение массы полезного груза и т.п. В каждом конкретном случае этот вопрос решается с учетом технико-экономических показателей возможностей предприятия.

Поярусная синхронизация результатов динамических испытаний, данных измерений отклонений профилей проводников от вертикали, их параметрического анализа, данных измерений износа и расчетов несущей способности проводников и расстрелов дает возможность выявить наиболее слабые элементы в сечении каждого яруса армировки, а так же установить причины снижения остаточных запасов прочности металлоконструкций. На рис. 4.67 показан пример

итоговой диаграммы безопасности, которая строится для каждого элемента конструкции яруса армировки и показывает поярусное соотношение между запасами прочности элементов, его остаточной прочности и уровнем фактического нагружения. Провалы на кривых допустимых нагрузок соответствуют потере прочности вследствие износа, пики на кривых фактических нагрузок соответствуют повышенным динамическим нагрузкам из-за нарушений вертикальности или других геометрических параметров системы проводников данного сосуда. Из графиков видно, с каким фактическим запасом прочности эксплуатируется конкретный элемент армировки при данном режиме работы подъема.

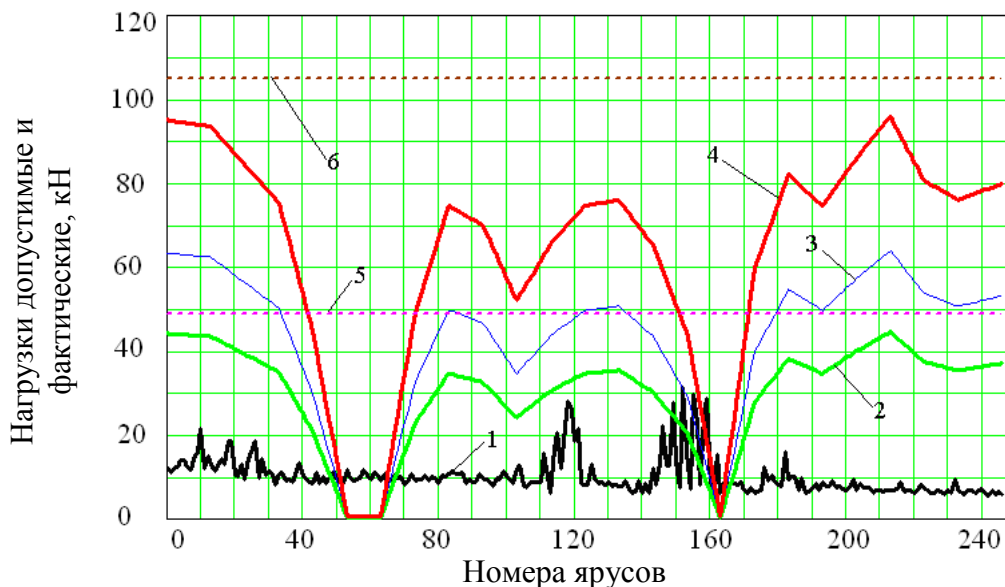
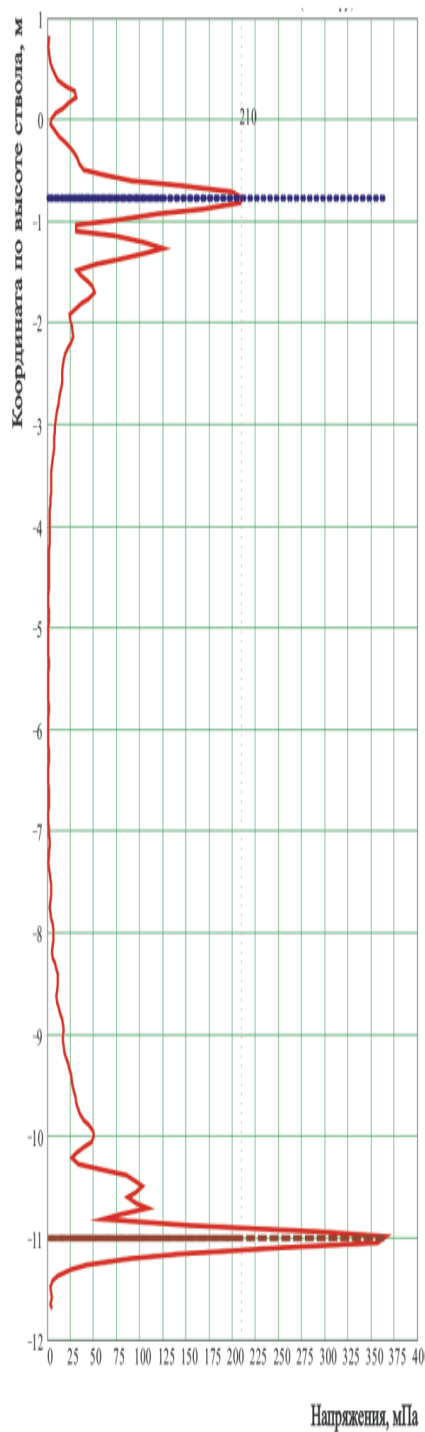
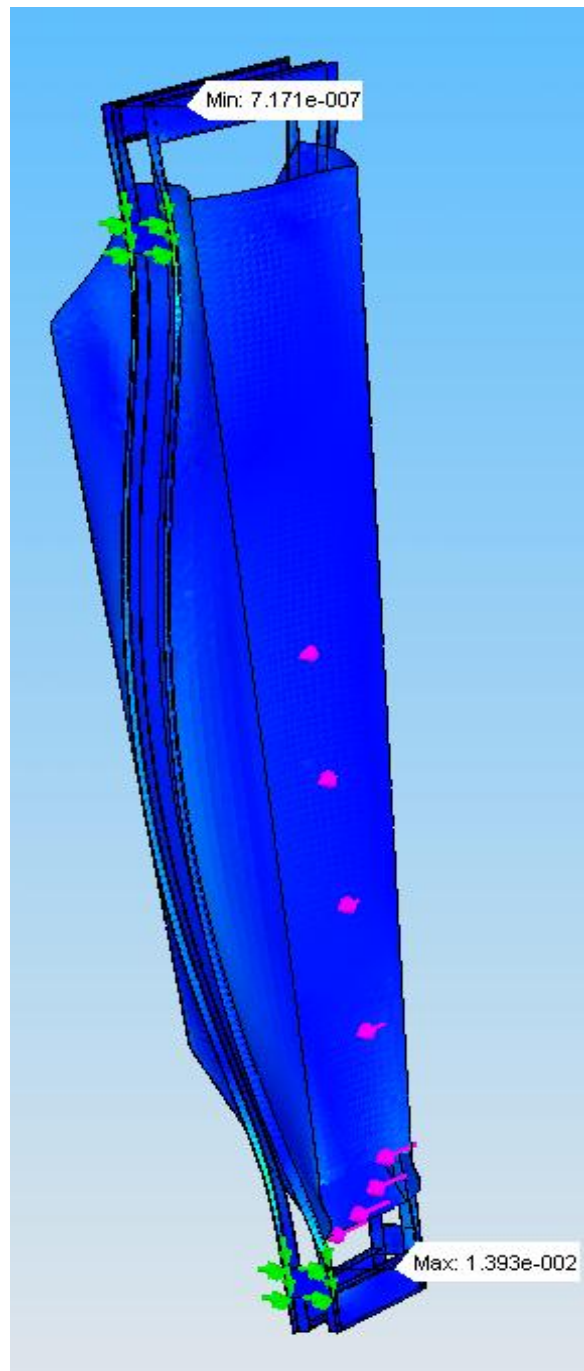


Рис. 4.67. Диаграмма нагружения армировки бокового расстрела контрвесного отделения ствола: 1 – фактические максимальные нагрузки за все циклы динамических испытаний; 2 – допустимые нагрузки при запасе прочности 2,15; 3 – допустимые нагрузки при запасе прочности 1,5; 4 – допустимые нагрузки при запасе прочности 1,0; 5 – допустимые нагрузки при запасе прочности 2,15 для неизношенного расстрела; 6 – допустимые нагрузки при запасе прочности 1,0 для неизношенного расстрела

Диаграмма показывает, что на участках ярусов 53..63 и 150..172 *несущая способность расстрела резко снижена из-за повышенного износа и расчетный запас прочности меньше минимально допустимого 1,0 по пределу текучести*. На участках ярусов 110..125 и 145..165 реализуется всплеск контактных нагрузок из-за нарушений вертикальности проводников. Однако на участке ярусов 110..125 этот всплеск не приводит к снижению запаса прочности ниже номинального значения 2,15, а на участке 157..172 он приводит к снижению запаса прочности ниже допустимого 1,0 из-за наложения нарушений профиля проводников на участок повышенно износа расстрела. Поэтому, на участке ярусов 53..63 необходимо восстановление несущей способности расстрела путем замены его балок или упрочнения существующей конструкции, а на участке 150..172 необходимо совместное восстановление несущей способности и спрямление проводников после местной профилировки.



а)



б)

Рис. 4.68. Эпюры напряжений а) и перемещений; б) в корпусе скипа при лобовом ударе обоими башмаками по одному проводнику

Такая картина характерна для подавляющего большинства отечественных обследованных рудоподъемных стволов.

Параметр «остаточный запас прочности» элементов металлоконструкции армировки под действием фактических эксплуатационных нагрузок является основным, определяющим степень аварийной опасности работы ствола. Мини-

мально допустимым является значение запаса прочности равное 1.0, которое соответствует равенству фактических напряжений в наиболее нагруженном сечении металлоконструкции пределу текучести ее материала. Поэтому все мероприятия по обеспечению безопасной эксплуатации направляются на его повышение до номинальной величины 2.15, которое соответствует фактическим напряжениям меньшим предела выносливости. При таком запасе прочности в металле не происходит накопления усталостных повреждений под действием циклических знакопеременных динамических нагрузений со стороны сосудов. Достижение такого уровня может происходить несколькими способами.

В том случае, когда армировка содержит расстрелы закрытого профиля динамика систем «сосуд-армировка» существенно отличается от аналогичных процессов в системах с двутавровыми расстрелами открытого профиля. Главным отличием при одних и тех же типах проводников (коробчатыми или рельсовыми) является то, что горизонтальная жесткость армировки с коробчатыми расстрелами в 3-5 раз больше, чем армировки с двутавровыми расстрелами даже из такого крупного профиля, как балка №36С, которая широко применяется в стволах железорудных предприятий Украины.

В армировках с двутавровыми балками расстрелов механическая жесткость и прочность движущихся по ним скипов гораздо больше, чем армировки. Поэтому при больших сроках эксплуатации расстрелы открытого профиля под действием коррозионной шахтной среды сильно теряют полезную площадь металла в своих сечениях и становятся еще более податливыми под действием горизонтальных контактных нагрузок со стороны подъемных сосудов.

Подъемный сосуд в такой армировке движется практически как жесткое тело, деформируя за счет своих колебаний участок армировки. Инструментальные испытания большого числа систем «сосуд-армировка», проведенные Лабораторией диагностики ШПК ИГТМ НАН Украины показали, что максимальные нагрузки в таких системах на скоростях до 10 м/с, даже при самых большегрузных скипах, как правило, не превышают 80-90 кН.

Движение такого же сосуда в армировке с коробчатыми расстрелами происходит в гораздо более стесненных условиях. Такие расстрелы предназначены для повышенного сопротивления коррозионной среде и при сроке службы 25-30 лет теряют не более 10%-12% своего поперечного сечения. В такой системе изгибая жесткость сосуда оказывается гораздо меньшей, чем жесткость армировки и он движется по ней, деформируясь под действием опорных реакций направляющих, отслеживая все искривления профиля на 3-4 ярусах по своей длине.

В таких системах самым податливым звеном является уже не армировка, а корпус подъемного сосуда. Проходя многократно по одним и тем же участкам ствола, он подвергается систематическим изгибам в лобовой и боковой плоскостях не смотря на наличие нормативных кинематических зазоров в парах «башмак-проводник». Отклонения проводников от вертикали в такой армировке приводит к гораздо большим контактным нагрузками, чем отклонения одного уровня в армировке с двутавровыми расстрелами.

Пример такого динамического процесса показан на рис. 4.68, где приведены эпюры напряжений и деформаций в раме скипа при взаимодействии с коробчатыми проводниками, опирающимися на коробчатые расстрелы. Скорость подъема 9 м/с, снаряженная масса скипа 35 т, направляющие качения типа НКП с жестко закрепленной осью вращения катка. Ударные нагрузки в этом случае на коротком участке ствола порядка 50 м достигали 160-200 кН [57]. Видно, что места концентрации напряжений приходятся на места закрепления предохранительных башмаков и максимумы достигают величины порядка 200 МПа. В этом скипе было зафиксировано ускоренное образование усталостных трещин в этих местах уже через 6 месяцев после начала эксплуатации нового скипа. Это является подтверждением того положения, что более жесткая армировка при равных отклонениях проводников от вертикали приводит к более высоким ударным нагрузкам, чем с расстрелами открытого профиля.

На шестом составном этапе работы совместный анализ данных о скорости коррозии, износа проводников и расстрелов подъемных отделений с данными по зафиксированному на момент обследования запасу прочности, позволяет составить прогноз по изменению несущей способности армировки во времени в принятом режиме эксплуатации. Этот прогноз будет справедлив только при неизменности технологических режимов эксплуатации (скорости, массы сосудов, профиля проводников) и не может являться гарантией сохранения запасов прочности при изменении хотя бы одного из указанных параметров. Такое положение требует проведения специальных обследований, включающих как аппаратные испытания, так и анализ условий эксплуатации при смене технологических режимов работы подъема.

В результате многопараметрического анализа и обработки результатов оперативного контроля технического состояния оборудования ствола устанавливаются участки армировки и крепи ствола, где необходимо в первую очередь принимать меры (ремонт) по повышению безопасности эксплуатации ствола, и участки армировки и крепи ствола, на которых необходимо проводить реализацию управленческих решений по сохранению уровня работоспособности оборудования ствола. Таким путем выполняется мониторинг и оценка безопасности эксплуатации каждого конкретного ствола с постоянными репрезентативными, для него наблюдениями за основными параметрами для оценки проектного ресурса армировки, крепи и оборудования, а также прогноза развития негативных процессов.

5 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ АЭРОГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И УСТОЙЧИВОСТИ ТРУБНОГО СТАВА ГИДРОПОДЪЕМА ПРИ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ С ОКРУЖАЮЩЕЙ МОРСКОЙ СРЕДОЙ

5.1 Цель экспериментальных исследований и описание оборудования, приборов и измерительной аппаратуры

Анализ состояния вопроса указывает на необходимость научного обоснования выбора параметров системы подъема с учетом особенностей новой области применения гидроподъемов и разработки теоретических основ их проектирования и эксплуатации [66].

В частности, при проектировании глубоководных пульпопроводов задачи внутренней гидродинамики и динамики элементов трубного става рассматриваются или полностью независимо, или в предположении, что взаимосвязь между ними может быть задана. Наряду с этим известные немногочисленные исследования по динамике трубопроводов с текущей пульсирующей жидкостью выполнены при условии, что поток жидкости может влиять на динамику трубопровода, а обратное влияние отсутствует. Кроме того, как было сказано выше, взаимодействие трубопроводов с окружающей морской средой может приводить к деформации их прямолинейной формы, возникновению различных типов динамической неустойчивости и появлению колебательных процессов, обусловленных волнением моря.

Поэтому, выбор рациональных проектных и эксплуатационных параметров установок следует осуществлять в рамках комплексного подхода, согласно которому задачи внутренней гидродинамики, динамики элементов трубного става и внешней гидродинамики решаются в сопряженной постановке.

Проблемным моментом проектирования систем глубоководного гидротранспорта является решение комплекса задач, связанных с внешним обтеканием транспортной магистрали морской средой.

В данном разделе приведены аэрогидродинамические коэффициенты элементов конструкции трубного става, которые определяют его форму при перемещении в толще морской воды, а также исследованы аэрогидроупругие автоколебания трубной конструкции и ее динамическая устойчивость в условиях волновой качки. Оба указанных фактора оказывают существенное влияние не только на параметры напряженно-деформированного состояния трубного става, отвечающие за его целостность и работоспособность [66–68], но и на процесс транспортирования пульпы по трубопроводу ввиду силового взаимодействия упругой конструкции става с протекающей по нему массой.

Вопросы влияния параметров внешней гидродинамики (обтекание трубного става окружающей морской средой) на закономерности процесса транспортирования гидросмеси рассмотрены в работе [68]. Откуда, в частности, следует, что вопросы внешней и внутренней гидродинамики следует рассматривать в сопряженной постановке, с учетом взаимовлияния их параметров. Этот

чрезвычайно важный практический результат положен в основу разрабатываемого методического обеспечения процесса проектирования [69–73].

Трубная система гидротранспорта полезных ископаемых со дна Мирового океана представляет собой сложную конструкцию в виде пакета трубопроводов, состоящего из центрального транспортного трубопровода, по которому транспортируется пульпа, и нескольких вспомогательных трубопроводов разного функционального назначения (пневмопровод, трубопроводы управляющих и энергетических кабелей и пр.)

Доминирующим является транспортный трубопровод, который является и основным силовым элементом системы. Дополнительные трубопроводы имеют значительно меньшие диаметры и крепятся к центральному трубопроводу. Наличие в пакете нескольких трубопроводов различного диаметра приводит к несимметрии его поперечного сечения, вследствие чего элемент пакета при любом направлении набегающего потока испытывает кроме силы сопротивления также боковую силу и крутящий момент.

В настоящее время единственным средством определения аэрогидродинамических сил для тел сложного поперечного сечения является эксперимент в аэродинамических трубах (или в гидродинамических установках) на масштабных моделях.

Поэтому, для определения аэрогидродинамических характеристик элементов трубного става системы добычи полезных ископаемых были предприняты широкомасштабные систематические исследования гидродинамических моделей трубного става в аэродинамической трубе Т-5 кафедры аэрогидромеханики Днепропетровского национального университета под руководством доктора технических наук, профессора Гомана О.Г., при участии кандидата технических наук НГУ Кириченко Е.А. Большинство экспериментальных моделей были изготовлены и исследованы кандидатом технических наук, доцентом кафедры аэрогидромеханики И.Ю. Графским.

Аэродинамическая труба Т-5 – это установка замкнутого типа с открытой рабочей частью (схематически представлена на рис. 5.1), диаметр выходного сопла – 0,75 м. На схеме обозначено: 1 – внутренний контур трубы, 2 – хонейкомб, 3 – пульт управления, 4 – диффузор, 5 – отверстия для демпфирования пульсаций давления, 6 – лопатки поворотные, 7 – генератор постоянного тока, 8 – электродвигатель переменного тока; 9 – электродвигатель постоянного тока, 10 – вентиляторная установка, 11 – канал нагнетания, 12 – сопло, 13 – сетки турбулизирующие, 14 – форкамера. Поток воздуха обеспечивается осевым вентилятором; максимальная скорость потока 45 м/с. Неравномерность поля скоростей в ядре потока пустой трубы не превышает 0,5 %; скос потока в вертикальной и горизонтальной плоскостях – не более 0,5 %. Начальная турбулентность потока $\varepsilon = 0,4 \dots 0,5$ %; акустический шум при максимальной скорости потока – 96 дБ.

Для определения аэрогидродинамических сил труба оснащена трехкомпонентными тензометрическими весами, которые позволяют измерять силу сопротивления X (вдоль потока), боковую силу Y (перпендикулярно потоку) и боковую силу Y_1 на плече, через которую вычисляется крутящий момент относительно оси крепления модели.

Весовые элементы «X» и «Y» выполнены в виде упругих пластин, консольно закрепленных на опорных стойках симметрично относительно модели. Пластины «X» и «Y» развернуты друг относительно друга на 90° и связаны между собой жесткими разъемными соединениями. Консольный конец весового элемента представляет собой узел крепления с шаровым трехстепенным шарниром, в котором свободно закрепляется конец оси модели.

На рис. 5.2 схематически показаны трехкомпонентные весы и их расположение вместе с моделью в трубе. Конструкция включает упругие весовые элементы «X» (позиция 1), «Y» (позиция 2) и «Y₁» (позиция 12); шарнир шаровый 3; жесткую ось модели 4; шайбу концевую 5; исследуемую модель 6; обтекатель 7; стойку опорную 8; механический колебательный контур 9; сопло трубы 10; координатник 11; тягу с двумя шарнирами 13; шаровую опору 14 с отверстием; накладку 15.

Весовой элемент Y₁ в виде упругой пластины одним концом крепится к массивному координатнику, с помощью которого производится изменение угла атаки модели, а другим – тягой с двумя шарнирами с моделью.

На упругие пластины наклеены тензодатчики, соединенные по мостовой схеме между собой и с тензостанцией.

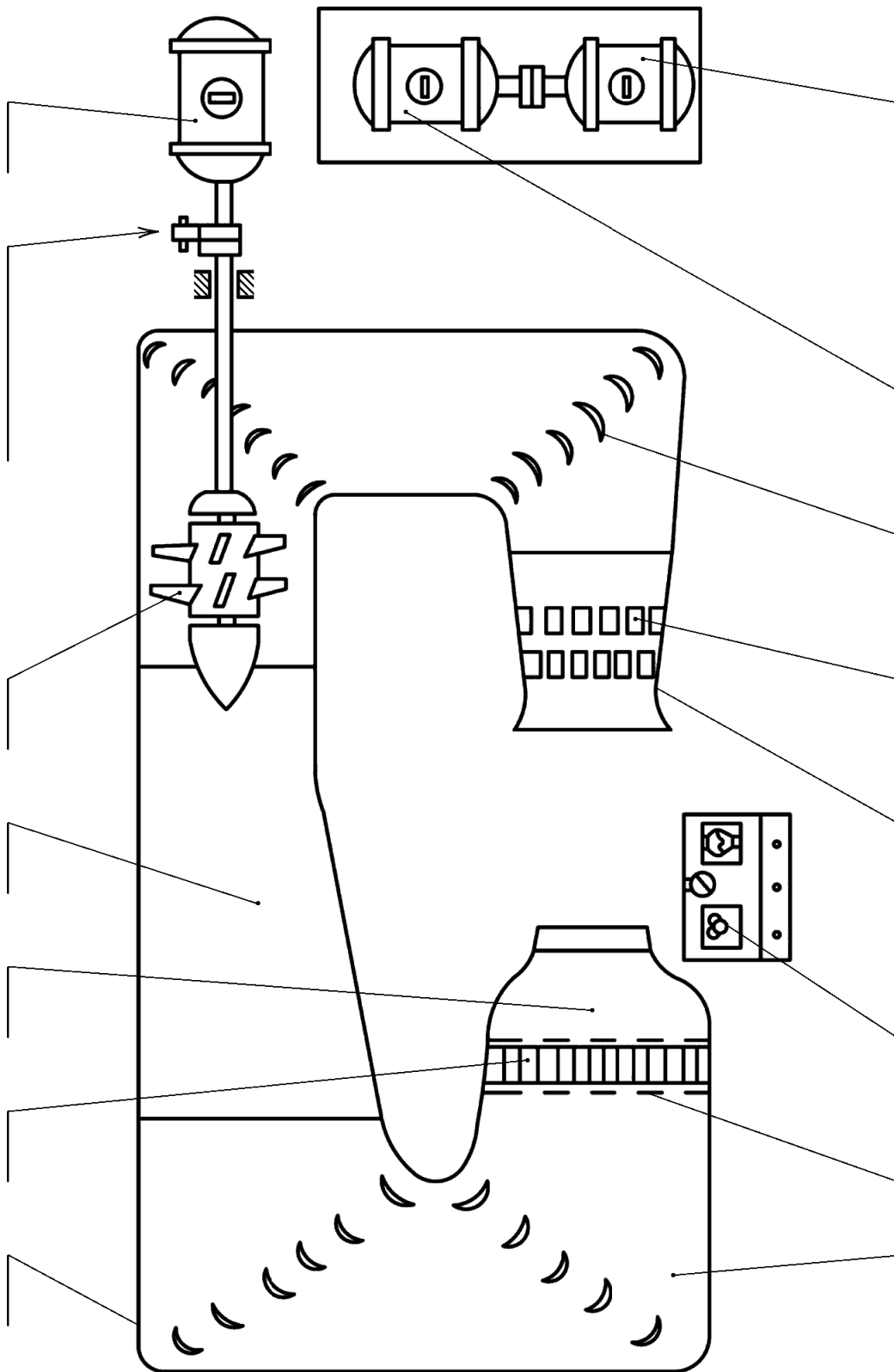
Достоинство такой конструкции тензовесов в том, что кроме стационарных сил они могут измерять силы и амплитуды нестационарных колебаний при возникновении аэрогидроупругой неустойчивости моделей, исследуемых путем осциллографирования процесса колебаний и предварительной тарировки перемещений упругих весовых элементов под действием нагрузки.

Цель исследования состояла, во-первых, в определении фактических значений аэрогидродинамических коэффициентов элементов става заданных компоновок и, во-вторых, в параметрическом исследовании влияния различных геометрических и кинематических параметров на эти коэффициенты.

Ориентировочные размеры трубопроводов става были получены по результатам предварительного гидравлического и прочностного расчетов гидropодъема производительностью 7,8 кг/с по твердому материалу с глубины 6000 м [74 – 77].

Детальному исследованию были подвергнуты одиночный цилиндр, пакет цилиндрических элементов в целом, а также отдельные цилиндры в составе пакета. Также частично были рассмотрены аэродинамические характеристики и других элементов погружных конструкций при поперечном и косом обтекании.

В частности, были выполнены исследования по определению зависимости коэффициента силы сопротивления цилиндра от степени шероховатости поверхности (с целью прогноза влияния естественной коррозии трубного става и обрастания его микроорганизмами на необходимое усилие, затрачиваемое плавсредством на его транспортировку сквозь толщу океана), а также от интенсивности турбулентности набегающего потока.



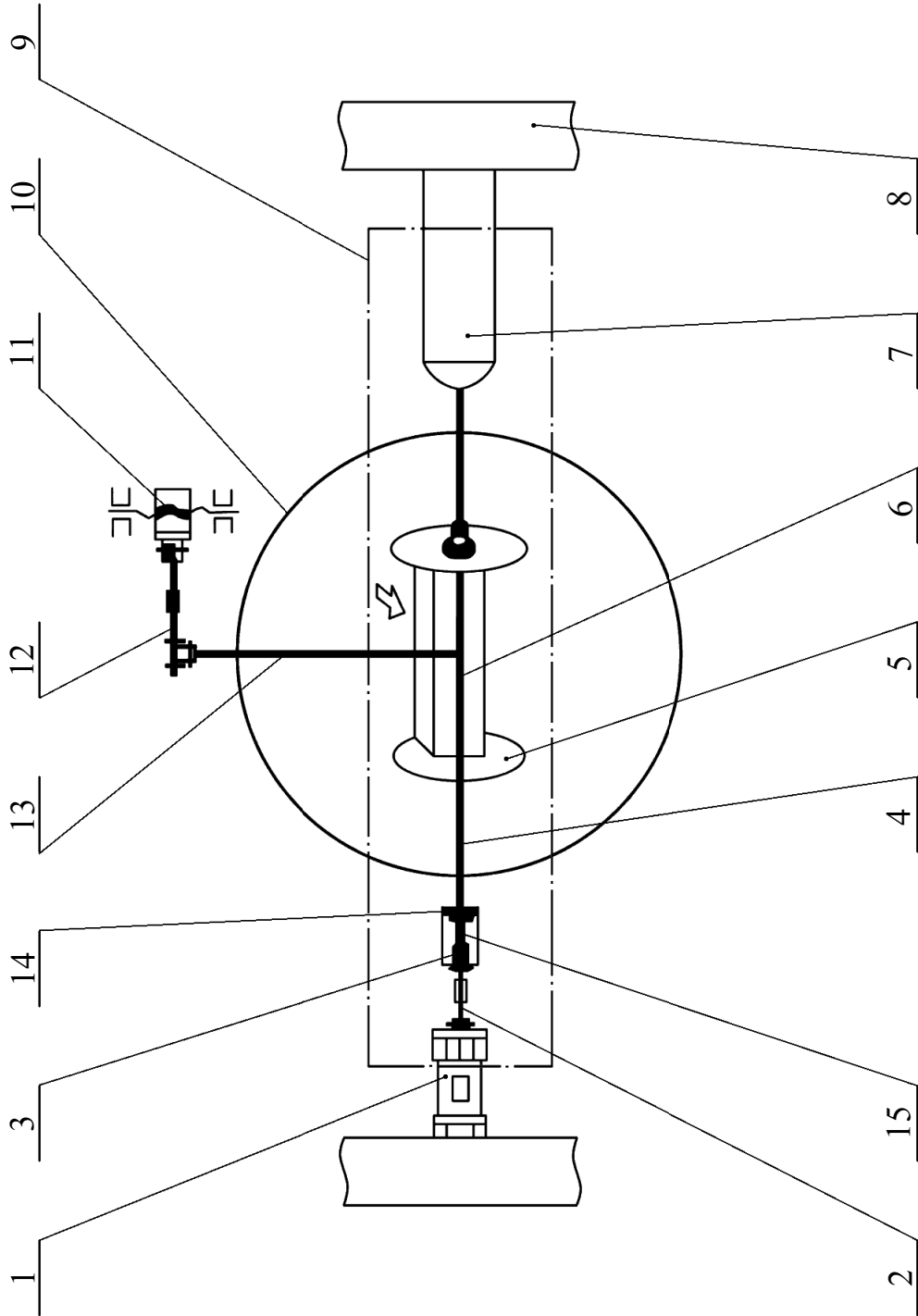


Рис. 5.2. Схема тензометрических трехкомпонентных весов в рабочей части аэродинамической трубы

Исследования выполнены во всем диапазоне чисел Рейнольдса, доступных для аэродинамической трубы Т-5.

Кроме того, с целью обнаружения возможных случаев возникновения различных видов аэрогидроупругой неустойчивости и выявления влияния схемы компоновки пакета на его склонность к неустойчивости, был выполнен ряд динамических испытаний, которые по отношению к реальной конструкции следует рассматривать как качественные.

Необходимость повышения добычи полиметаллических конкреций приводит к увеличению диаметра транспортного трубопровода (ТС) и, как следствие, мощности расходуемой на транспортирование ТС в толще морской воды при движении судна. В докторской диссертации Киреченка Е.А. [78] показано, что данный фактор оказывает определенное влияние на границы целесообразного использования трубных систем подъема в целом. В этой связи актуальна задача синтеза рациональной конструкции ТС, обладающей улучшенными аэродинамическими характеристиками и расширенной областью аэрогидроупругой устойчивости. С целью получения объективной экспериментальной информации для решения указанной задачи в 2010 году в лаборатории аэрогидромеханики НГУ под руководством доктора технических наук Гомана О.Г. доцентом Кириченко В.Е. и научным сотрудником Романюковым А.В. были систематизированы ранее полученные результаты и более детально исследованы аэродинамические характеристики узлов соединения ТС, обтекателей его элементов и погружной технологической платформы. Результаты синтезированных и вновь выполненных исследований приведены ниже.

5.2 Аэрогидродинамические характеристики одиночного цилиндрического тела

Аэрогидродинамическая модель для исследования поперечного обтекания цилиндра представляла собой элемент стальной трубы с внешним диаметром $d = 100$ мм и длиной $L = 450$ мм. Для реализации условий плоскопараллельного обтекания данного элемента в аэродинамической трубе модель снабжалась двумя аэродинамическими шайбами, в виде достаточно тонких жестких металлических дисков, закрепленных на торцах (рис. 5.3, (а)). Дополнительная сила сопротивления шайб учитывалась за счет отдельной продувки шайб в присутствии модели.

Для исследования косоуго обтекания цилиндра использовалась модель цилиндра с удлинением $L/d = 15$, плоские торцы которого были скруглены в виде полусфер, чтобы уменьшить концевые эффекты (рис. 5.3, (б)). В силу значительного удлинения модели, влиянием концевых эффектов перетекания на значение аэрогидродинамических коэффициентов этой модели, по оценкам, можно было пренебречь.

Моделирование турбулентности осуществлялось при помощи турбулизирующих сеток, которые устанавливались в выходном сечении сопла аэродинамической трубы.

Интенсивность турбулентности характеризует наличие пульсаций скорости набегающего потока V_∞ и определяется величиной:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{u^2}}{V_\infty} \cdot 100\% , \quad (5.1)$$

где $\sqrt{u^2}$ – среднеквадратичная пульсация скорости, [79].

Шероховатость поверхности моделировалась при помощи наждачной бумаги, которая наклеивалась на поверхность цилиндра. Средняя высота шероховатости h определялась крупностью песчинок наждачной бумаги. Степень шероховатости поверхности тела характеризуется величиной относительной шероховатости:

$$k = \frac{h}{d} , \quad (5.2)$$

где d – диаметр цилиндра.

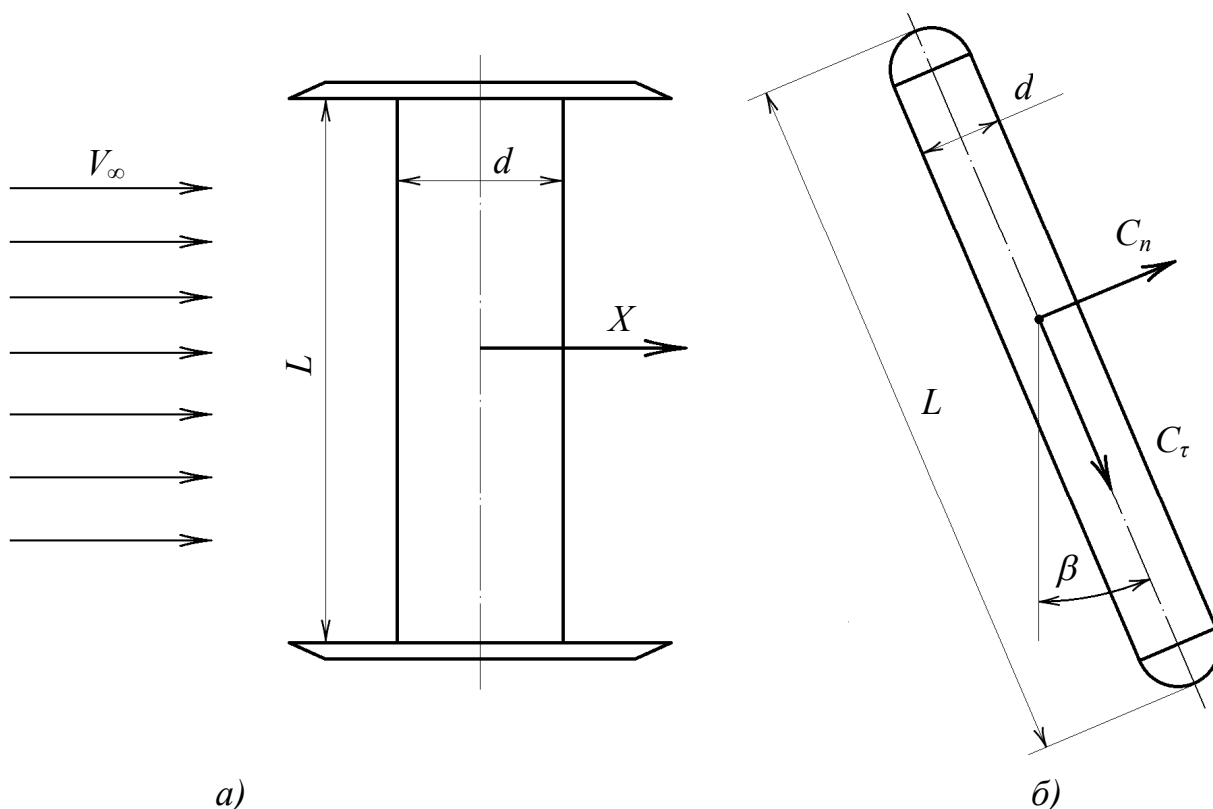


Рис. 5.3. Экспериментальные модели: а) для поперечного обтекания цилиндра; б) косоуго обтекания цилиндра

Коэффициент силы сопротивления C_x при поперечном обтекании определяется как:

$$C_x = \frac{X}{q \cdot d \cdot L}, \quad (5.3)$$

где X – экспериментальное значение силы сопротивления цилиндра (с учетом поправки на сопротивление державки);
 q – скоростной напор,

$$q = \frac{1}{2} \rho \cdot V_\infty^2,$$

где ρ – плотность потока (плотность атмосферного воздуха при температуре и давлении в лаборатории в момент эксперимента);

V_∞ – скорость набегающего потока (в выходном сечении сопла трубы).

Число Рейнольдса в эксперименте определялось как

$$Re = \frac{V_\infty \cdot d}{\nu}, \quad (5.4)$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости воздуха.

Согласно теории подобия и размерности [79], коэффициент силы сопротивления C_x зависит от числа Рейнольдса Re , интенсивности турбулентности ε и степени шероховатости k :

$$C_x = C_x(Re, \varepsilon, k) \quad (5.5)$$

и эта зависимость является универсальной для любых газов и жидкостей.

Полная сила сопротивления цилиндрического тела складывается из двух сил: силы от неравномерного распределения давления по поперечному сечению (сопротивление давления) и силы трения за счет касательных напряжений (сопротивление трения). Полный (суммарный) коэффициент силы сопротивления C_x является суммой:

$$C_x = C_{x.d} + C_{x.mp}, \quad (5.6)$$

где $C_{x.d}$ – коэффициент сопротивления давления;

$C_{x.mp}$ – коэффициент сопротивления трения.

При эксперименте определяется суммарный коэффициент силы сопротивления.

Цилиндр является плохообтекаемым телом, которое почти при всех числах Re (за исключением достаточно малых $Re \leq 20$) обтекается с отрывом потока. Для обтекания с отрывом главную долю в коэффициенте силы сопротивления играет сопротивление давления.

На рис. 5.4 приведена классическая зависимость коэффициента силы сопротивления гладкого ($k \cong 0$) цилиндра от числа Re при $\varepsilon \approx 0$, заимствованная из [79] (так называемая стандартная кривая). Эта зависимость получена как результат многолетних экспериментальных исследований многих авторов.

Сложная немонотонная зависимость $C_x(Re)$ на рис. 5.4 объясняется разной долей компонентов $C_{x,d}$ и $C_{x,тр}$ в суммарном коэффициенте C_x при различных числах Рейнольдса, что связано в основном с изменением ширины отрывной зоны и величины в ней давления от числа Re .

Наиболее характерной особенностью этой кривой является наличие так называемого «кризиса сопротивления», который для гладкого цилиндра наступает при критическом числе Рейнольдса $Re_{кр} = 3 \cdot 10^5 \dots 4 \cdot 10^5$ и состоит в следующем. При достижении критического значения $Re_{кр}$ пограничный слой в точке отрыва становится турбулентным, в результате чего сама точка отрыва почти скачком смещается вниз по потоку. При этом за счет резкого сужения зоны отрыва происходит резкое снижение суммарного коэффициента силы сопротивления, что и обозначается как кризис сопротивления. В закризисной зоне (зона *VI* на рис. 5.4) коэффициент силы сопротивления C_x с увеличением числа Re сначала резко возрастает, а затем возрастает все более медленно и становится почти постоянным. (Следует отметить, что диапазон чисел $Re > 10^7$ для аэродинамических труб недоступен).

Значение критического числа $Re_{кр}$, при котором наступает кризис сопротивления (резкое падение сопротивления) зависит от параметров ε и k .

Полученная в результате обработки данных экспериментальных исследований зависимость $Re_{кр}(\varepsilon, k)$ представлена на рис. 5.5 с использованием масштаба аэродинамической шкалы [78]. В области кризиса сопротивления значение коэффициента силы сопротивления сильно зависит от ε и k .

Полученные экспериментальные зависимости коэффициента силы сопротивления цилиндра C_x от Re , ε и k представлены на рис. 5.6 (а), (б), (в), (г).

Каждая экспериментальная точка осреднялась по 10...12 пускам. Число Рейнольдса в эксперименте варьировалось за счет изменения скорости потока V_∞ от 5 до 45 м/с.

Следует отметить, что при ориентировочном диаметре транспортного трубопровода $d = 250$ мм и скорости транспортировки $V_\infty = 0,3 \dots 0,8$ м/с, число Re в натуральных условиях составляет ($\nu \cong 1,5 \cdot 10^{-6}$ м²/с при $t = 5^\circ\text{C}$): $Re = 0,5 \dots 1,4 \cdot 10^5$, так что с учетом достаточно большой естественной турбулентности морской воды, трубный став находится как раз в условиях начала кризиса сопротивления.

Если цилиндрическое тело большой протяженности (в частности, гибкое цилиндрическое тело) расположено над некоторым углом скольжения к набегающему потоку, то сила \bar{R} , действующая на каждый элемент цилиндра, не будет перпендикулярной к оси данного элемента.

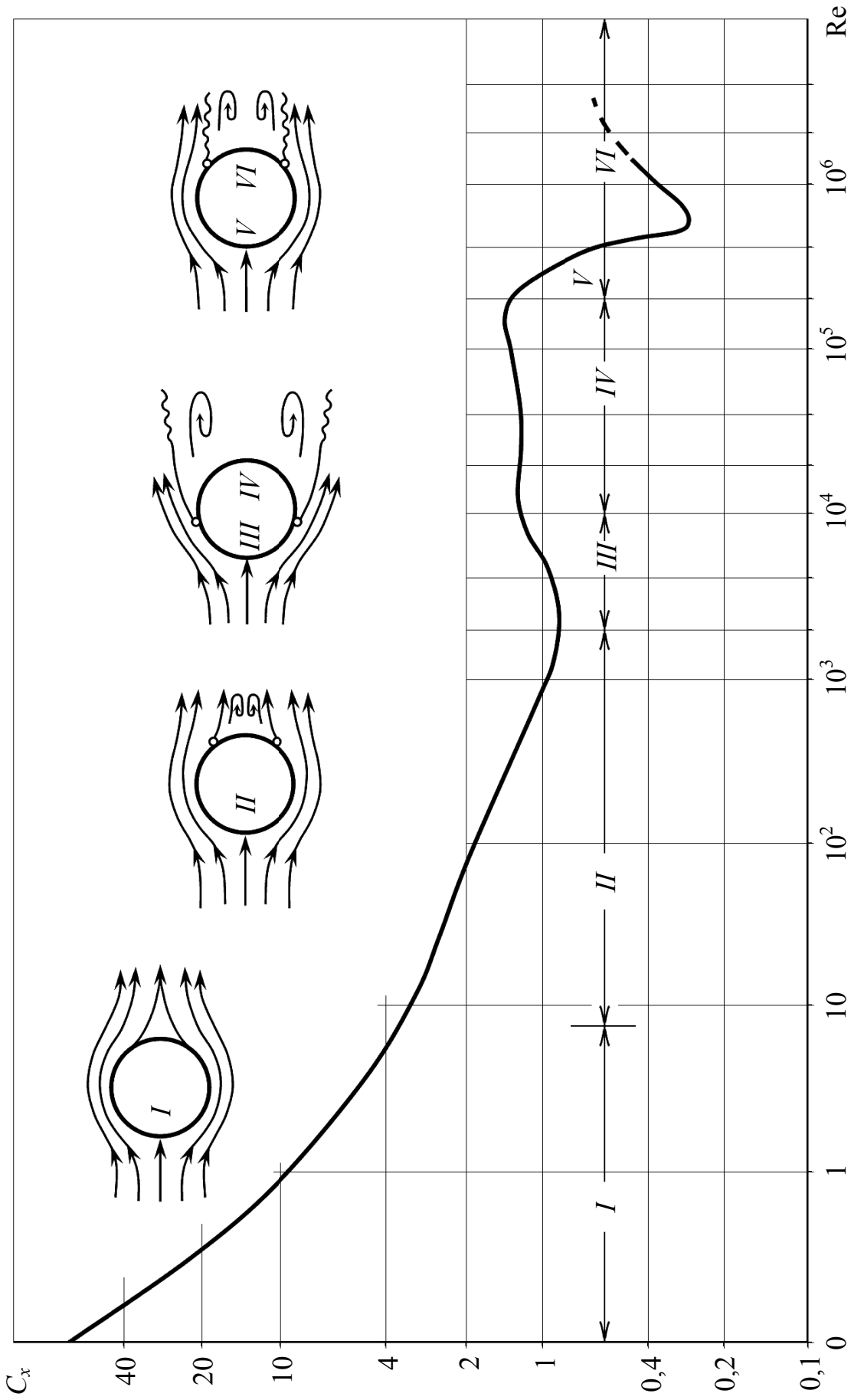


Рис. 5.4. Зависимость коэффициента силы сопротивления гладкого кругового цилиндра от числа Рейнольдса

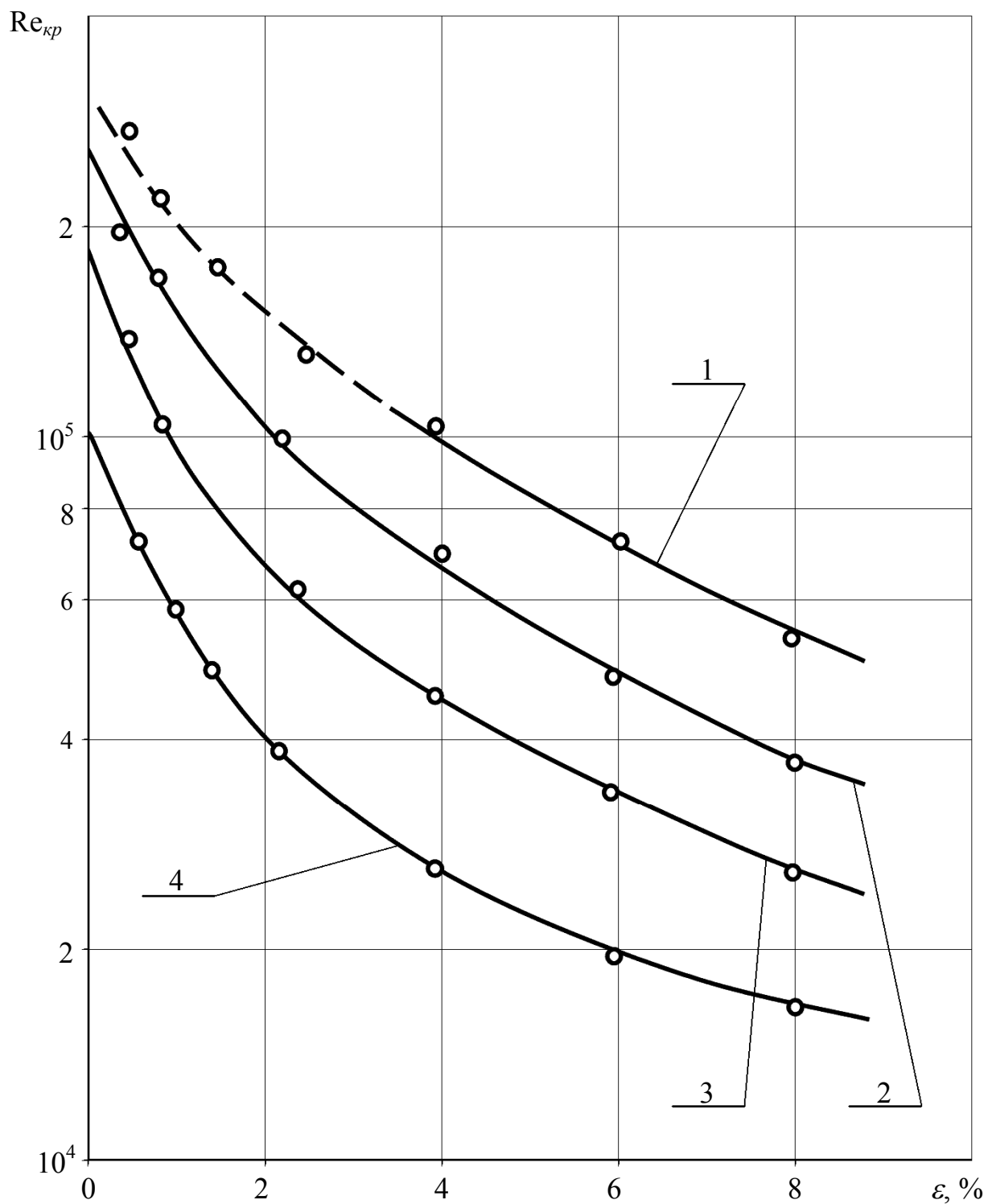
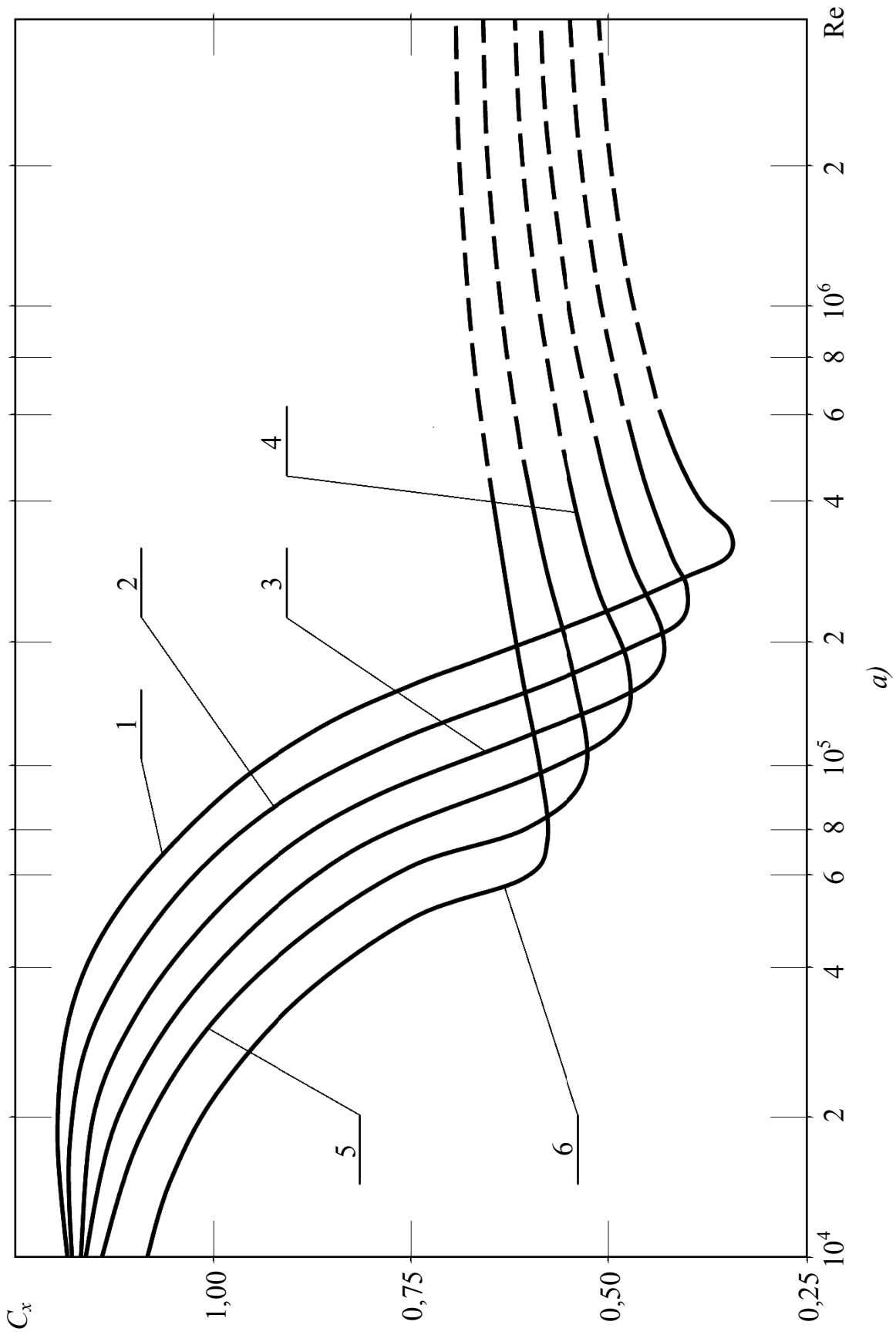
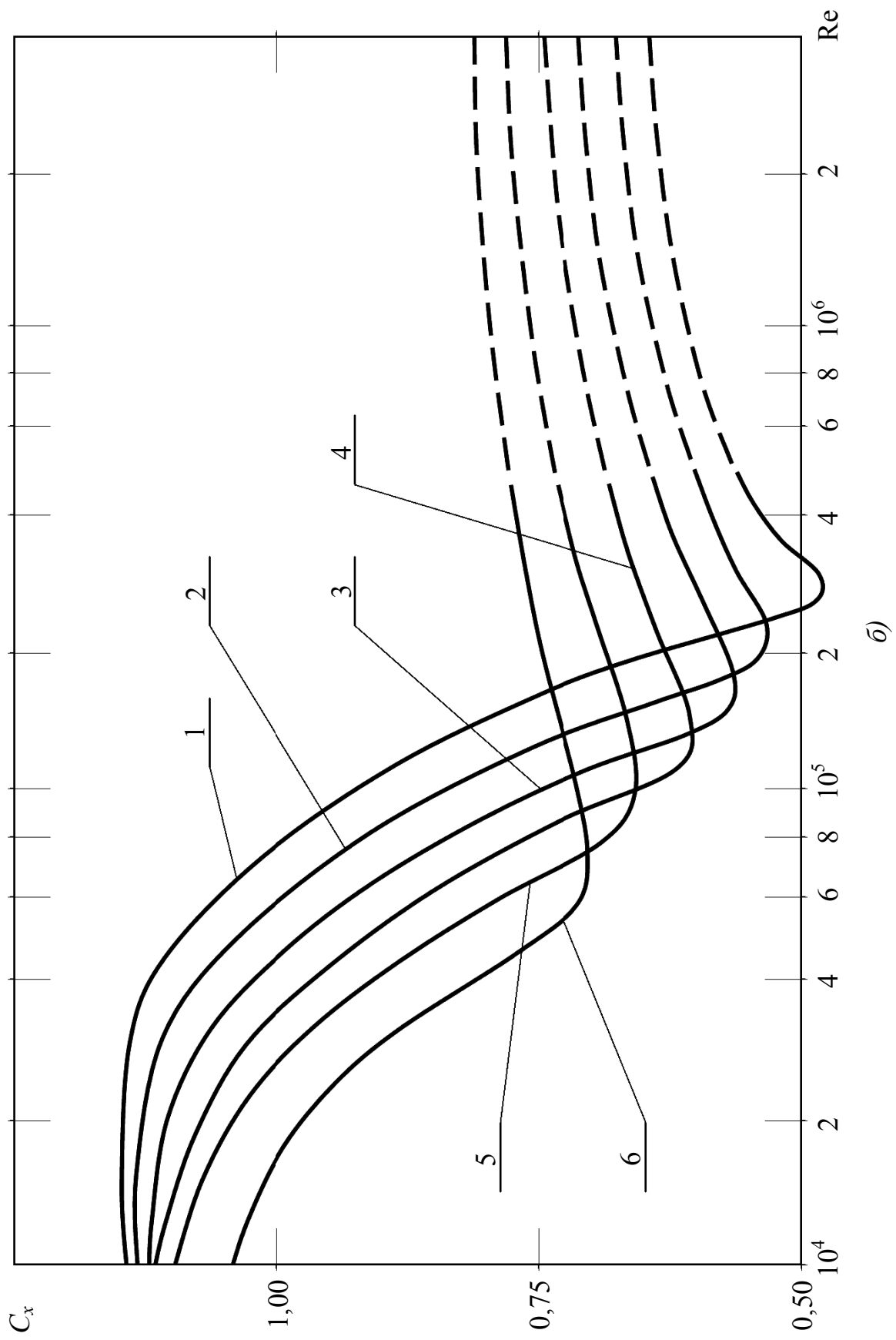
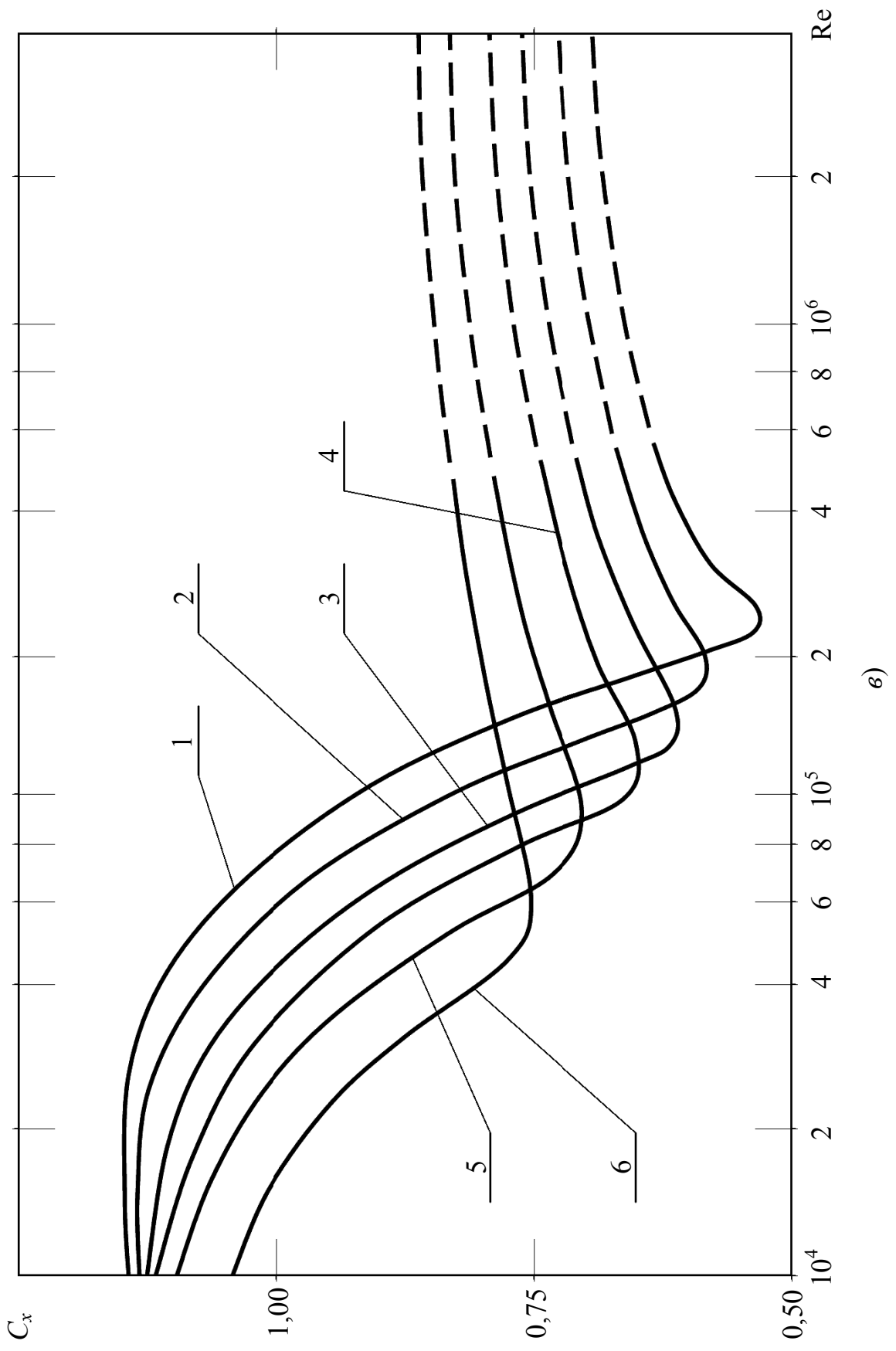


Рис. 5.5. Зависимость критического числа Рейнольдса от интенсивности турбулентности потока и шероховатости поверхности:
 1 – $k = 10^{-5}$; 2 – $k = 10^{-4}$; 3 – $k = 10^{-3}$; 4 – $k = 10^{-3}$





B)



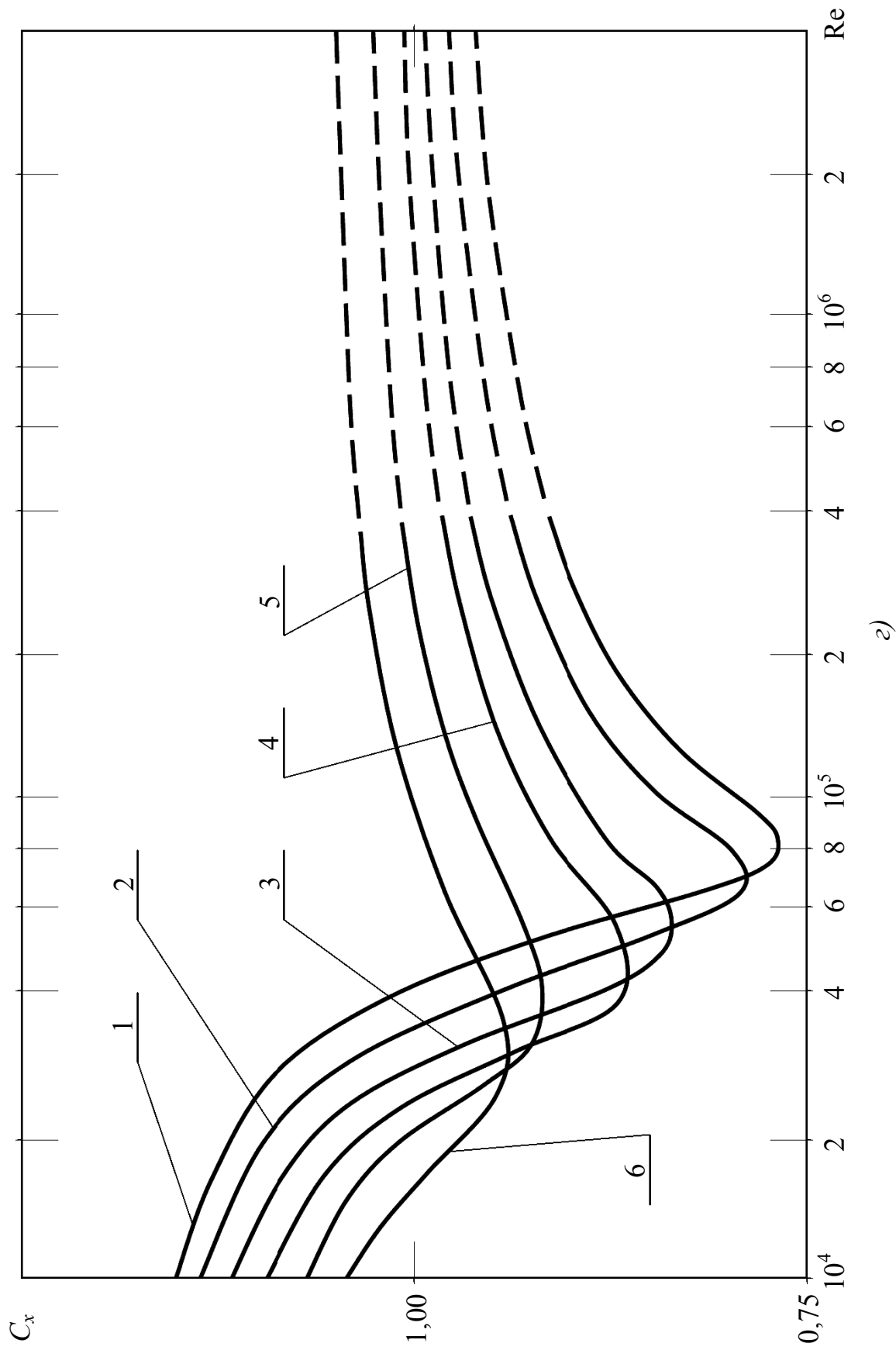


Рис. 5.6. Зависимость коэффициента силы сопротивления цилиндра в поперечном потоке от числа Рейнольдса и интенсивности турбулентности при: а) $k = 10^{-44}$; б) $k = 10^{-5}$; в) $k = 10^{-3}$; г) $k = 10^{-2}$

Аэрогидродинамическая сила \bar{R} лежит в плоскости, соединяющей вектор скорости и ось элемента. Проекция силы \bar{R} на оси поточной системы координат обозначим X и Y , а на оси связанной системы – T и N . Угол между вектором скорости \bar{V}_∞ и нормалью к оси элемента обозначим через β .

Экспериментальная модель, которая была использована для исследования косоуго обтекания, изображена на рис. 5.3 (б).

При проведении экспериментов тензометрические пластины весов были ориентированы по отношению к модели таким образом, чтобы измерять силы T и N в связанной системе координат. При этом оказалось, что измерение осевой силы T ненадежно, поскольку эта сила, вызванная только трением на боковой поверхности цилиндра, слишком мала и ее измерение находилось на грани чувствительности измерительной аппаратуры. Поэтому, при экспериментальном исследовании косоуго обтекания определялась только сила N и ее коэффициент

$$C_n(\beta) = \frac{N}{q \cdot L \cdot d} \quad (5.7)$$

Результаты измерений коэффициента обрабатывались в виде зависимости:

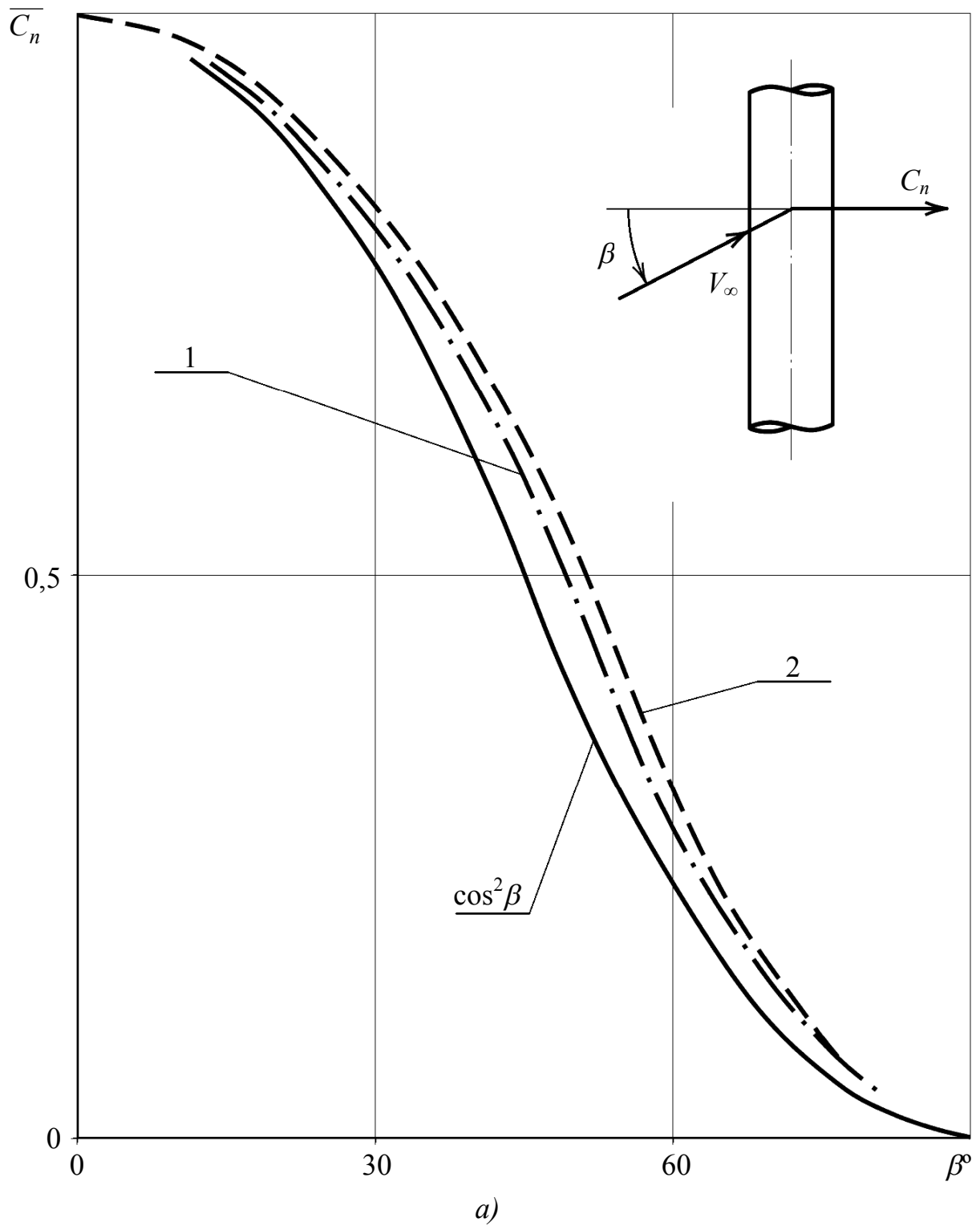
$$\bar{C}_n(\beta) = C_n(\beta) / C_{n0} \quad ,$$

где C_{n0} – значение коэффициента нормальной силы цилиндра при заданной скорости V_∞ и угле $\beta = 0$ (значение C_{n0} равно коэффициенту силы сопротивления цилиндра при поперечном обтекании $C_{n0} = C_x|_{\beta=0}$ с той же скоростью V_∞).

Образец такой зависимости приведен на рис. 5.7. Как оказалось, величина $\bar{C}_n(\beta)$ фактически не зависит от числа Re . Влияние интенсивности турбулентности и степени шероховатости поверхности на значение $\bar{C}_n(\beta)$ тоже оказались незначительными, причем шероховатые цилиндры практически нечувствительны к изменению интенсивности ε . Из рис. 5.7, а также аналогичных данных для других значений ε и k видно, что зависимость $\bar{C}_n(\beta)$ близка к функции

$$\bar{C}_n(\beta) = \cos^2 \beta \quad , \quad (5.8)$$

которая соответствует предположению о том, что при косом обтекании нормальная сила сопротивления N определяется только нормальной компонентой скорости набегающего потока: $V_{on} = V_\infty \cdot \cos \beta$. На рис. 2.7 эта зависимость показана сплошными линиями (см. также [79, 80]).



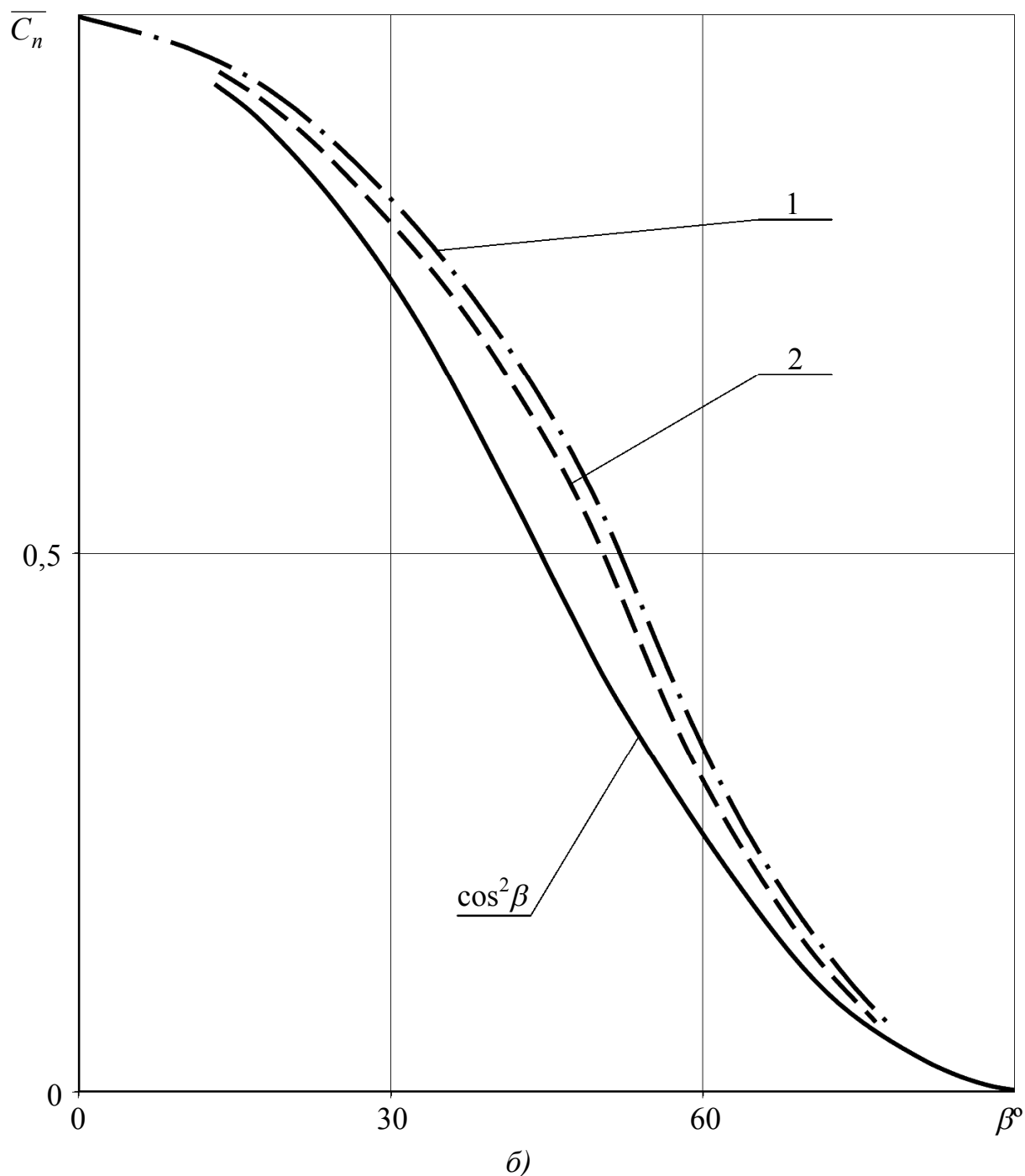


Рис. 5.7. Коэффициент нормальной силы одиночного цилиндра в косом потоке при: *a)* $k = 10^{-3}$; *б)* $k = 10^{-2}$:
 1 – $\varepsilon = 0,5 \%$; 2 – $\varepsilon = 8 \%$

Для определения осевой силы T при косом обтекании цилиндра следует прибегать к расчетным методикам.

5.3 Гидродинамические нагрузки на узлы соединений трубного става гидроподъема

Узлы соединения трубного става глубоководного гидроподъема являются элементами, от которых сильно зависит целостность системы. В связи с этим

выполнены экспериментальные исследования по определению коэффициента силы сопротивления элементов таких узлов. Всего был рассмотрен 51 вариант узлов соединения, геометрические характеристики которых приведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1

Пределы изменения геометрических размеров моделей соединения трубопроводов (все размеры отнесены к d)

Номер кривой	\bar{d}_1	\bar{d}_2	\bar{h}	\bar{h}_1	\bar{R}	\bar{e}
1	2	3	4	5	6	7
1	0,7	0,9	0,8	0,36	0	1,6
2	0,7	1	0,8	0,36	0	1,6
3	0,7	–	0,8	0	0	1,6
4	0,7	–	0,6	0	0	1,6
5	0,7	–	0,5	0	0	1,6
6	0,7	–	0,4	0	0	1,6
7	0,7	–	0,2	0	0	1,6
8	0,6	0,9	0,8	0,4	0,06	1,6
9	0,6	1	0,8	0,3	0,08	1,6
10	0,6	–	0,8	0	0,08	1,6
11	0,6	–	0,6	0	0,08	1,6
12	0,6	–	0,5	0	0,08	1,6
13	0,6	–	0,4	0	0,08	1,6
14	0,6	–	0,2	0	0,08	1,6
15	0,6	0,9	0,8	0,38	0	1,6
16	0,6	1	0,8	0,3	0	1,6
17	0,6	–	0,8	0	0	1,6
18	0,6	–	0,6	0	0	1,6
19	0,6	–	0,5	0	0	1,6
20	0,6	–	0,4	0	0	1,6
21	0,6	–	0,2	0	0	1,6
22	0,5	–	0,8	0	0,16	1,6
23	0,5	–	0,6	0	0,16	1,6
24	0,5	–	0,5	0	0,16	1,6
1	2	3	4	5	6	7
25	0,5	–	0,4	0	0,16	1,6
26	0,5	–	0,2	0	0,16	1,6
27	0,5	–	0,8	0	0	1,6
28	0,5	–	0,6	0	0	1,6
29	0,5	–	0,5	0	0	1,6
30	0,5	–	0,4	0	0	1,6
31	0,5	–	0,2	0	0	1,6
32	0,4	–	0,8	0	0,24	1,6
33	0,4	–	0,6	0	0,24	1,6

Номер кривой	\bar{d}_1	\bar{d}_2	\bar{h}	\bar{h}_1	\bar{R}	\bar{e}
1	2	3	4	5	6	7
34	0,4	–	0,5	0	0,24	1,6
35	0,4	–	0,4	0	0,24	1,6
36	0,4	–	0,2	0	0,24	1,6
37	0,4	–	0,8	0	0	1,6
38	0,4	–	0,6	0	0	1,6
39	0,4	–	0,5	0	0	1,6
40	0,4	–	0,4	0	0	1,6
41	0,4	–	0,2	0	0	1,6
42	0,3	–	0,8	0	0,4	1,6
43	0,3	–	0,6	0	0,4	1,6
44	0,3	–	0,5	0	0,4	1,6
45	0,3	–	0,4	0	0,4	1,6
46	0,3	–	0,2	0	0,4	1,6
47	0,3	–	0,8	0	0	1,6
48	0,3	–	0,6	0	0	1,6
49	0,3	–	0,5	0	0	1,6
50	0,3	–	0,4	0	0	1,6
51	0,3	–	0,2	0	0	1,6

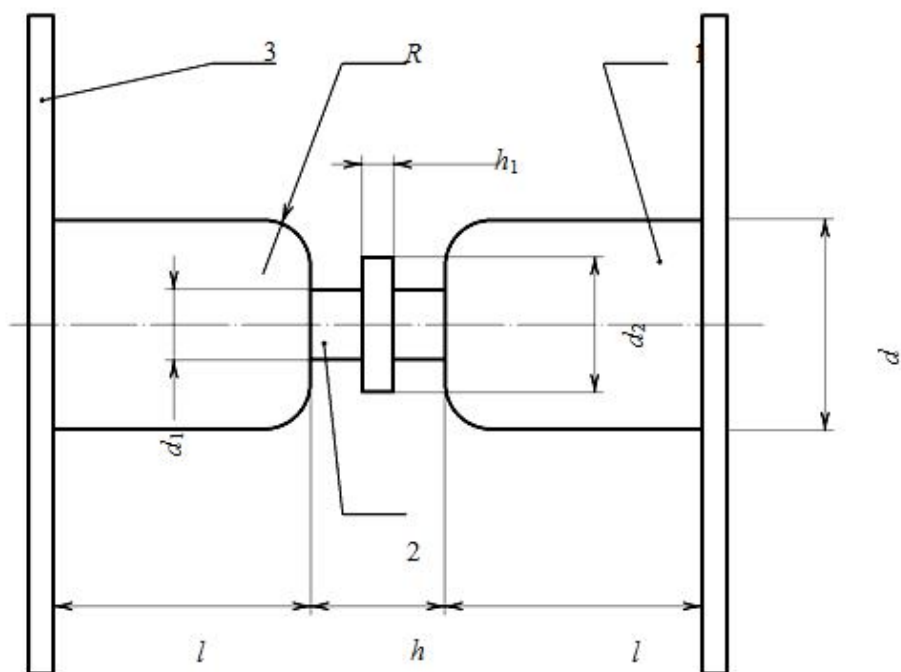


Рис. 5.8. Модель узла соединения трубопроводов
и изменяемые в эксперименте параметры:

1 – синтактик; 2 – узел соединения трубопроводов; 3 – концевые шайбы

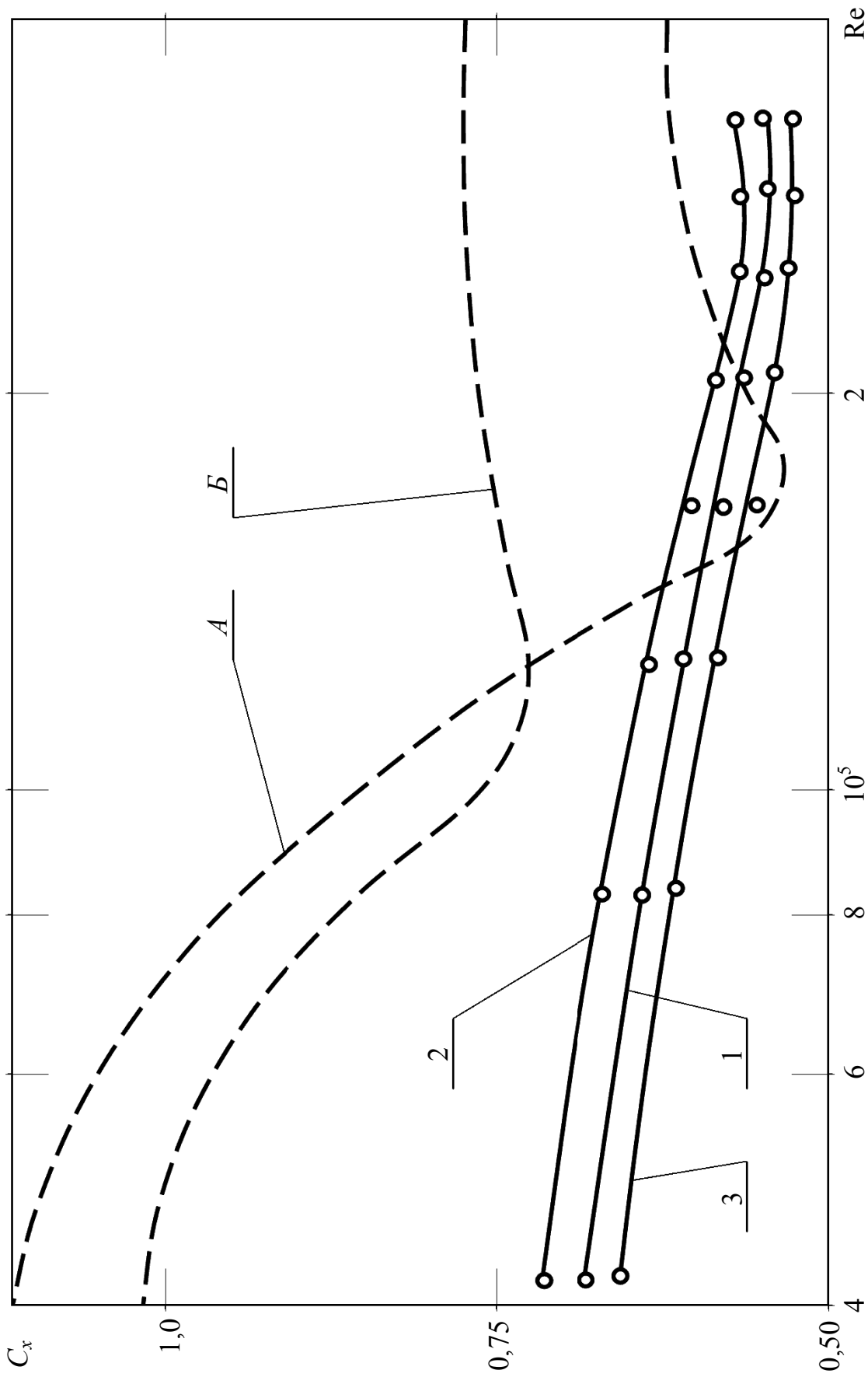


Рис. 5.9. Зависимость коэффициента C_x от числа Re узла соединения при изменении параметров \bar{d}_1 , \bar{d}_2 , \bar{h}_1 , \bar{R} , ($\bar{h} = 0,8$)

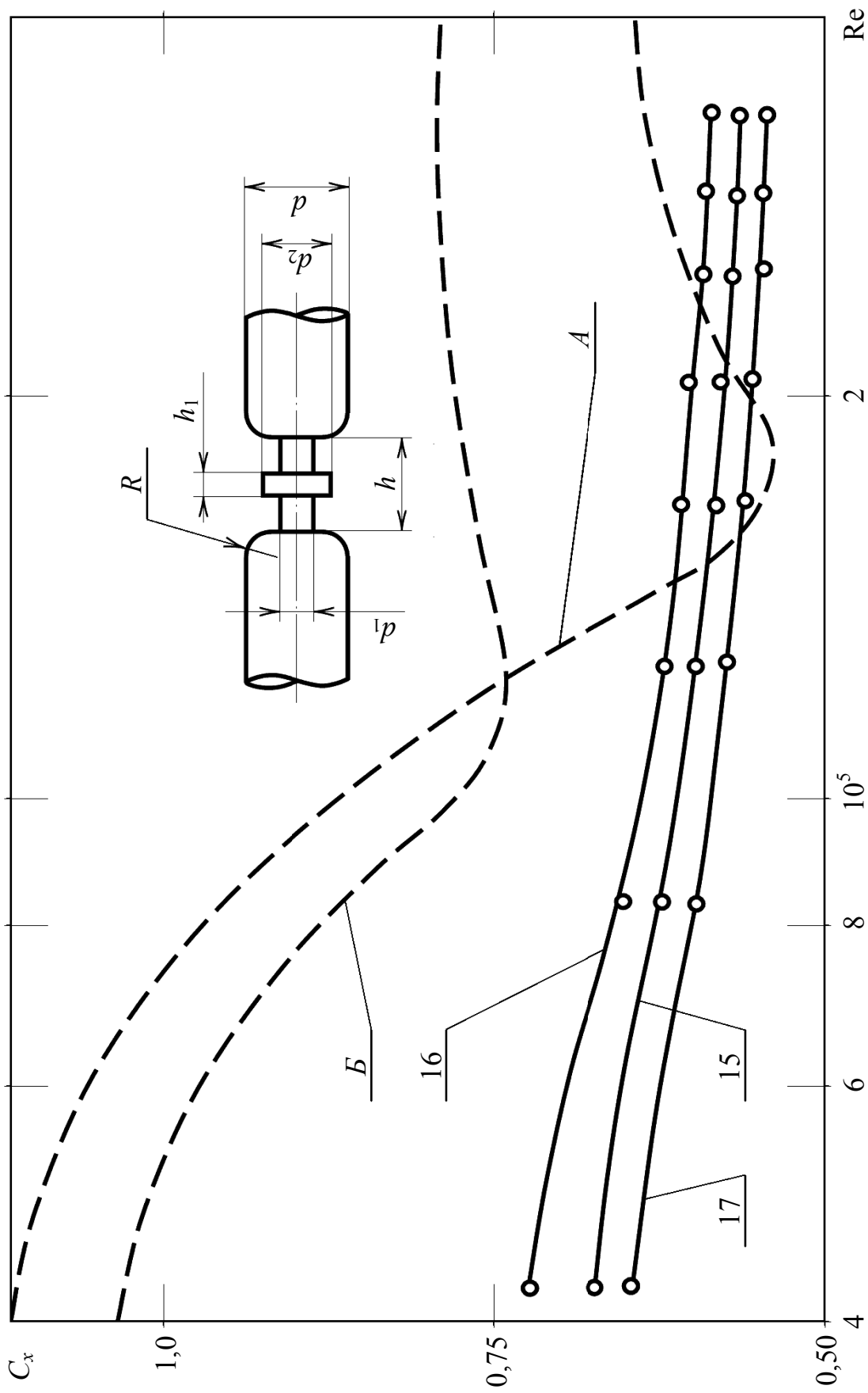


Рис. 5.10. Зависимость коэффициента C_x от числа Re узла соединения при изменении параметров $\overline{d_1}$, $\overline{d_2}$, $\overline{h_1}$, \overline{R} , ($\overline{h} = 0,8$)

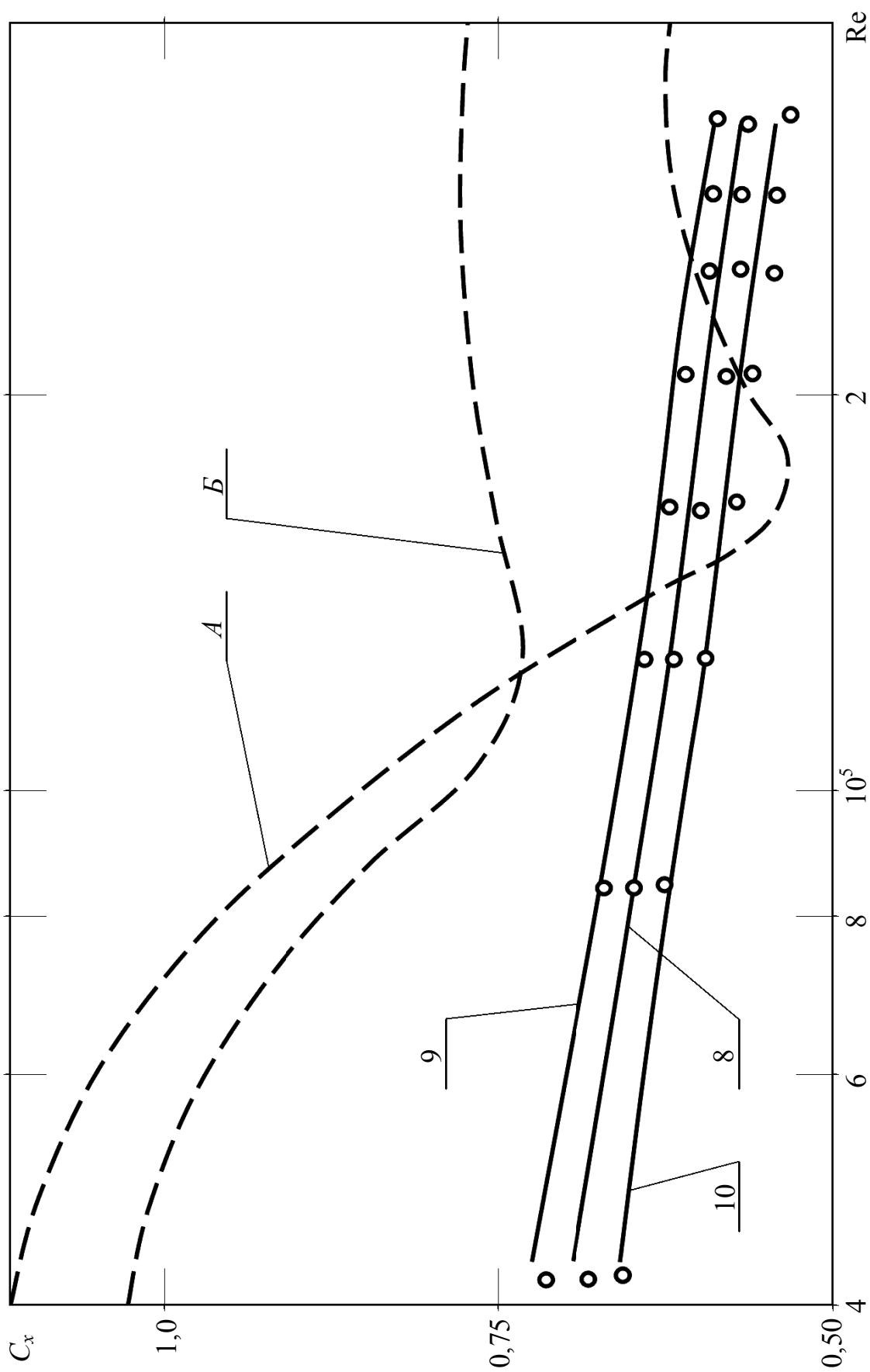


Рис. 5.11. Зависимость коэффициента C_x от числа Re узла соединения при изменении параметров $\overline{d_1}$, $\overline{d_2}$, $\overline{h_1}$, \overline{R} , ($\overline{h} = 0,8$)

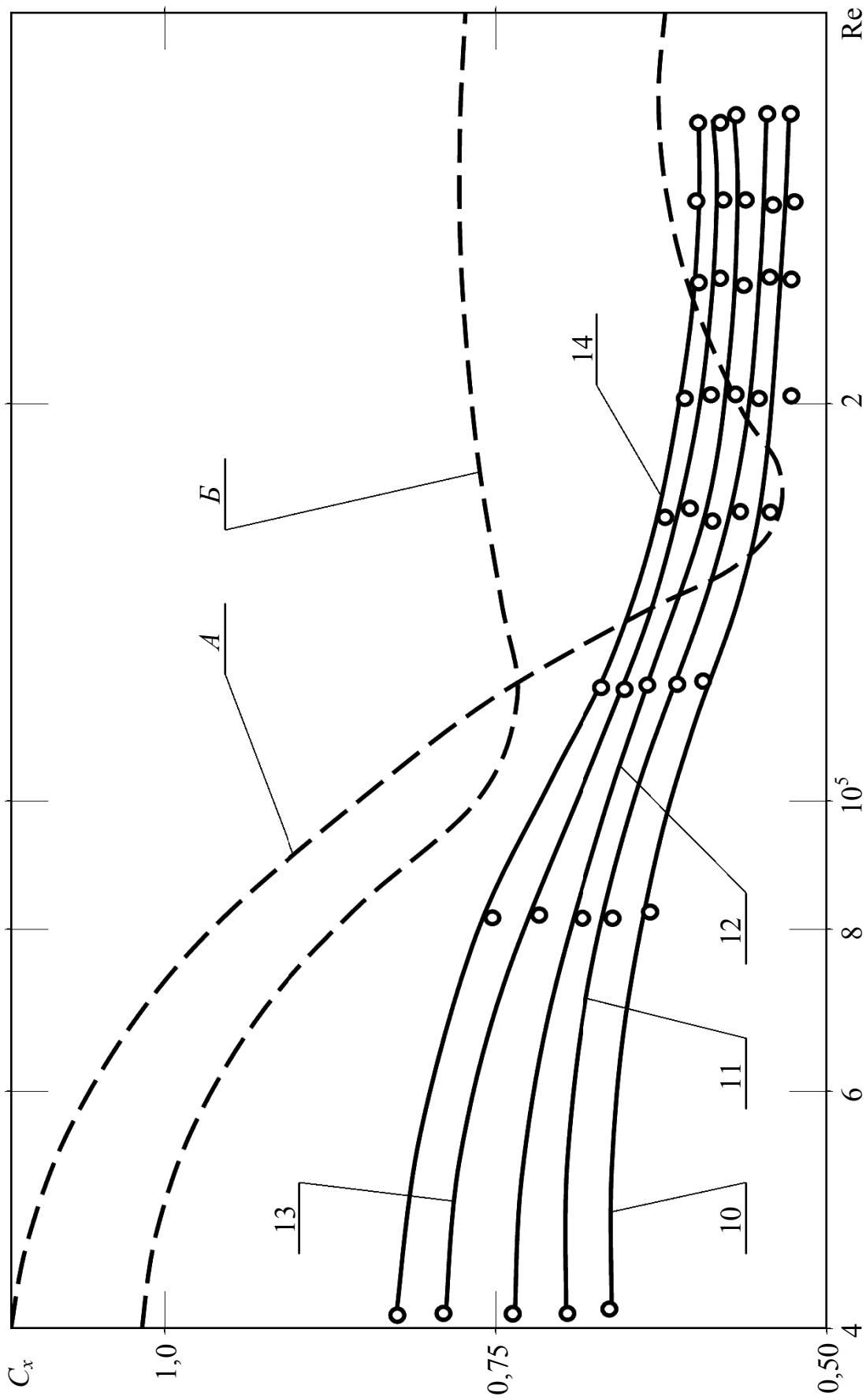


Рис. 5.12. Зависимость коэффициента C_x узла соединения от числа Re при изменении \bar{d} , \bar{h} , \bar{R}

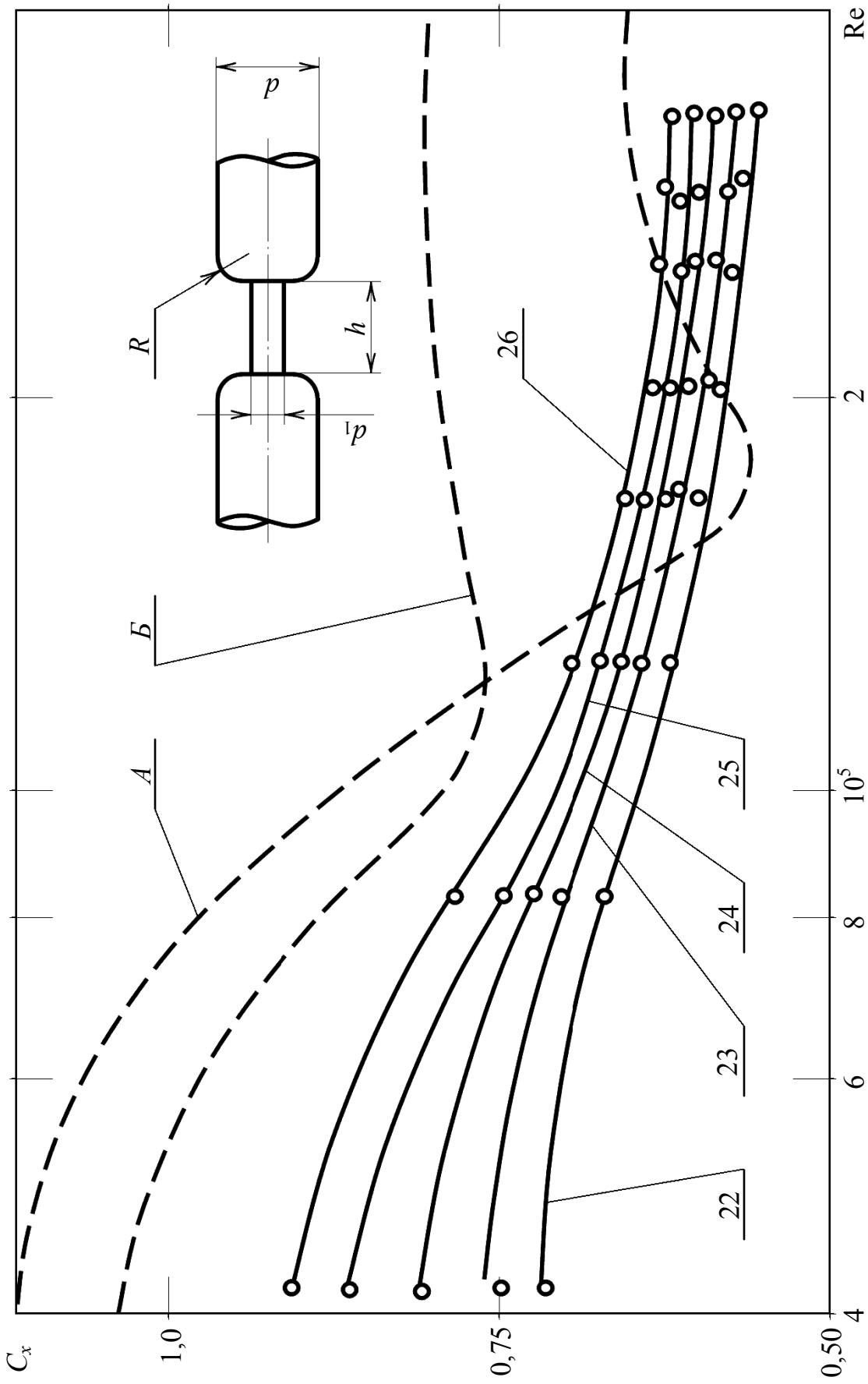


Рис. 5.13. Зависимость коэффициента C_x узла соединения от числа Re при изменении \overline{d} , \overline{h} , \overline{R}

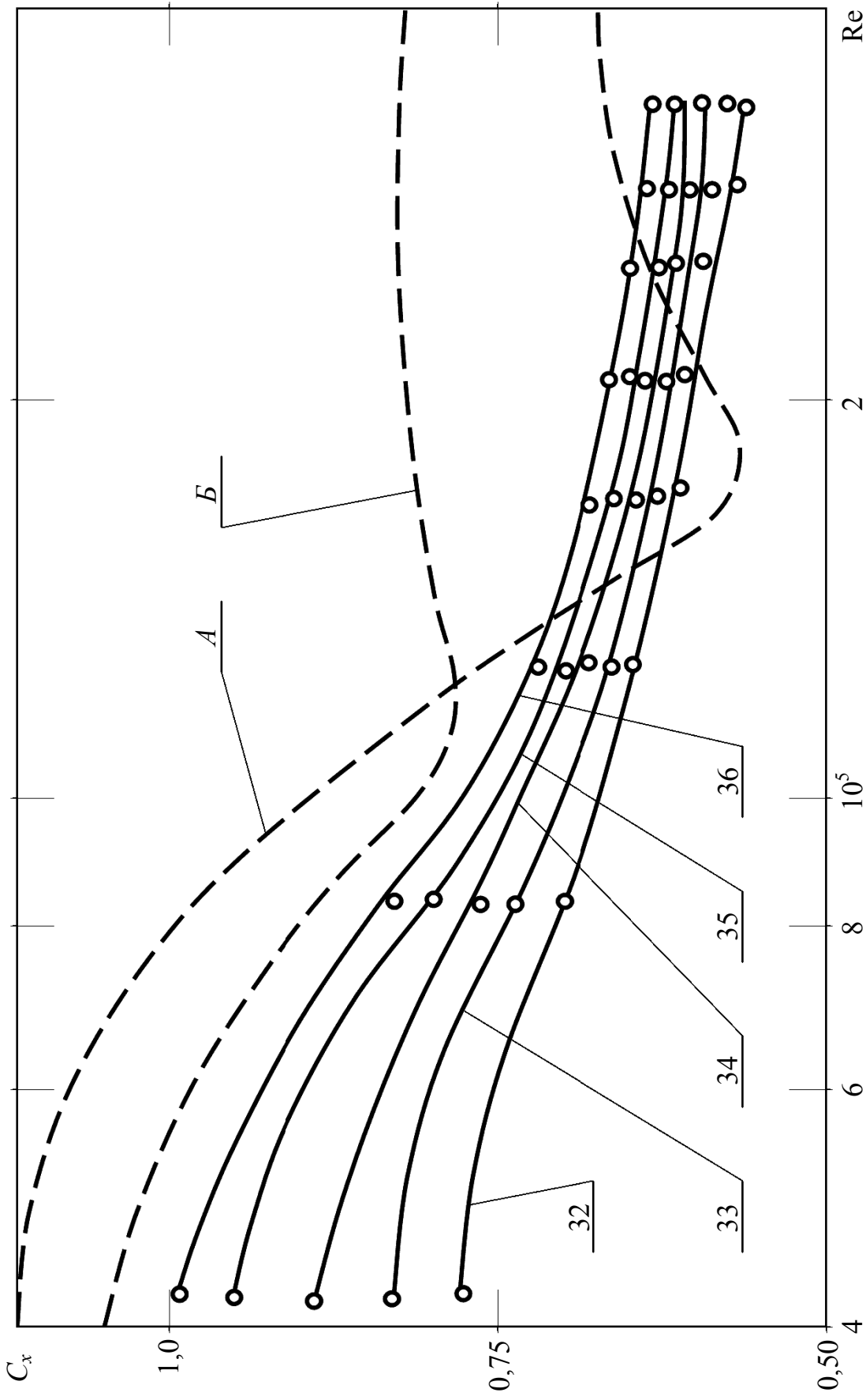


Рис. 5.14. Зависимость коэффициента C_x узла соединения от числа Re при изменении \bar{d} , \bar{h} , \bar{R}

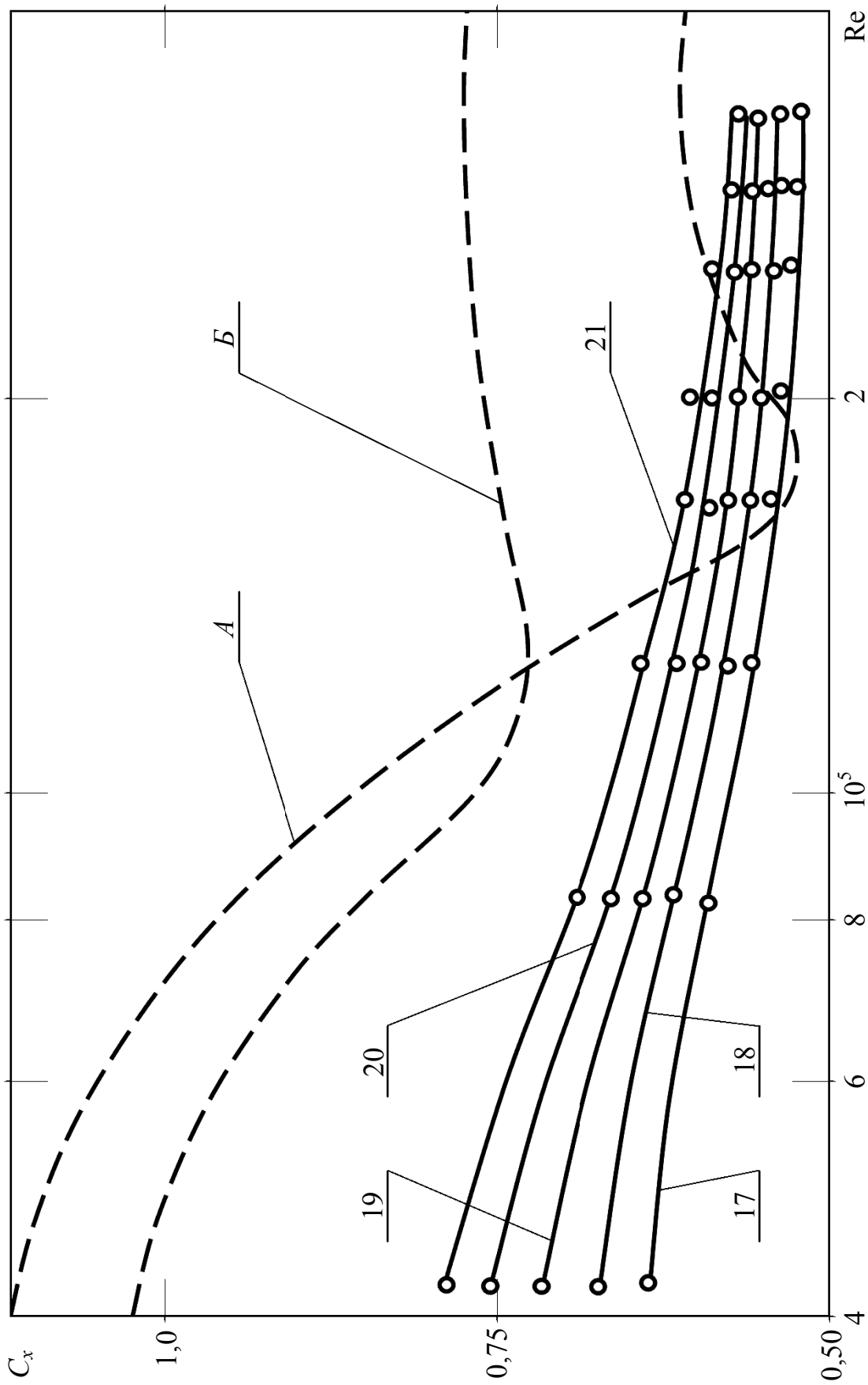


Рис. 5.15. Зависимость коэффициента C_x узла соединения от числа Re при изменении \bar{h} , \bar{d}_1 , ($\bar{R} = 0$)

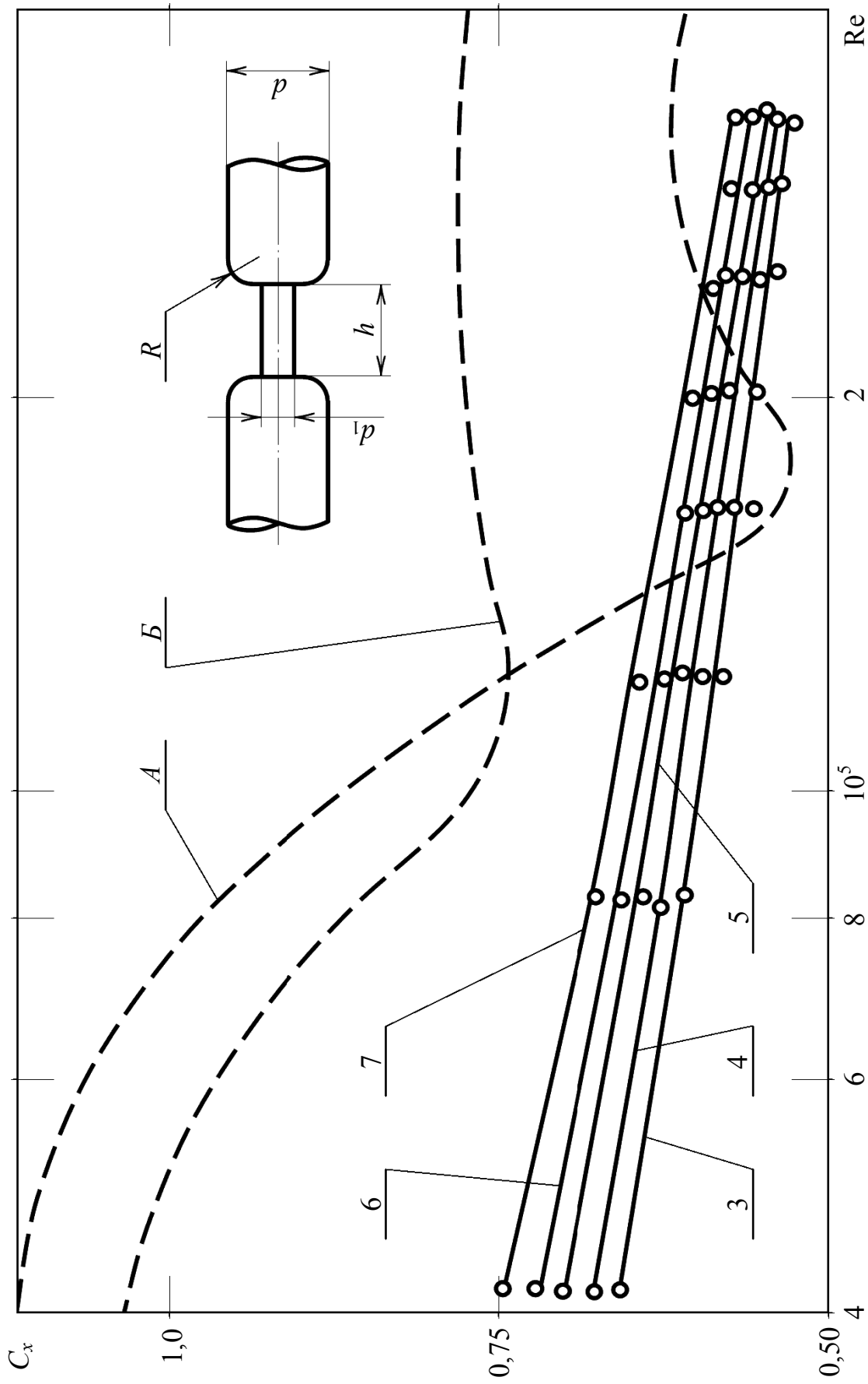


Рис. 5.16. Зависимость коэффициента C_x узла соединения от числа Re при изменении \bar{h} , \bar{d}_1 , ($\bar{R} = 0$)

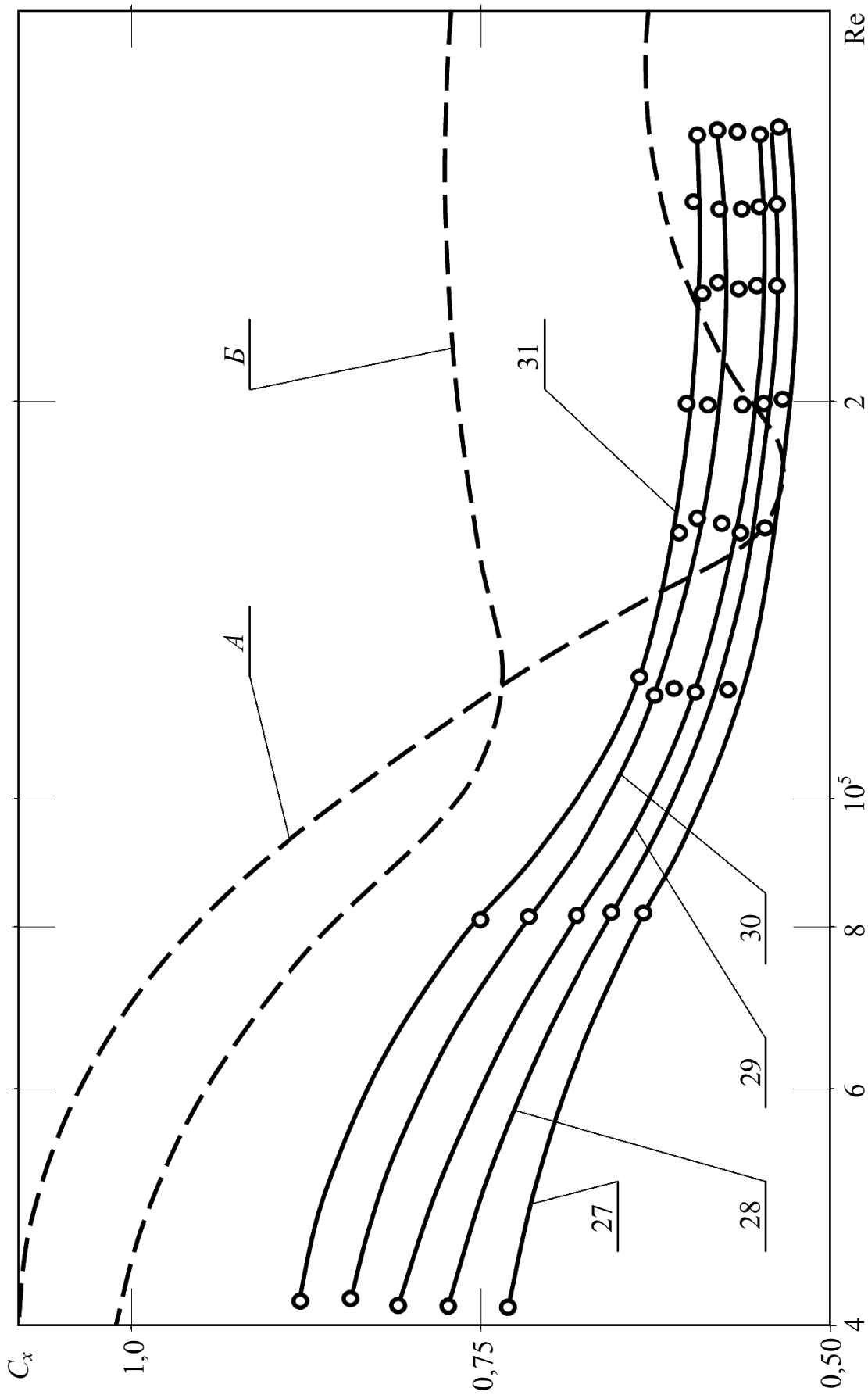


Рис. 5.17. Зависимость коэффициента C_x узла соединения от числа Re при изменении \bar{h} , d_1 , ($\bar{R} = 0$)

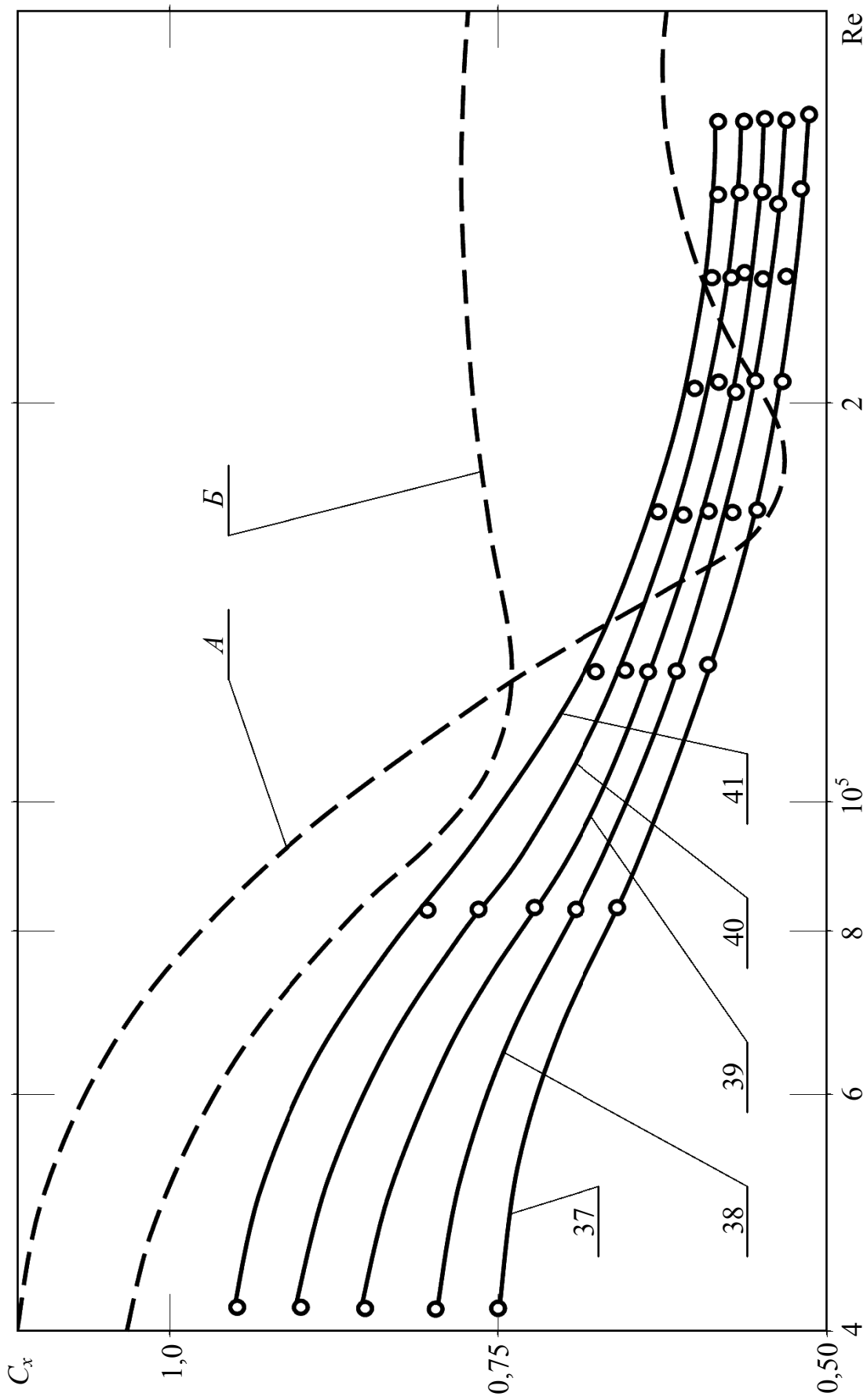


Рис. 5.18. Зависимость коэффициента C_x узла соединения от числа Re при изменении \bar{d} , \bar{h} , \bar{R}

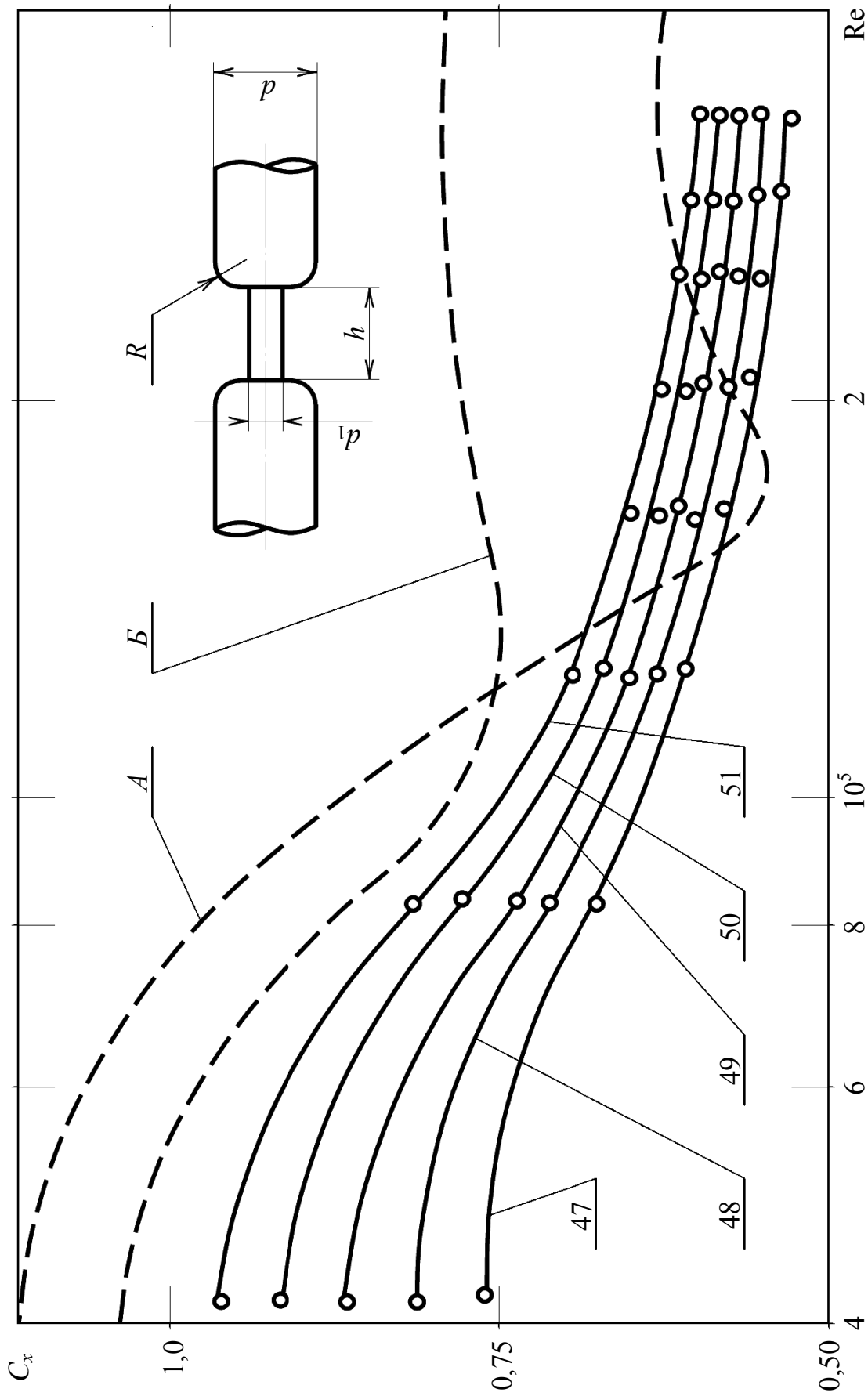


Рис. 5.19. Зависимость коэффициента C_x узла соединения от числа Re при изменении \bar{d} , \bar{h} , \bar{R}

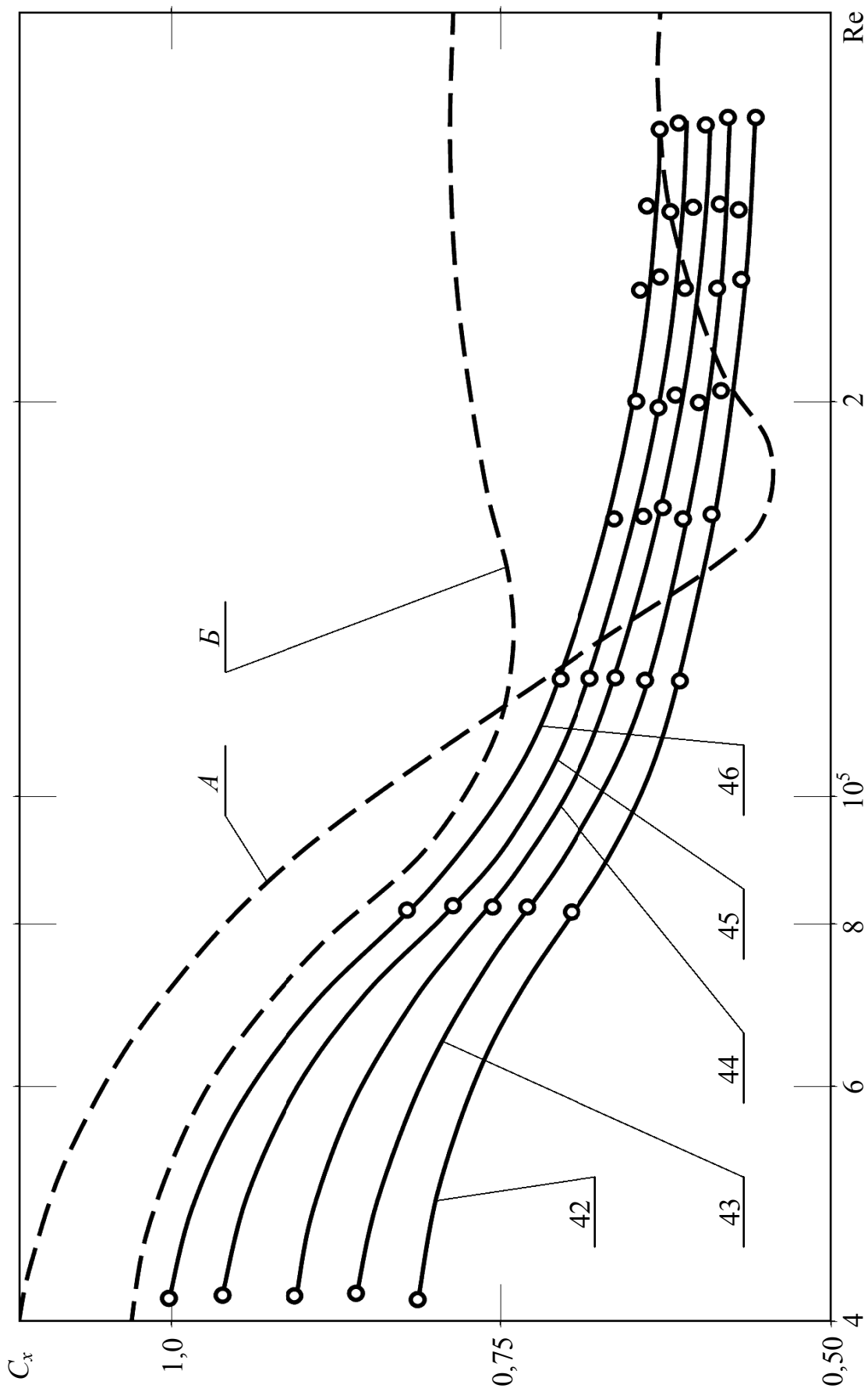


Рис. 5.20. Зависимость коэффициента C_x узла соединения от числа Re при изменении \bar{d} , \bar{h} , \bar{R}

Вид экспериментальной модели показан на рис. 5.8. Исследование проведено при интенсивности турбулентности $\varepsilon \approx 1 \dots 1,5 \%$ и относительной шероховатости поверхности моделей $k = 10^{-4}$. Результаты приведены на рис. 5.9–5.20 в зависимости от числа Re. В качестве характерной площади выбрана площадь «в свету». Влияние соединительного узла распространяется на 1,5...2 калибра по максимальному диаметру с обеих сторон соединения. На рисунках нанесены значения для одиночного цилиндра (кривая А – $\varepsilon \approx 1,5 \%$, $k = 10^{-4}$; кривая В – $\varepsilon \approx 1,5 \%$, $k = 10^{-3}$). Номера кривых на рис. 5.9–5.20 соответствуют указанным в таблице 5.1 сочетаниям геометрических параметров.

Обобщая приведенные выше результаты исследований коэффициентов силы сопротивления различных вариантов узлов соединения, можно сделать вывод о том, что в узлах соединений проявляется закономерность потери автономности зависимости этих коэффициентов от числа Рейнольдса, но менее явно, чем для одиночного цилиндрического тела.

5.4 Аэрогидродинамические характеристики обтекателей элементов трубного става

В качестве средств снижения силы сопротивления могут применяться различного рода обтекатели. С целью выяснения эффективности их использования для уменьшения коэффициента силы сопротивления трубного става в аэродинамической трубе были проведены экспериментальные исследования моделей трех типов обтекателей: жесткого обтекателя, форма которого показана на рис. 5.21, гибкого и пластинчатого обтекателя, вид которых отображен на рис. 5.26.

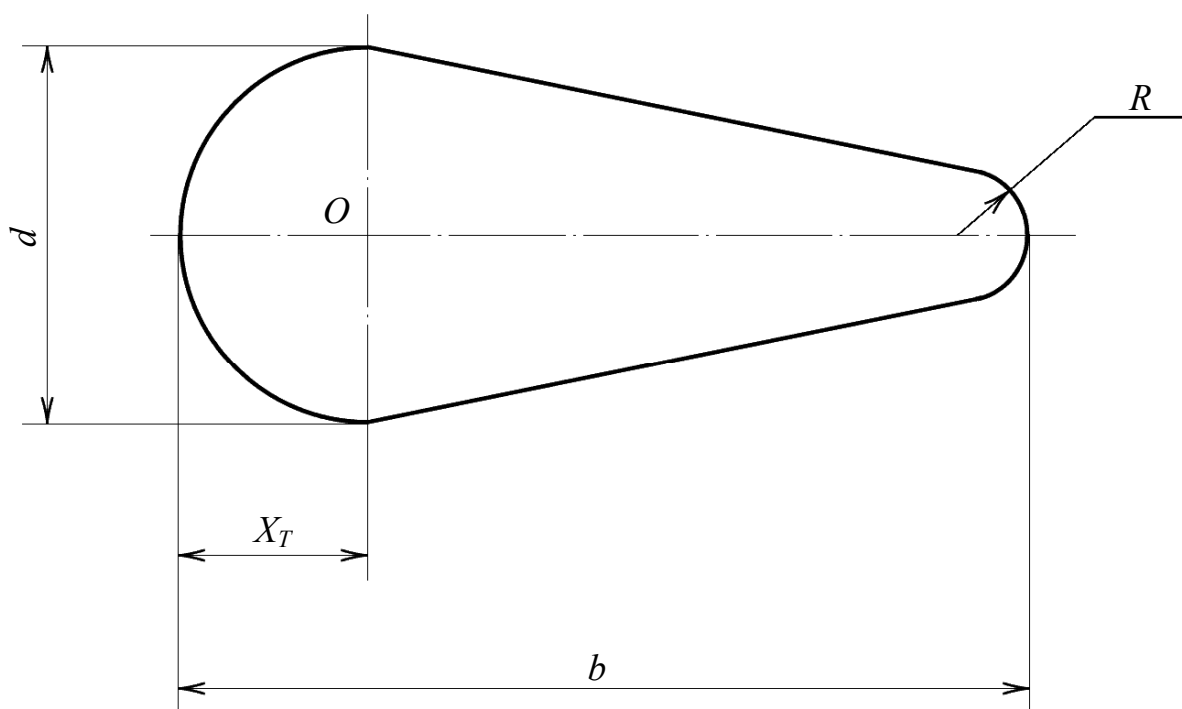


Рис. 5.21. Форма обтекателей

Геометрические параметры исследованных жестких обтекателей приведены в таблице 5.2.

Аэрогидродинамические коэффициенты силы сопротивления C_x , боковой силы C_y и момента m_z жестких обтекателей в зависимости от угла атаки α представлены на рис. 5.23–5.25.

Коэффициенты C_x и C_y отнесены к площади $S = d \cdot l$; коэффициент m_z отнесен к S , d и вычисляется относительно оси вращения O , расстояние от которой до передней кромки равно X_T (относительно оси охватываемого обтекателем цилиндра).

Таблица 5.2

Геометрические параметры обтекателей

Тип модели	Хорда в мм	Поперечный размер (d , мм)	Положение оси вращения (X_T , мм)	Радиус задней кромки (R , мм)	Удлинение ($\bar{b} = b/d$)
<i>A</i>	62,5	50	25	16	1,25
<i>B</i>	75	50	25	9	1,5
<i>B</i>	110	52	26	6	2,1
<i>Г</i>	120	46	30	2	2,6

Рис. 5.23 иллюстрирует влияние числа Re на аэрогидродинамические характеристики обтекателя, а рис. 5.24, 5.25 – влияние турбулентности.

Анализ полученных зависимостей показывает, что:

- в отличие от круглоцилиндрического тела на обтекателе при ненулевом угле атаки кроме силы X появляется боковая сила Y и момент M_z ;
- коэффициент C_y заметно зависит от числа Re , что вызвано прежде всего наличием у обтекателей притупленной задней кромки;
- повышение турбулентности потока стабилизирует обтекание, что проявляется в снижении экстремальных значений коэффициентов C_x и C_y ;
- увеличение удлинения \bar{b} при малых значениях α способствует значительному снижению лобового сопротивления.

На рис. 5.22 дано сравнение коэффициента силы сопротивления круглого цилиндра и рассмотренных обтекателей при нулевом угле атаки. Видно, что для обтекателя типа Γ) с удлинением $\bar{b} = 2,6$ значение коэффициента C_x почти в пять раз ниже, чем для круглого цилиндра.

Таким образом, значительного снижения сопротивления става можно добиться путем установки на его элементах жестких безмоментных обтекателей (т.е. обтекателей, самоповорачивающихся по направлению вектора скорости набегающего потока).

Была проведена серия экспериментов с пластинчатыми и гибкими обтекателями. В качестве пластинчатых обтекателей использовались обтекатели типа флага (гибкая пластина) и жесткой пластинки различного удлинения, установленные в кормовой части цилиндра.

Оказалось, что гибкие обтекатели длиной $b \leq 4 \cdot d$ не работают, так как из-за наличия в кормовой зоне возвратного течения они складываются в «гармошку» и прилипают к поверхности цилиндра.

Для обтекателей в виде жесткой пластинки значение относительного коэффициента силы сопротивления равно

$$\overline{C_x} = \frac{C_x}{C_{x0}},$$

где C_{x0} – коэффициент силы сопротивления изолированного цилиндра, показано на рис. 5.26 (кривые 1–4).

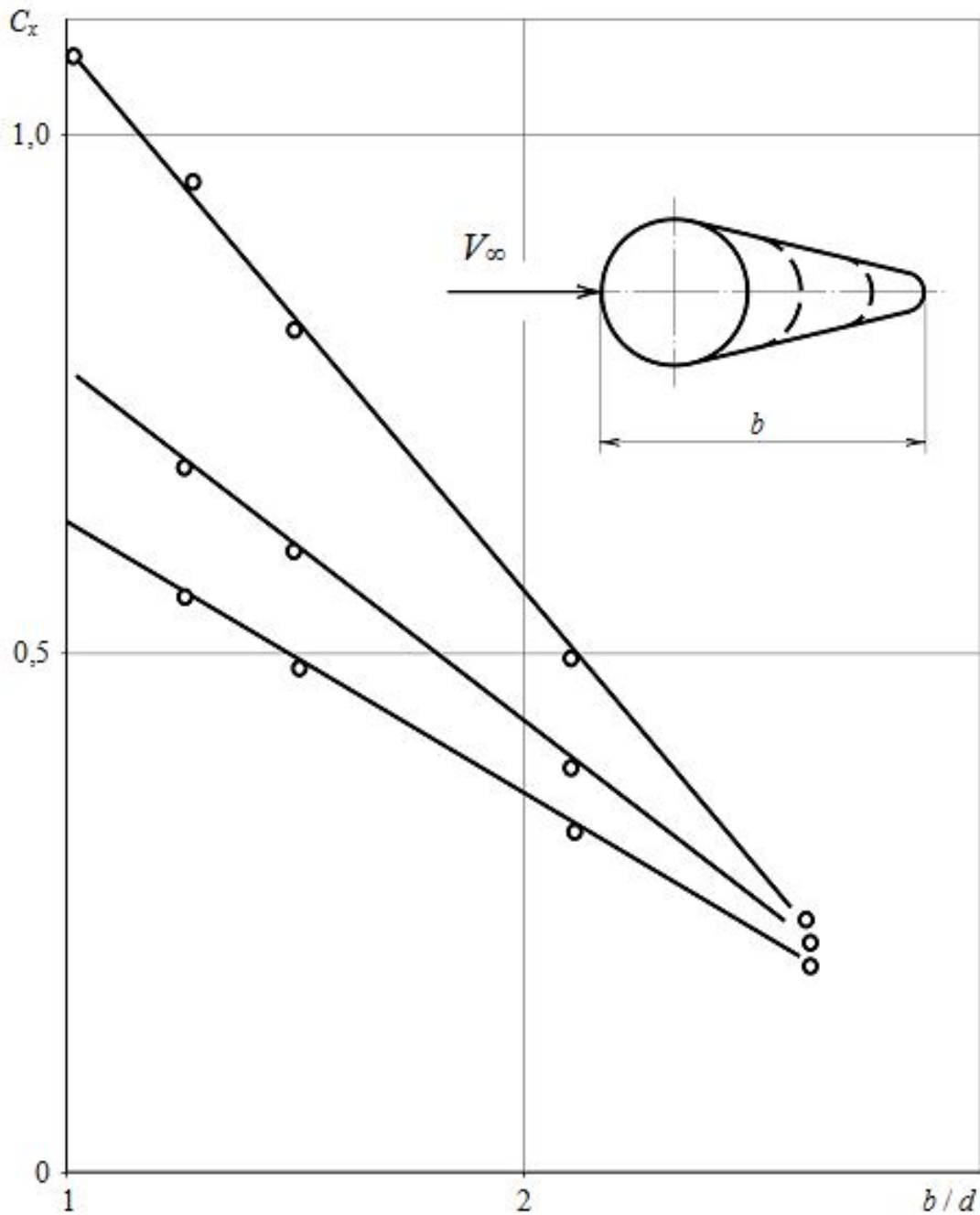


Рис. 5.22. Влияние удлинения обтекателей на коэффициент силы сопротивления

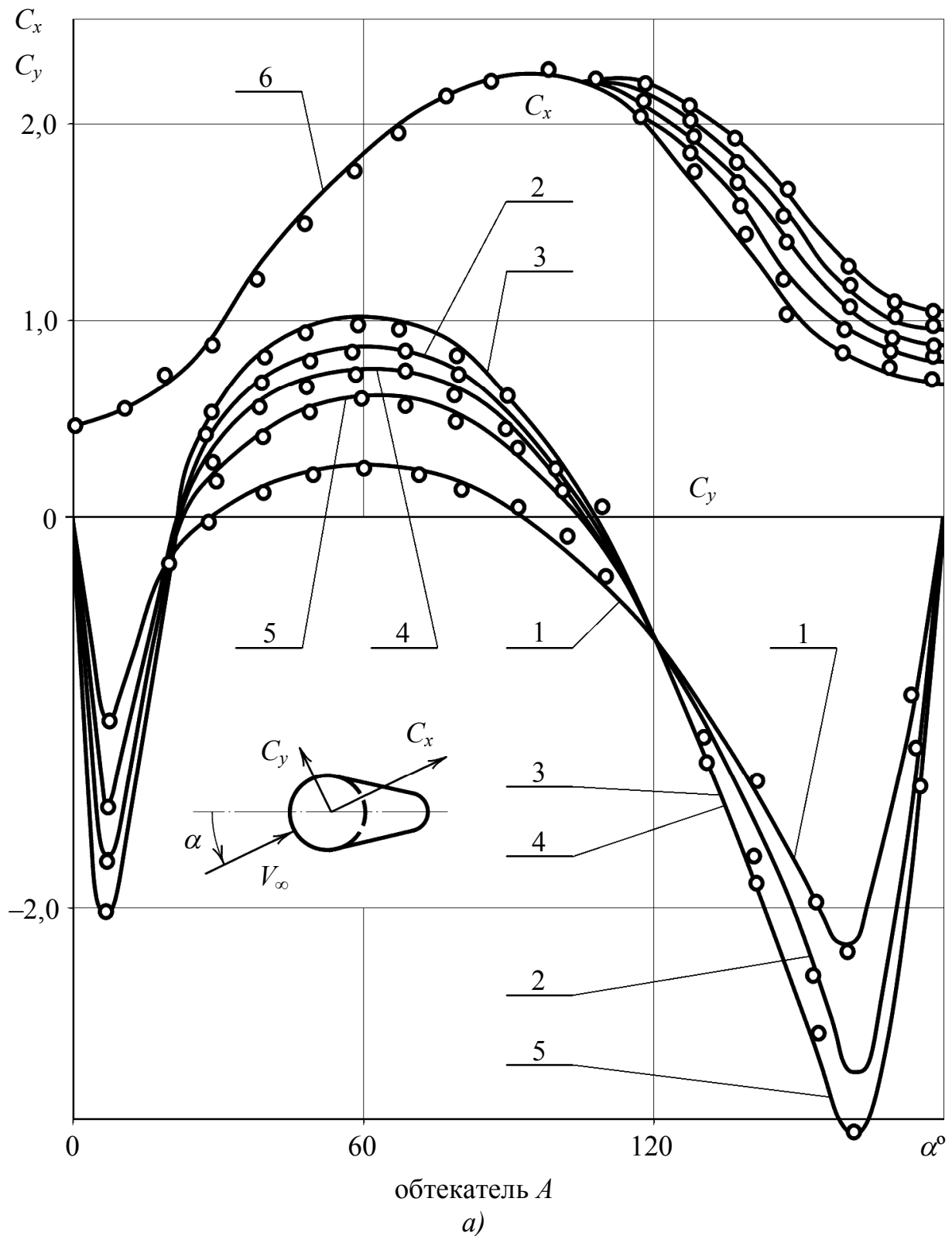


Рис. 5.23. Зависимость аэродинамических коэффициентов от угла атаки при различных числах Рейнольдса и $\varepsilon = 0,5\%$:

1 – $Re = 0,4 \cdot 10^5$; 2 – $Re = 0,9 \cdot 10^5$; 3 – $Re = 1,1 \cdot 10^5$;
 4 – $Re = 1,3 \cdot 10^5$; 5 – $Re = 1,7 \cdot 10^5$; 6 – $Re = (0,4 \dots 1,7) \cdot 10^5$

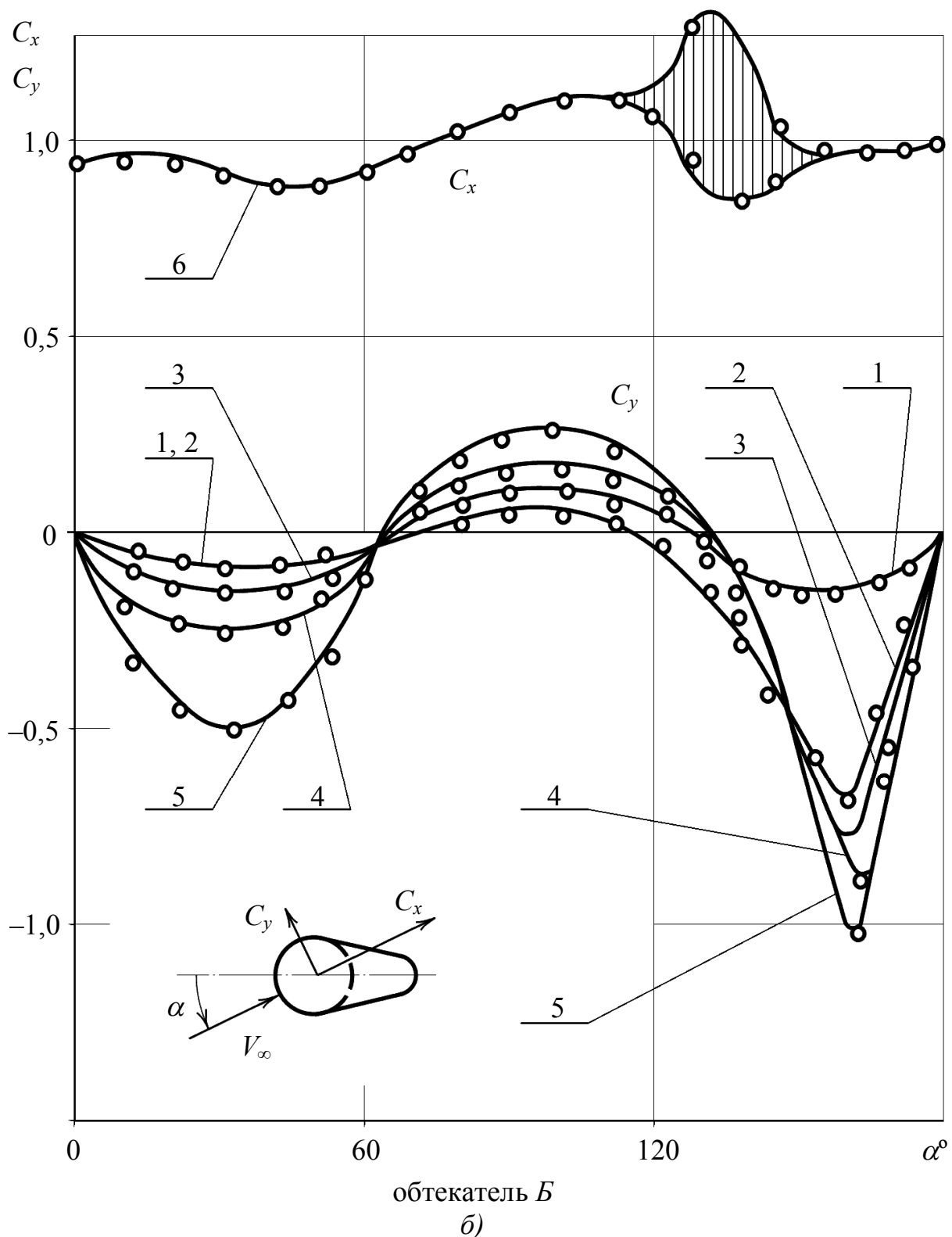


Рис. 5.23. Зависимость аэрогидродинамических коэффициентов от угла атаки при различных числах Рейнольдса и $\varepsilon = 0,5 \%$:

1 – $Re = 0,4 \cdot 10^5$; 2 – $Re = 0,9 \cdot 10^5$; 3 – $Re = 1,1 \cdot 10^5$;
 4 – $Re = 1,3 \cdot 10^5$; 5 – $Re = 1,7 \cdot 10^5$; 6 – $Re = (0,4 \dots 1,7) \cdot 10^5$

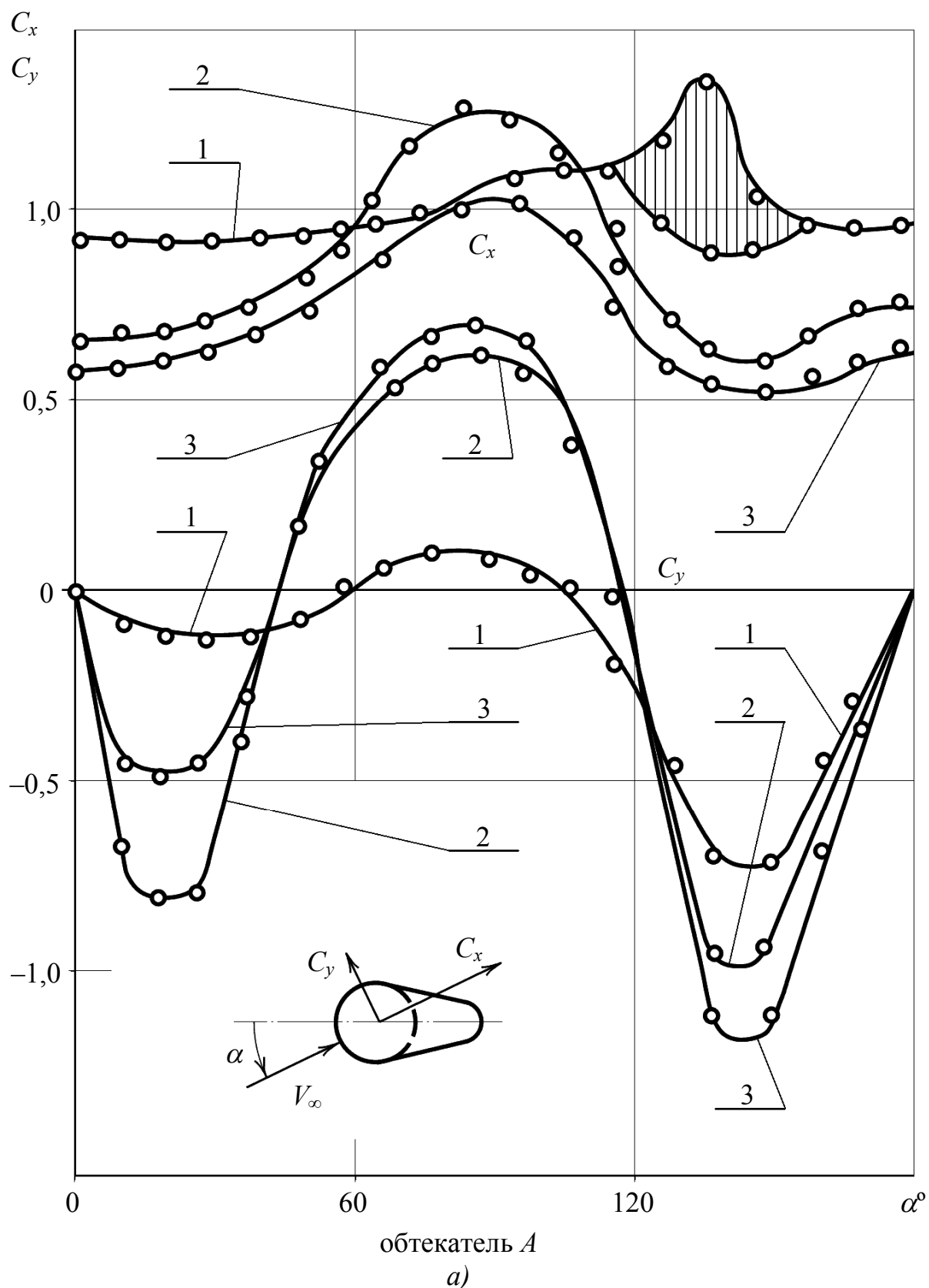


Рис. 5.24. Влияние интенсивности турбулентного потока на аэродинамические коэффициенты обтекателей при $Re = 8 \cdot 10^4$:

1 – $\varepsilon = 0,5 \%$; 2 – $\varepsilon = 2,5 \%$; 3 – $\varepsilon = 8 \%$; 4 – $\varepsilon = 0,5 - 8 \%$

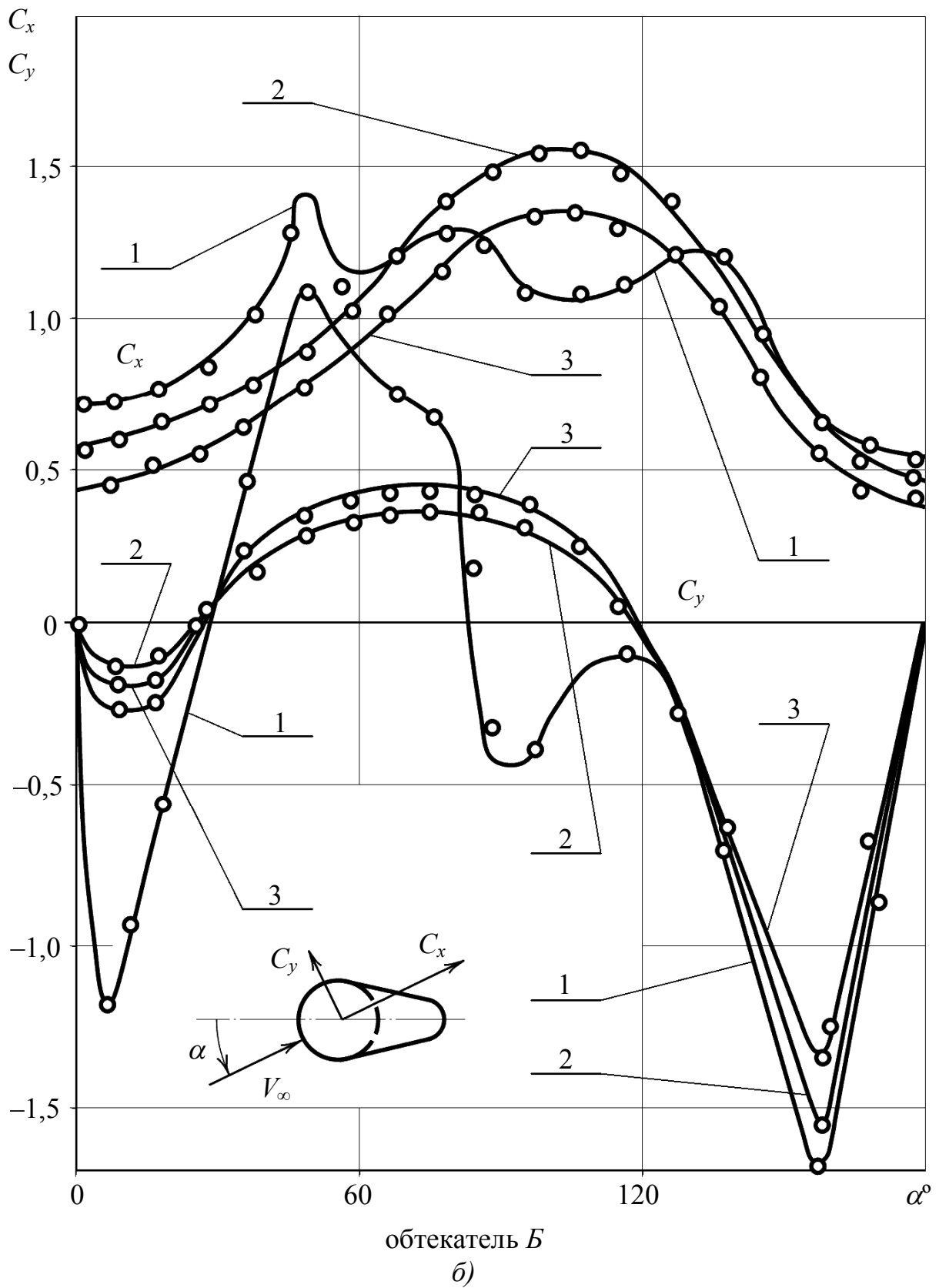


Рис. 5.24. Влияние интенсивности турбулентного потока на аэрогидродинамические коэффициенты обтекателей при $Re = 8 \cdot 10^4$:

1 – $\varepsilon = 0,5 \%$; 2 – $\varepsilon = 2,5 \%$; 3 – $\varepsilon = 8 \%$; 4 – $\varepsilon = 0,5 - 8 \%$

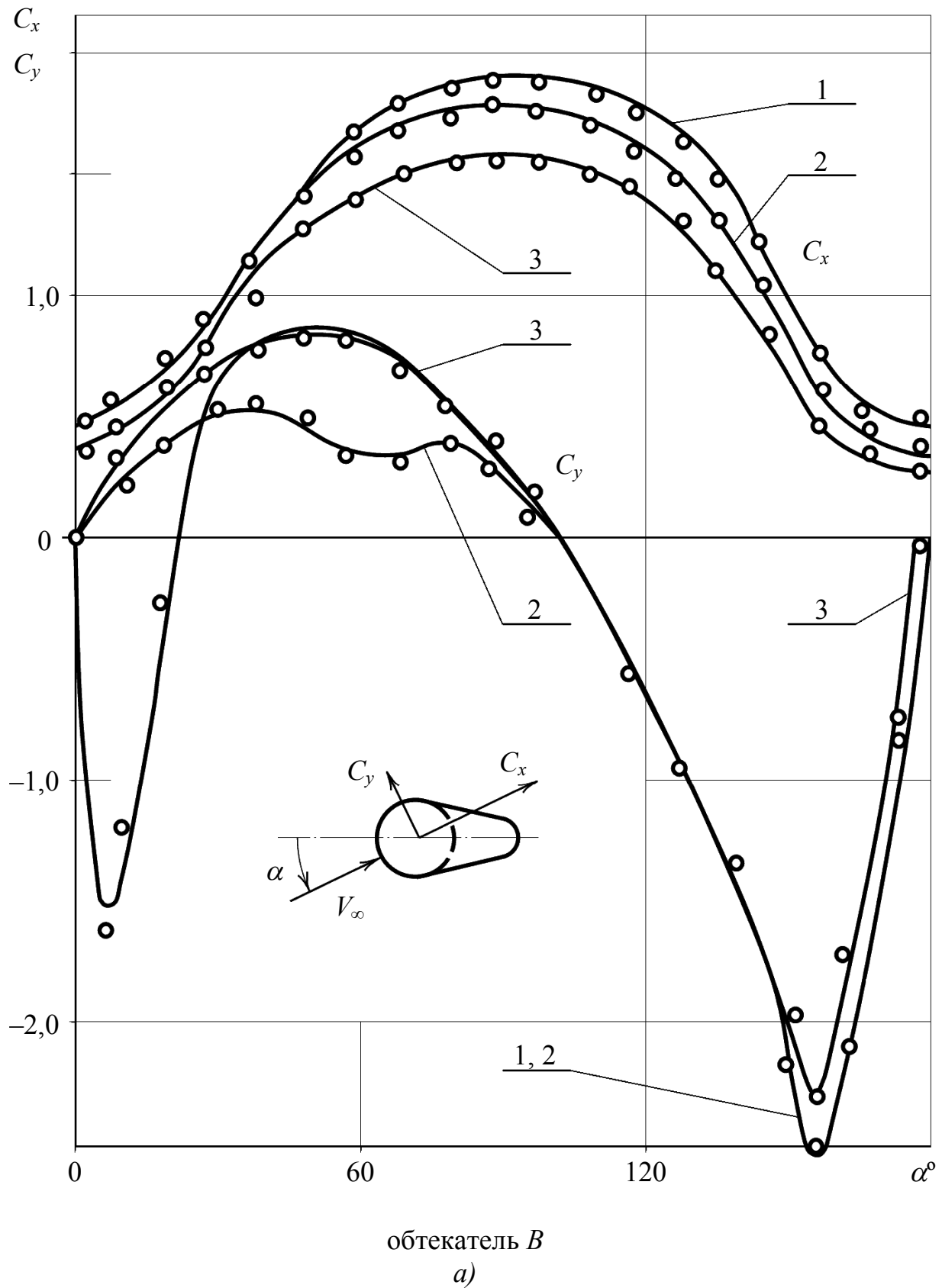


Рис. 5.25. Влияние интенсивности турбулентности потока на аэрогидродинамические коэффициенты обтекателей при $Re = 8 \cdot 10^4$:

1 - $\varepsilon = 0,5 \%$; 2 - $\varepsilon = 2,5 \%$; 3 - $\varepsilon = 8 \%$

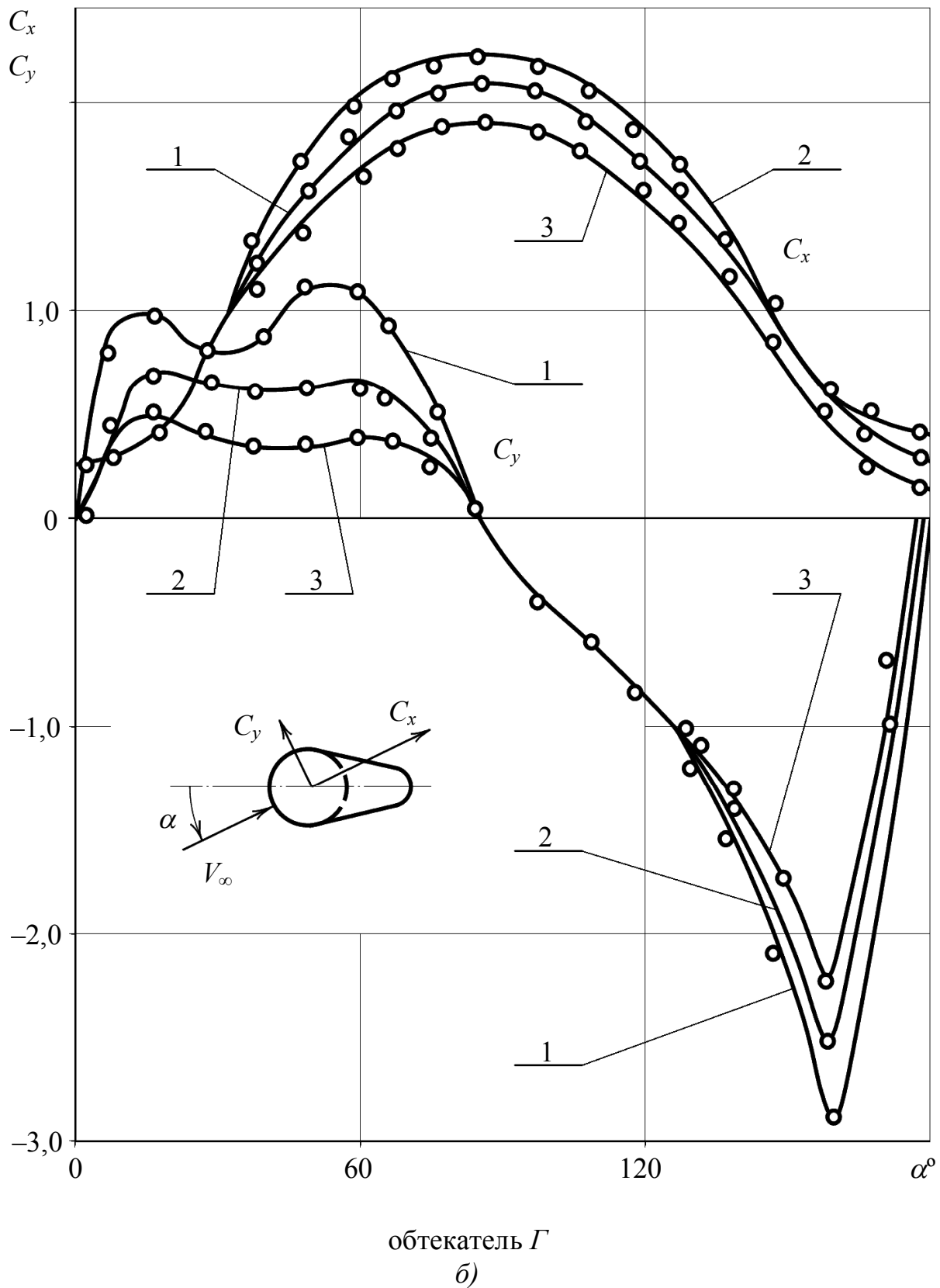


Рис. 5.25. Влияние интенсивности турбулентности потока на аэродинамические коэффициенты обтекателей при $Re = 8 \cdot 10^4$:

1 — $\varepsilon = 0,5 \%$; 2 — $\varepsilon = 2,5 \%$; 3 — $\varepsilon = 8 \%$

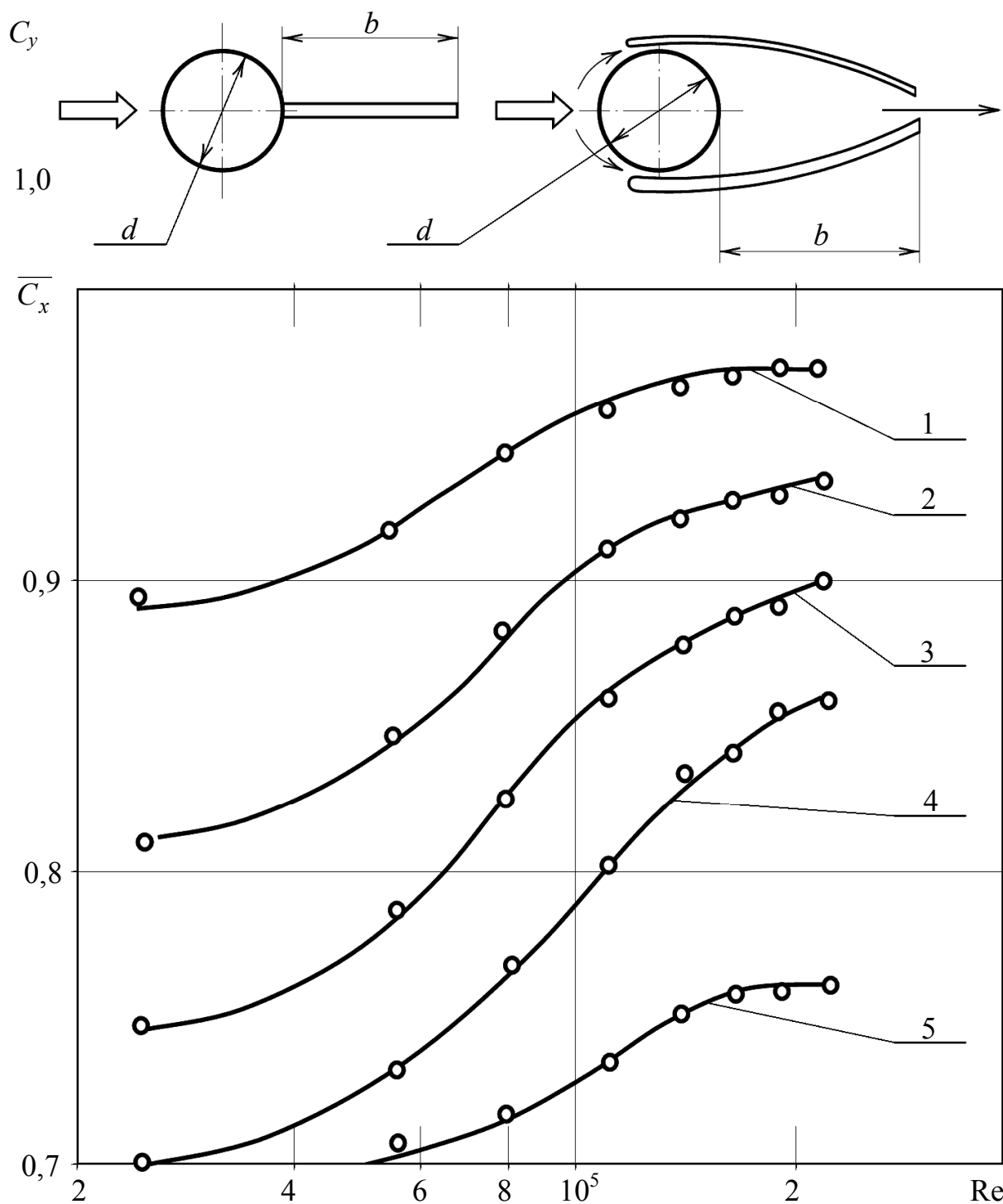


Рис. 5.26. Зависимости относительного коэффициента силы сопротивления цилиндра с различными обтекателями от числа Рейнольдса:
 1 – $\bar{b} = 1$; 2 – $\bar{b} = 1$; 3 – $\bar{b} = 1$; 4 – $\bar{b} = 1$;
 5 – $\bar{b} = 1,62$ (мягкий обтекатель)

В качестве гибких обтекателей использовались обтекатели в виде мягкой удобообтекаемой оболочки оживальной формы с забором воздуха на поверхности цилиндра и протоком в кормовой части (рис. 5.26). Среди рассмотренных мягких обтекателей наименьшим сопротивлением обладал оживальный обтека-

тель с удлинением $\bar{b} \sim 1,6$, относительным зазором входной щели 2,5 % от d и углом забора потока внутрь оболочки $75...80^\circ$ от лобовой точки. Коэффициент $\overline{C_x}$ для указанного мягкого обтекателя представлен на рис. 5.26 (кривая 5).

Приведенные выше результаты дают основания полагать, что установка жестких, гибких и пластинчатых обтекателей позволяет снизить сопротивление трубного става в пределах 10...30 %.

5.5 Аэрогидродинамические характеристики погруженной технологической платформы

Общий вид погружной платформы, модель которой была подвергнута аэрогидродинамическим исследованиям в трубе Т-5, приведен на рис. 5.27.

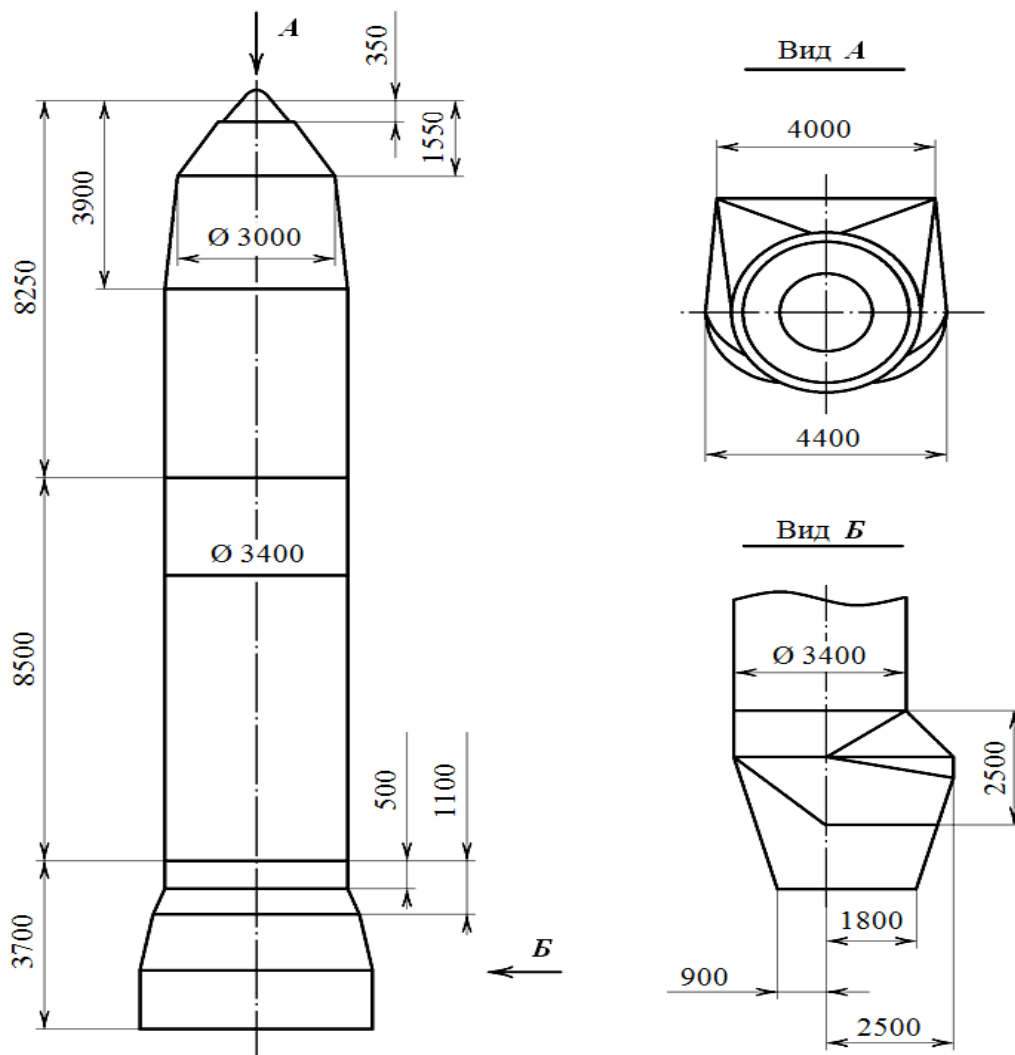


Рис. 5.27. Погружная платформа

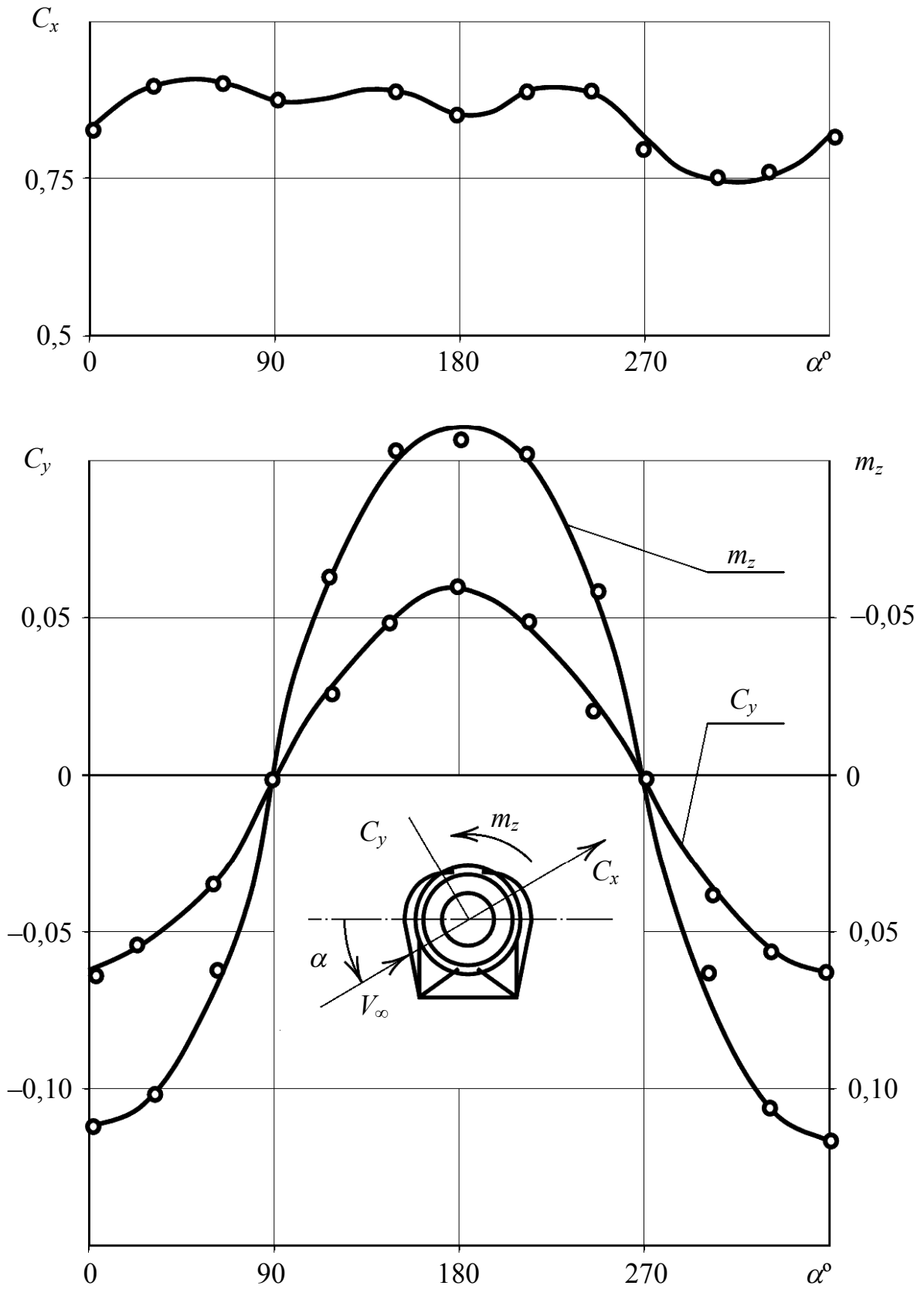


Рис. 5.28. Аэрогидродинамические коэффициенты погружной платформы при различных направлениях потока при $3 \cdot 10 < Re < 2,6 \cdot 10^5$

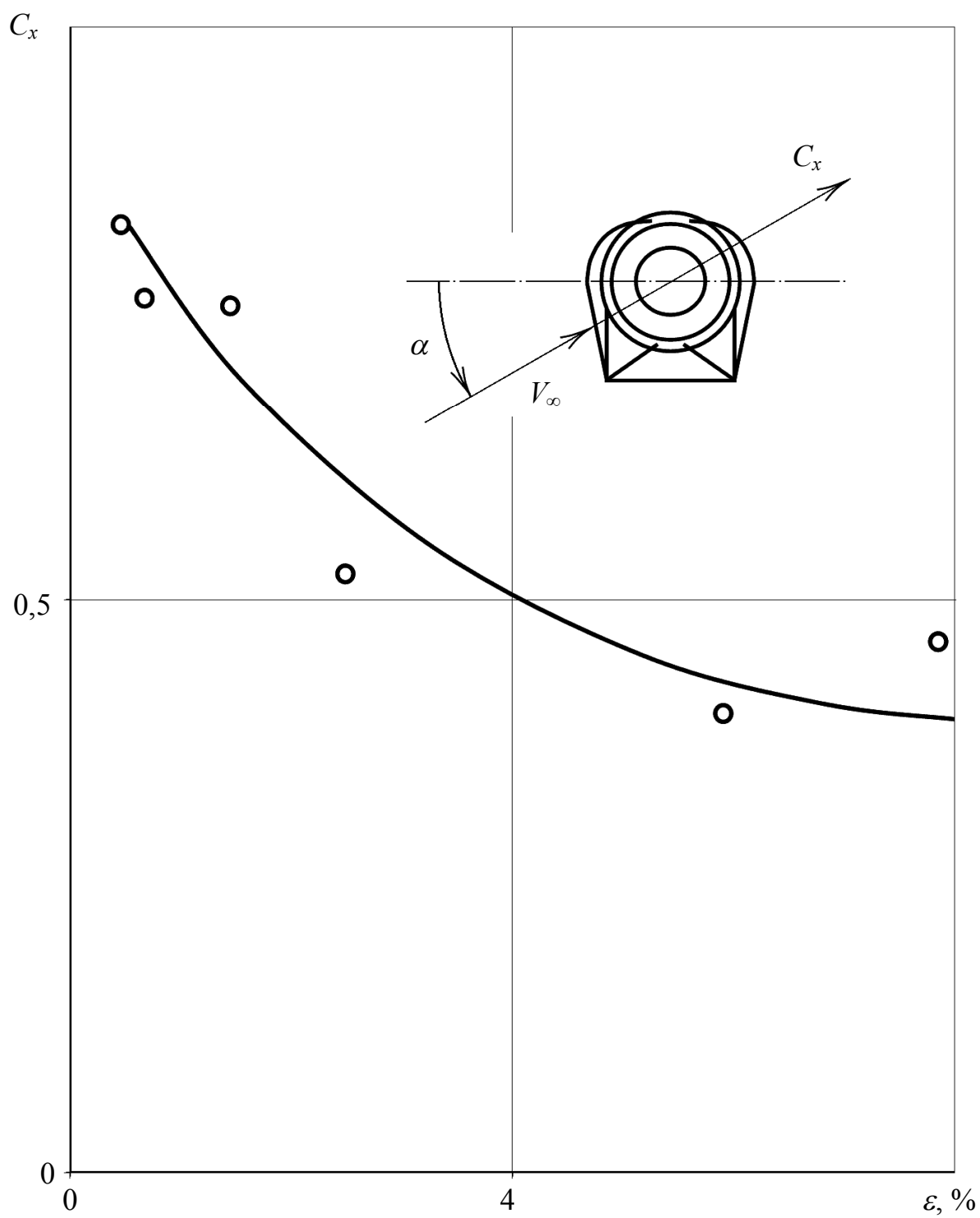


Рис. 5.29. Зависимость коэффициента силы сопротивления погружной платформы от интенсивности турбулентности набегающего потока при $\alpha = 90^\circ$, $Re = 3 \cdot 10^4 \dots 2,6 \cdot 10^5$

Значения аэрогидродинамических коэффициентов силы сопротивления C_x , боковой силы C_y и крутящего момента относительно вертикальной оси z показаны на рисунке 5.28 в зависимости от угла атаки α .

Было исследовано также влияние на коэффициент силы сопротивления погружной платформы числа Re и интенсивности турбулентности потока. Оказалось, что во всем исследованном диапазоне чисел Рейнольдса $3 \cdot 10^4 > Re > 2,6 \cdot 10^5$ изменение коэффициента C_x незаметно и лежит в пределах погрешности определения этого коэффициента.

Зависимость коэффициента C_x от интенсивности турбулентности весьма существенна и для одного значения угла атаки представлена на рис. 5.29.

5.6 Экспериментальные исследования аэрогидроупругих автоколебаний трубного става гидроподъема

Прежде чем привести некоторые экспериментальные исследования аэрогидроупругих автоколебаний элементов трубного става, отметим, что полное моделирование таких процессов в условиях аэродинамической трубы на уменьшенных моделях затруднительно. Это объясняется тем, что в условиях эксперимента невозможно выдержать такие же соотношения между упругими силами и силами инерции в воздухе, как в реальной жидкости, обтекающей ТС.

В связи с этим термин «динамическая модель» следует понимать в том смысле, что изготавливалась специальная аэродинамическая модель, которая благодаря своему упругому креплению допускала возможность существования колебаний и возможность их регистрации.

Эксперименты проводились на специально разработанных и изготовленных тензометрических весах (рис. 5.2), основными элементами которых являются механические колебательные контуры, упругие и диссипативные свойства которых в эксперименте могли варьироваться. Эксперименты выполнялись на моделях пакета трубопроводов для двух вариантов компоновок № 1 (рис. 5.27) и № 2 (рис. 5.28), причем каждый трубопровод в отдельности и все в целом составляли механические контуры, у которых могли изменяться декремент колебаний δ , погонная масса m и собственная частота f . Методика испытаний и описание измерительной аппаратуры приведены в работе [78].

Представим некоторые результаты экспериментальных исследований по обнаружению явлений аэрогидроупругой неустойчивости пакетов трубопроводов, выполненных на динамических моделях в аэродинамической трубе Т-5.

Тензометрические весы позволили обнаружить и выявить условия возникновения и диапазон существования различных видов потери аэрогидроупругой устойчивости: вихревое возбуждение, галопирование, изгибно-крутильный и срывной флаттер.

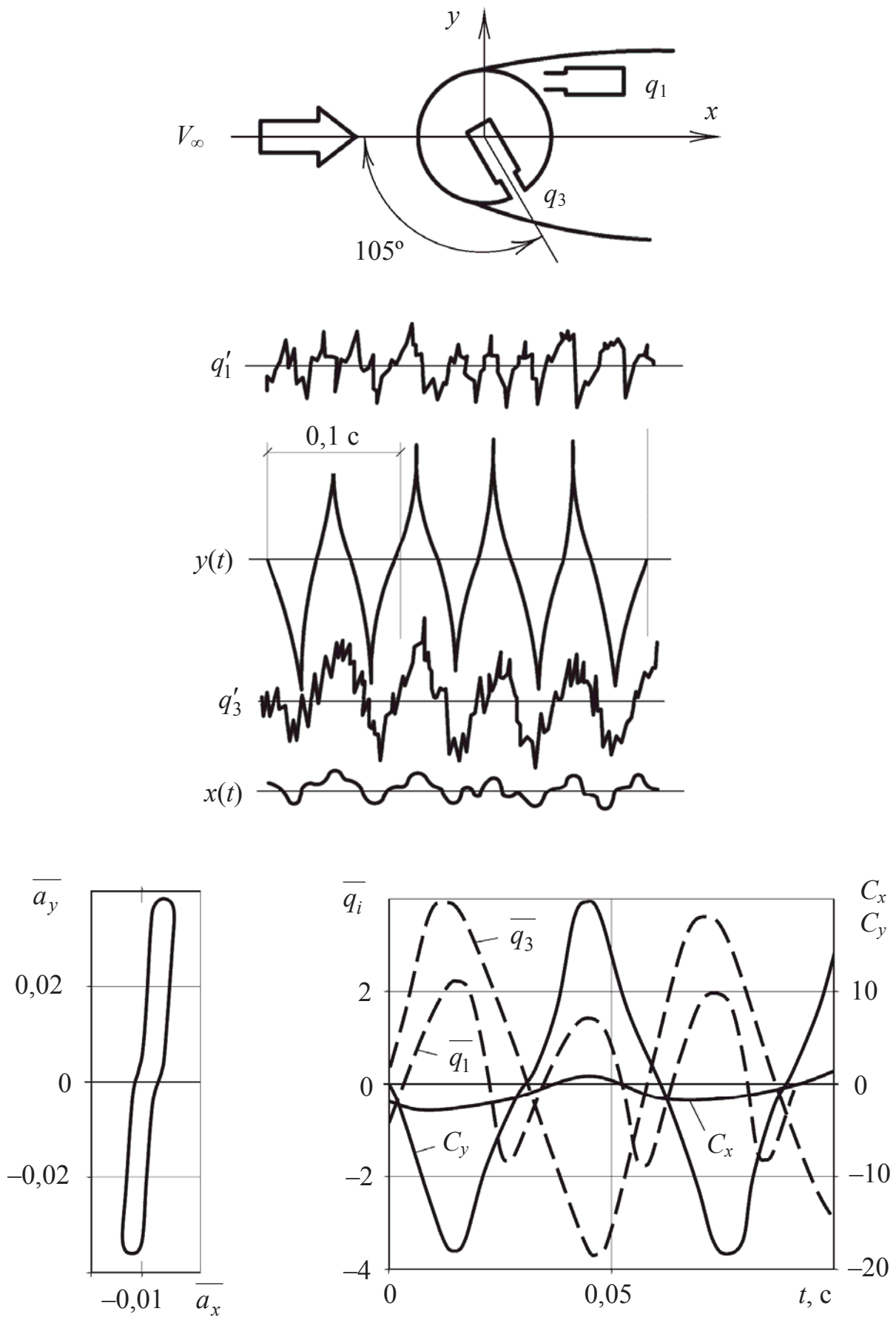


Рис. 5.30. Рабочие и обработанные осциллограммы автоколебаний при вихревом возбуждении цилиндра
 $V_\infty = 10 \text{ м/с}$; $\varepsilon = 1,5 \%$; $f_1 = 16 \text{ Гц}$; $\delta = 0,009$; $\delta_{np} = 3,4$; $V_{np} = 6,5$; $L = 0,1 \text{ м}$

Динамическая модель первой компоновки позволяла определять аэрогидроупругие автоколебания става в целом и каждого отдельного трубопровода, модель второй компоновки – только всего става в целом.

Диапазон чисел Рейнольдса при динамических исследованиях составлял: $3 \cdot 10^4 < Re < 2 \cdot 10^5$.

Результаты указанных экспериментальных исследований представлены в работе [81].

На рис. 5.30 представлены примеры рабочих материалов по исследованию вихревого возбуждения одиночного цилиндра ($q_{1,3}$ – пульсации давления, $x(t)$, $y(t)$ – продольные и поперечные смещения, C_x и C_y – периодические составляющие значений аэрогидродинамических коэффициентов).

Логарифмический декремент δ определяется в процессе затухания свободных колебаний исследуемой модели в выбранном направлении по формуле:

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{Y_i}{Y_{i+1}}, \quad (5.10)$$

где Y_i , Y_{i+n} – i -я и $(i + 1)$ -я амплитуды затухающих колебаний; n – число разделяющих периодов ($n = 8 \dots 10$).

Амплитуда Y_i выбирается на 3...4 периодах от начала колебаний. Запись колебаний на тарировочную осциллограмму осуществлялась следующим образом. Тарировочная масса подвешивается на тонкой синтетической нити. Нить пережигается и производится осциллографирование процесса затухания свободных колебаний модели. По меткам отметчика времени на осциллограмме определяется частота свободных колебаний f_1 модели.

В случае потери аэроупругой устойчивости в ветровом потоке экспериментальная модель, поддерживающие ее устройства и часть упругих весовых элементов участвуют в процессе колебаний. Все эти детали образуют механический колебательный контур. Вычисление погонной массы этого колебательного контура производится по формуле:

$$m = \sum F_i / L_i g, \quad (5.11)$$

где F_i / g – масса отдельных элементов колебательного контура; L_i – длина этих элементов.

Погонная масса входит в формулу приведенного коэффициента демпфирования:

$$\delta_{np} = 2mg / \rho b^2, \quad (5.12)$$

где b – характерный размер исследуемого тела; ρ – плотность воздуха.

На рис. 5.31 приведены обработанные экспериментальные данные по безразмерной амплитуде поперечных колебаний $\bar{a} = a/d$ в зависимости от приведенной скорости $V_{np} = V_\infty / f_1 \cdot d$. Из графиков видно, что до некоторого значения скорости колебания отсутствуют, затем быстро возрастают, достигают пика, а затем с ростом скорости быстро падают до нуля и исчезают. Такое поведение \bar{a} от V_{np} свидетельствует о том, что мы имеем дело с вихревым возбуждением.

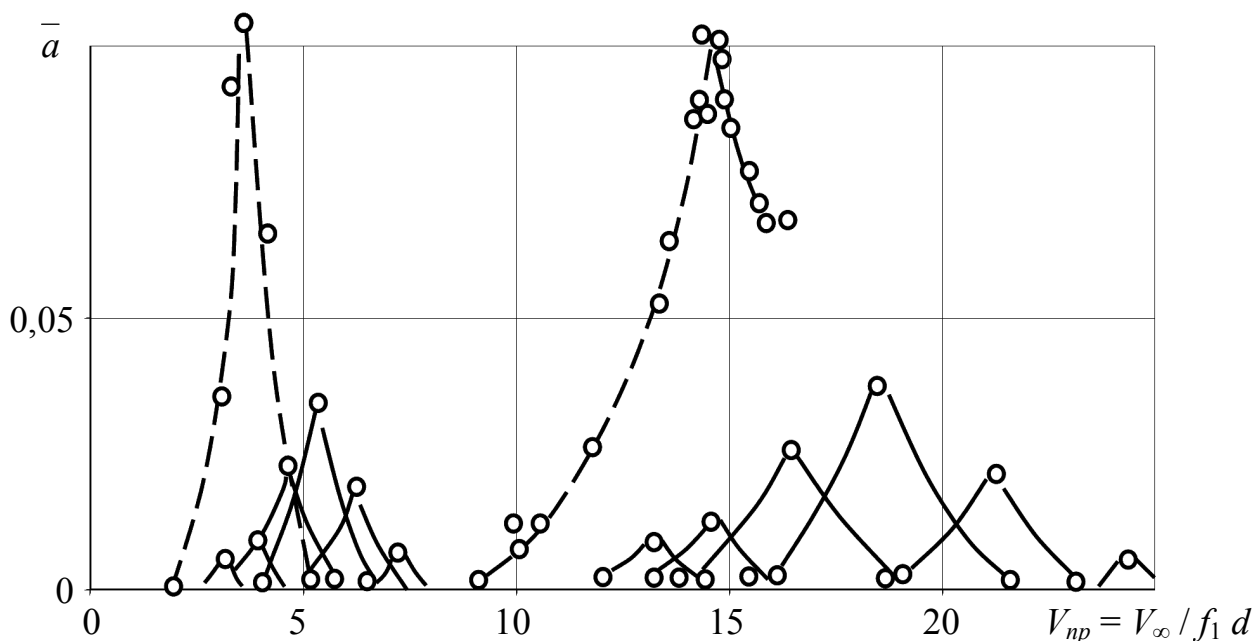


Рис. 5.32. Экспериментальные зависимости амплитуды вихревого возбуждения цилиндра от приведенной скорости при $\delta = 0,009$; $\delta_{np} = 3,4$; $f_0 = 16$ Гц

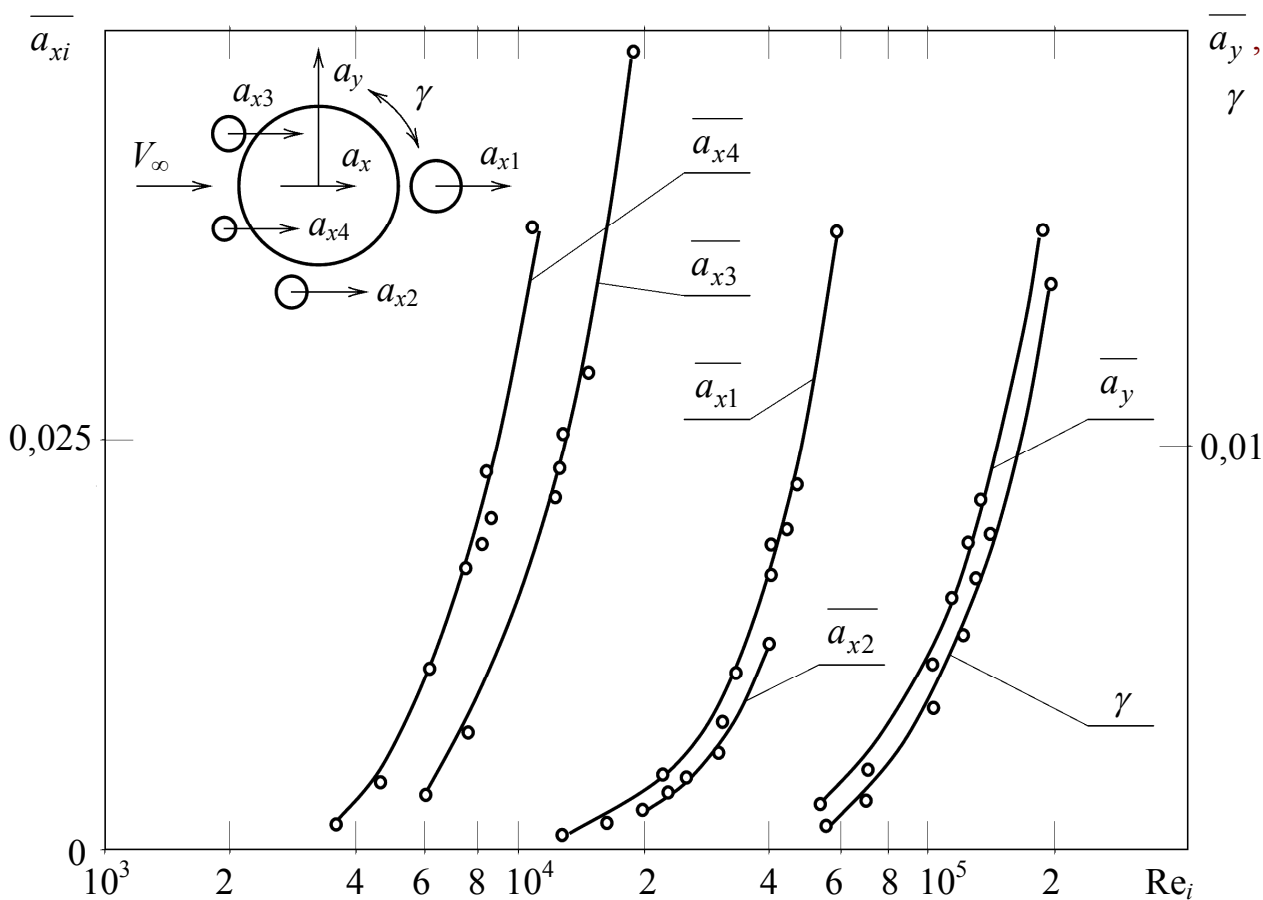


Рис. 5.33. Изменение кинематических параметров изгибных и крутильных перемещений для пакета в целом и для вспомогательных трубопроводов в зависимости от числа Рейнольдса (компоновка № 1) при $\alpha = 190^\circ$

Графики изменения безразмерных амплитуд продольно-поперечных и крутильных колебаний для первой модели в зависимости от числа Re и угла атаки представлены на рис. 5.33, 5.34. Величины \overline{a}_x и \overline{a}_y – амплитуды продольных и поперечных колебаний модели става в целом; γ – амплитуда крутильных колебаний всей модели; \overline{a}_{xi} – амплитуды продольных колебаний отдельных сателлитных трубопроводов пакета. Результаты, показанные на рис. 5.33, 5.34 свидетельствуют о том, что при $Re = 1,2 \cdot 10^5$ модель трубного става колеблется в горизонтальной плоскости по обоим направлениям, причем наиболее интенсивно при угле атаки $\alpha \cong 190^\circ$. Потеря аэрогидроупругой устойчивости всего става наступает при $Re \cong 5 \cdot 10^4$, а отдельных трубопроводов в пакете значительно раньше (число Рейнольдса для каждого трубопровода подсчитано по его собственному диаметру). Характер изменения амплитуд изгибных перемещений (\overline{a}_{xi} – вдоль потока и \overline{a}_{yi} – поперек потока) и крутильных колебаний (γ – амплитуда угла закрутки) свидетельствует о галопирующем типе автоколебаний в исследованном диапазоне скоростей, поскольку колебания имели тенденцию к нарастанию неограниченно.

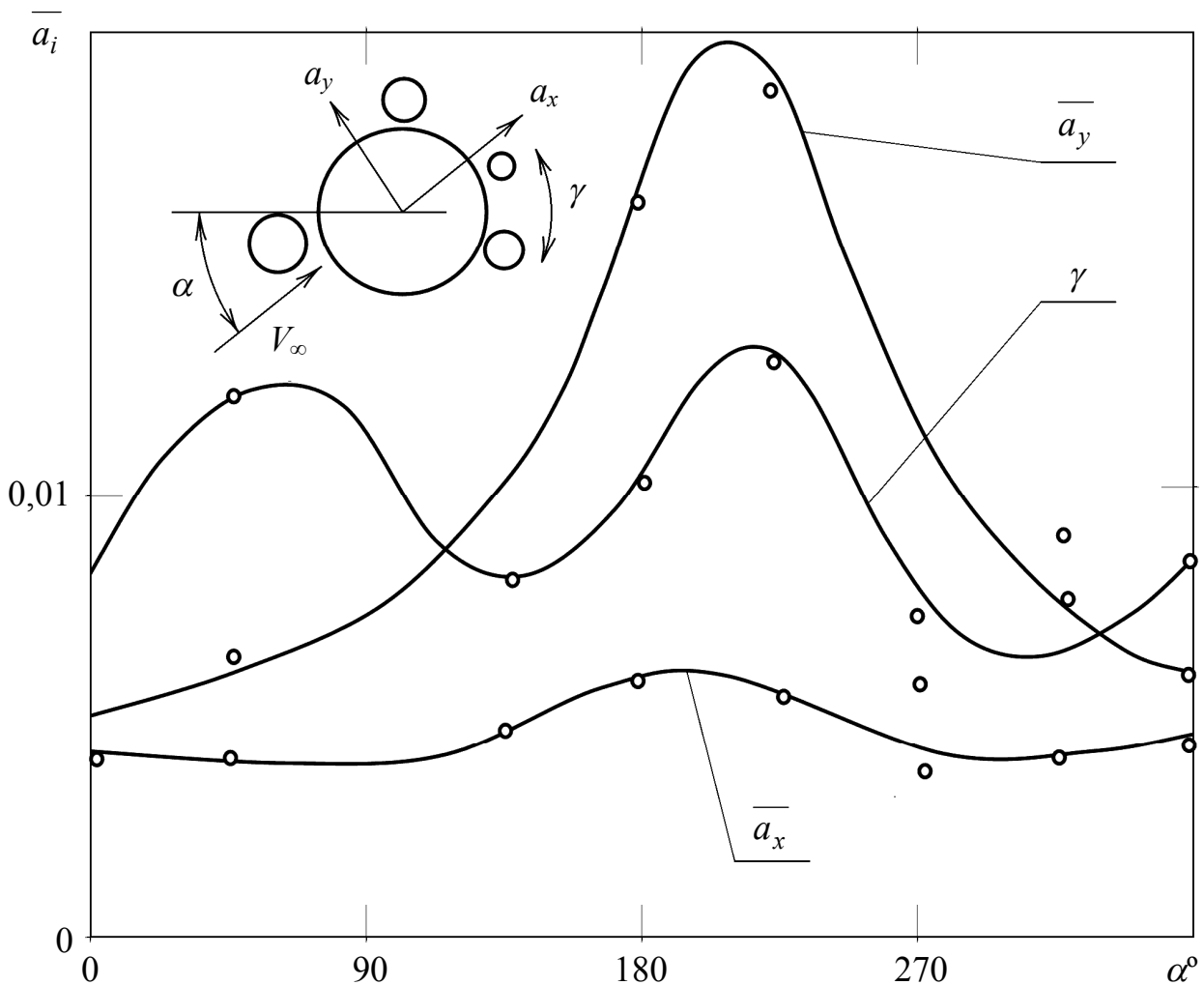


Рис. 5.34. Изменение амплитуд продольных, поперечных и крутильных колебаний пакета в целом в зависимости от угла атаки (компоновка № 1) при $Re = 2 \cdot 10^5$

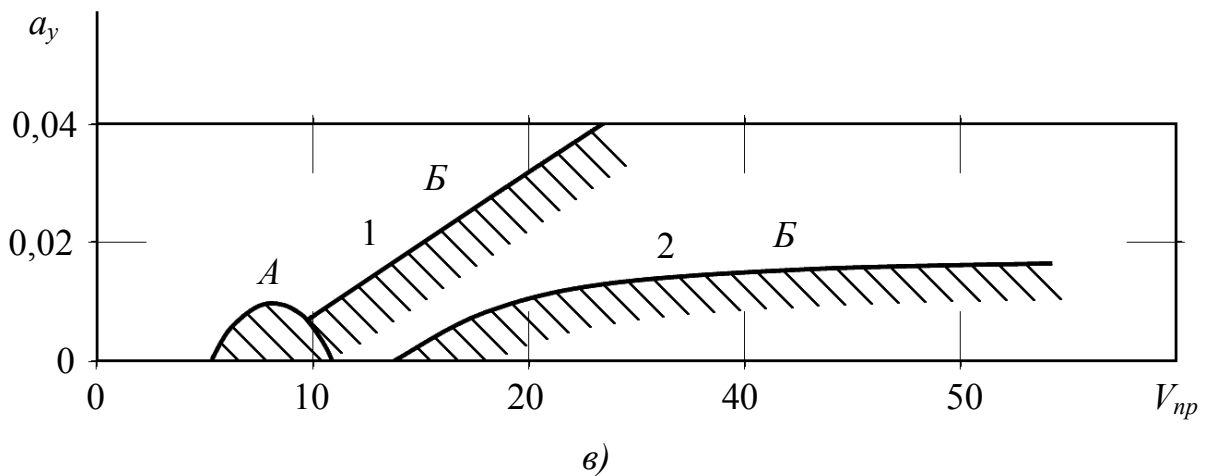
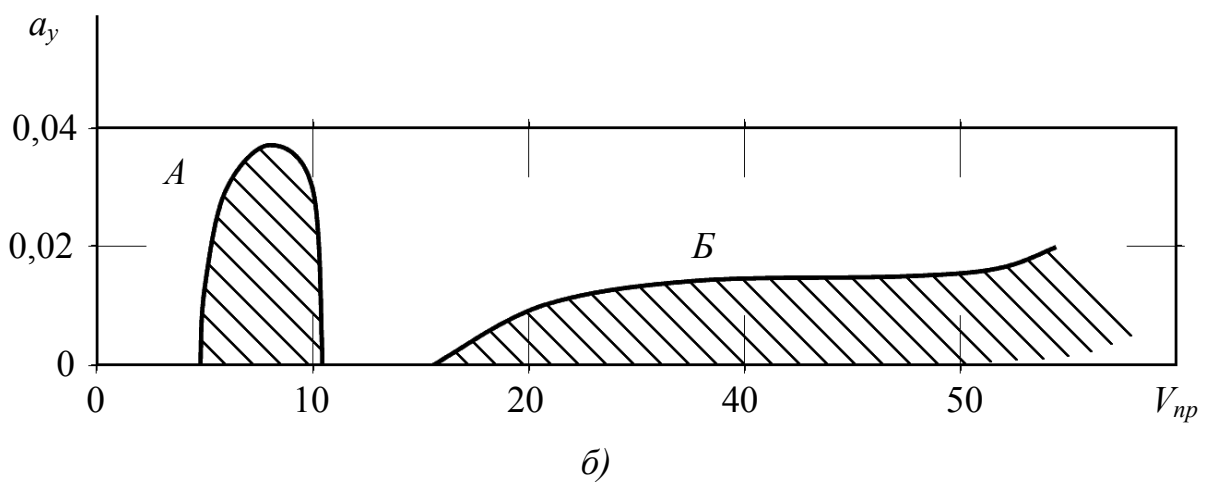
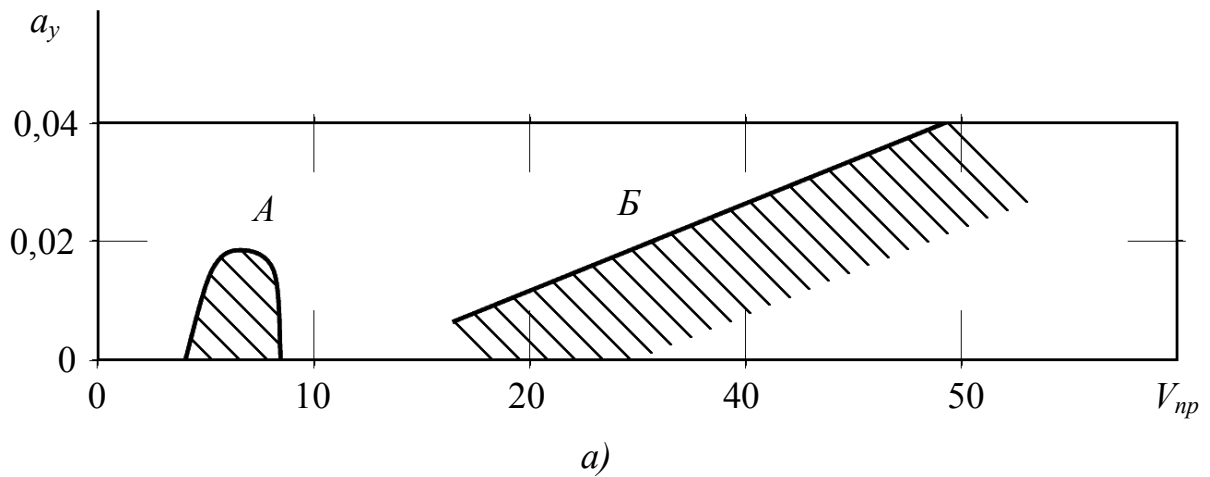


Рис. 5.35. Зависимость амплитуды поперечных колебаний пакета от приведенной скорости:

- а) $\bar{l} = 0,05$; $\varphi = 30^\circ$; А – область вихревого возбуждения ($\alpha = 0 \dots 180^\circ$),
 Б – область галопирования ($\alpha = 0 \dots 180^\circ$);
- б) $\bar{l} = 0,05$; $\varphi = \varphi_0$; А – область вихревого возбуждения ($\alpha = 180^\circ \pm 20^\circ$),
 Б – область галопирования;
- в) $\bar{l} = 0,05$; $\varphi = \varphi_0$; А – область вихревого возбуждения ($\alpha = 0^\circ \pm 10^\circ$),
 Б – область галопирования (1 – $\alpha \cong 0^\circ$, 2 – $\alpha = 20 \dots 180^\circ$)

На рис. 5.35 представлены результаты по исследованию аэрогидроупругой неустойчивости пакета трубопроводов в целом для компоновки № 2 в зависимости от $V_{np} = V_{\infty} / \omega_y \cdot d$, где ω_y – круговая частота поперечных колебаний. Обнаружено два типа потери аэрогидродинамической устойчивости: вихревое возбуждение (область А) и галопирование (область В). В области вихревого возбуждения амплитуда поперечных колебаний a_y сначала с ростом скорости возрастает, а затем затухает. В области галопирования амплитуда колебаний с ростом скорости, как правило, имеет тенденцию возрастать.

В указанных исследованиях амплитуды колебаний были незначительны, поскольку крепление модели было выполнено упругими пластинами большой жесткости.

Модель пакета при $\bar{l} = 0$ (когда все окружающие трубопроводы прилегают к центральному) оказалась наиболее устойчивой во всех диапазонах изменения углов α и V_{np} , за исключением $\alpha \sim 0$.

Область автоколебаний вихревого возбуждения А незначительна: $V_{np} = 5 \dots 10$ или $Sh = 0,2 \dots 0,1$ (Sh – число Струхаля, см. ниже).

Потеря устойчивости типа галопирования происходит при $V_{np} > 14,5$ ($Sh \approx 0,7$). Исключение составляет модель пакета, у которой ($\bar{l} = 0$, $\varphi \approx \varphi_0$); у этой модели закономерность изменения амплитуды с ростом скорости аналогична вихревому возбуждению.

Колебания при галопировании, как поперек, так и вдоль потока происходят по собственным изгибным частотам. При вихревом возбуждении модели, у которой $\varphi = 30^\circ$, $\bar{l} = 0$, круговая частота колебаний возрастала от $\omega_y = 12,8$ до $\omega_y = 15$; при этом, кинематическое число Струхаля $Sh_1 = 0,21$, т.е. происходил захват частоты срыва вихрей собственной частотой модели, как и для одиночного цилиндра. В остальных случаях вихревое возбуждение происходило по собственной частоте.

5.7 Потери гидродинамической устойчивости типа «вихревое возбуждение»

Каждое цилиндрическое протяженное тело в потоке жидкости или газа проявляет склонность к динамической неустойчивости типа «вихревое возбуждение» (синонимы: «вихревой резонанс» или «эоловы колебания»). Вихревое возбуждение, как хорошо известно [82 – 85], возникает из-за периодического отрыва вихрей с гладкой поверхности обтекаемого тела.

На гладкой поверхности точки отрыва вихрей не фиксированы, а периодически перемещаются на поверхности. Периодический отрыв вихрей формирует в кильватерной области тела так называемую периодическую вихревую дорожку Кармана, в которой отдельные комки вихрей расположены в «шахматном» порядке. Для тела, которое жестко закреплено и не колеблется, частота отрыва вихрей f_s (частота вихрей в дорожке Кармана) определяется безразмерным комплексом

$$Sh = \frac{f_s d}{V_\infty}, \quad (5.13)$$

который называется числом Струхалия. Для каждого профиля величина Sh является вполне определенным числом, величина которого для несимметричного профиля зависит от угла атаки. Например, для одиночного жестко закрепленного кругового цилиндра число Струхалия $Sh \cong 0,2$ [82].

Из формулы (5.13) следует, что частота отрыва вихрей f_s растет пропорционально скорости набегающего потока V_s :

$$f_s = \frac{Sh \cdot V_\infty}{d}. \quad (5.14)$$

За счет периодического отрыва вихрей (то с одной, то с другой стороны цилиндра) распределение давления по его поверхности (в основном в окрестности точек отрыва и в донной области) приобретает периодическую составляющую с частотой f_s . В результате этого возникает периодическая боковая (подъемная) сила Y_∂ с частотой f_s , а у силы сопротивления возникает динамическая периодическая добавка X_∂ с удвоенной частотой $2f_s$. Для кругового цилиндра среднее значение боковой силы равно нулю, поэтому для гидродинамических сил будем иметь:

$$Y = Y_\partial = Y_{\max} \sin(2\pi \cdot f_s t), \quad (5.15)$$

$$X = X_{cp} + X_\partial = X_{cp} + X_{\max} \sin(4\pi \cdot f_s t), \quad (5.16)$$

где X_{cp} – среднее (статическое) значение силы сопротивления;

Y_{\max} и X_{\max} – амплитудные значения периодических составляющих боковой силы и силы сопротивления.

Для гладкого, но не кругового (например, эллиптического контура) для боковой силы будем иметь:

$$Y = Y_{cp} + Y_\partial = Y_{cp} + Y_{\max} \sin(2\pi \cdot f_s t); \quad (5.17)$$

где Y_{cp} – среднее значение боковой силы за период (зависит от угла атаки).

Переходя к аэрогидродинамическим коэффициентам, получим:

$$C_y = C_{y0} + C_{ya} \sin(2\pi \cdot f_s t); \quad (5.18)$$

$$C_x = C_{x0} + C_{xa} \sin(4\pi \cdot f_s t), \quad (5.19)$$

где C_{x0} и C_{y0} – коэффициенты средних значений соответствующих сил; C_{xa} и C_{ya} – амплитудные значения динамических добавок (аэрогидродинамические коэффициенты, как обычно, отнесены к скоростному напору $\rho \cdot V_\infty^2 / 2$, попе-

речному размеру d (например, диаметру цилиндра) и рассчитаны на единицу длины.

Если цилиндрический элемент достаточно жесткий сам по себе и жестко закреплен по концам, то возникающие периодические силы будут просто компенсироваться реакциями в опорах. В случае же, если цилиндрический элемент жесткий, но закреплен в опорах упруго, или если он является составной частью протяженного упругого тела, то под действием периодических сил Y_0 и X_0 он начнет совершать вынужденные колебания вдоль и поперек потока. Пока амплитуда вынужденных колебаний мала и частота отрыва вихрей f_s находится вдалеке от одной из собственных частот f_1, f_2, \dots изгибных колебаний протяженного тела, то в этом случае частота срыва вихрей f_s следует соотношению (5.14) и не зависит от режима колебания самого тела. Однако, по мере увеличения амплитуды колебания и сближения частоты f_s с одной из собственных частот f_1, f_2, \dots появляется усиливающееся влияние частоты колебания на частоту срыва вихрей.

Рассмотрим качественную картину этого взаимовлияния, предполагая, что первоначально скорость набегающего потока настолько мала, что частота f_s гораздо меньше первой собственной частоты f_1 . Тогда с увеличением скорости V_∞ частота f_s будет возрастать и приближаться к f_1 снизу.

Значение скорости, при которой частота отрыва вихрей совпадает с первой собственной частотой f_1 назовем критическим и обозначим $V_{кр.1}$:

$$V_{кр.1} = \frac{f_1 d}{Sh} . \quad (5.20)$$

Результаты многочисленных исследований вихревого резонанса [82, 86–92] показывают, что в окрестности критической скорости $V_{кр.1}$ существует такой диапазон скоростей $V_n < V < V_v$, в пределах которого при свободных колебаниях частота срыва вихрей перестает следовать соотношению (5.14) и становится равной f_1 . Явление автоматической «подстройки» частоты срыва вихрей под частоту собственных колебаний называют «захватом» частот срыва вихрей частотой колеблющегося цилиндра. Границы области захвата оцениваются как

$$V_n = (0,8 \dots 0,9) V_{кр.1} , \quad V_v = (1,1 \dots 1,2) V_{кр.1} . \quad (5.21)$$

В области захвата частота поперечной аэрогидродинамической силы оказывается равной частоте f_1 собственных изгибных колебаний упругого тела, в результате чего наступает «резонанс» поперечных колебаний (колебаний поперек потока), что и составляет суть рассматриваемого явления, именуемого «вихревое возбуждение» или «вихревой резонанс». Резонанс, но менее ярко выраженный, существует также на кратных частотах, в основном при $f_s = 3 f_1$; такой резонанс называется субгармоническим захватом [95].

Схема действия боковой силы при основном и субгармоническом захвате показана на рис. 5.36. На рис. 5.37 показана зависимость частоты отрыва вихрей от скорости набегающего потока.

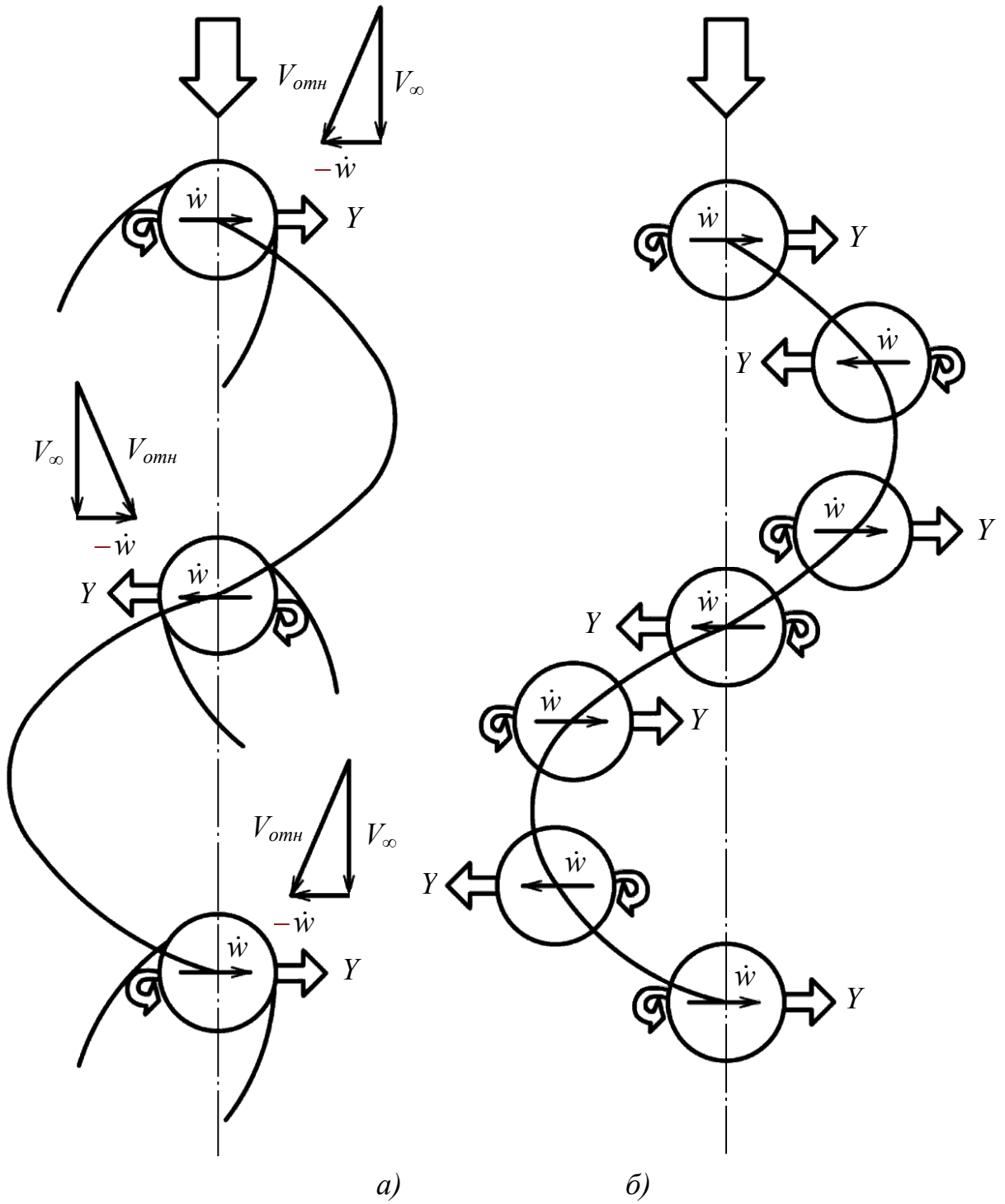


Рис. 5.36. Схема сил при вихревом возбуждении цилиндра: а) для случая основного захвата; б) для случая субгармонического захвата

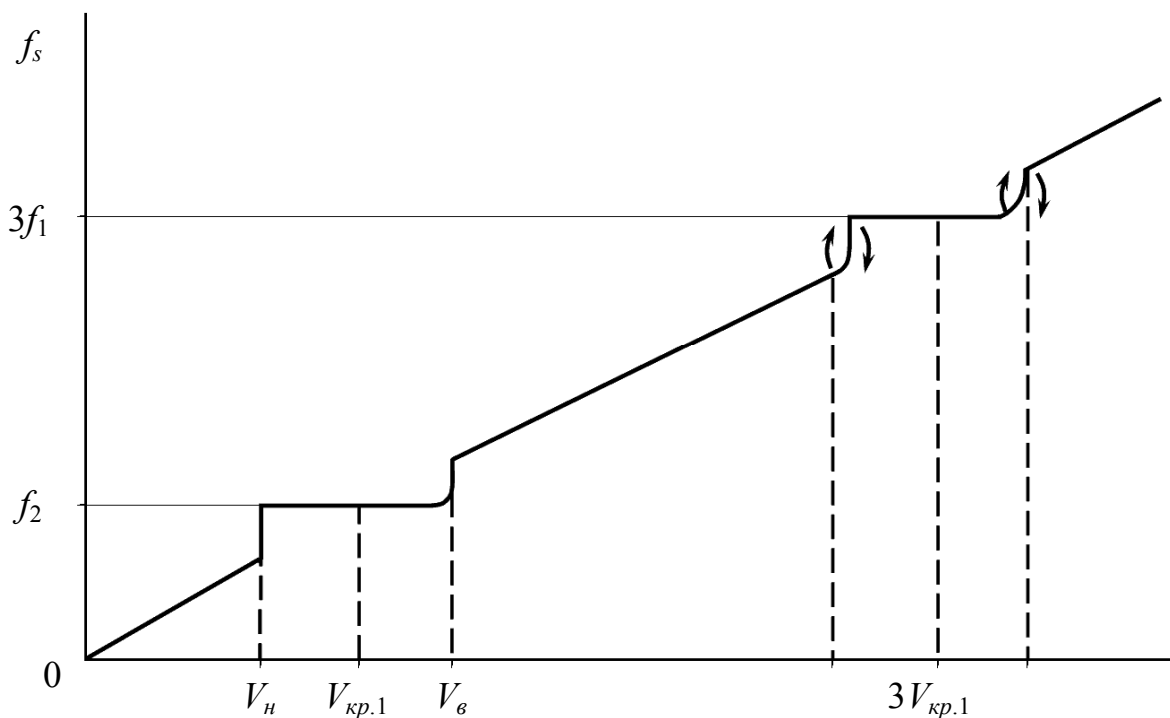


Рис. 5.37. Зависимость частоты срыва вихрей от скорости потока для цилиндра

Заметим, что при вихревом возбуждении тело совершает также поперечные колебания и вдоль потока, однако, во-первых, амплитуда нестационарной силы сопротивления X_∂ в несколько раз меньше, чем амплитуда периодической боковой силы Y_∂ , а, во-вторых, частота нестационарной силы сопротивления в два раза выше частоты собственных колебаний (мы здесь предполагаем, что собственные частоты поперечных изгибных колебаний вдоль и перпендикулярно набегающему потоку одинаковы, как например, для трубы), поэтому ярко выраженного резонанса по колебаниям вдоль потока не наступает. Фактически при вихревом резонансе амплитуды колебаний тела вдоль потока на порядок (и даже более) ниже амплитуд колебаний поперек потока.

Если скорость V_∞ превышает верхнюю границу области захвата $V_\infty > V_в$, то снова наступает рассогласование частоты срыва вихрей f_s с собственной частотой f_1 , и амплитуда колебаний тела резко падает. При еще большей скорости появляется вторая область захвата в окрестности второй критической скорости:

$$V_{кр.2} = \frac{f_2 d}{Sh},$$

где f_2 – вторая собственная частота поперечных колебаний и т.д.

Таким образом, характерной чертой потери устойчивости гладкоцилиндрических тел при вихревом резонансе является то, что вне области захвата поперечные колебания почти отсутствуют. При приближении скорости V_∞ к ниж-

ней границе зоны захвата V_n амплитуда колебаний начинает возрастать, при $V_\infty \cong V_{кр.1}$ достигает максимального значения, а при приближении V_∞ к V_g снова падает. После выхода из зоны захвата $V_\infty > V_g$ колебания практически прекращаются (если только при этом скорость не попадает в зону захвата, соответствующую другой критической скорости $V_{кр.2}$).

Энергию на поддержание автоколебательного режима упругая система черпает из набегающего потока за счет наличия обратной связи между колеблющимся телом и режимом обтекания.

В настоящее время еще не существует адекватной математической модели вихревого возбуждения упругих гладкоцилиндрических тел в потоке, что, прежде всего, связано с недостатком знания о гидродинамических характеристиках цилиндра, колеблющегося в потоке. Имеется несколько подходов к расчету (или оценке) амплитуд аэрогидроупругих колебаний тел по типу «вихревое возбуждение» [87, 83, 91, 92]. Наиболее простыми из этих моделей являются те, которые рассматривают цилиндрический элемент как систему с одной или двумя степенями свободы, совершающую плоскопараллельные колебания как единое целое. Такой подход, в частности, реализован в [91]. Анализ вихревого возбуждения в этой модели приводит к исследованию нелинейного дифференциального уравнения «потенциально-автоколебательного типа» [93], которое для амплитуды a_y поперечных установившихся автоколебаний приводит к алгебраическому уравнению [94]:

$$a_y^5 - \left[1,2 \left(1 - 3 \frac{C_{x0}}{C_y^\alpha} \right) \frac{V_\infty^2}{\omega_1^2} \right] a_y^3 + 9,6 \left[\frac{2m\delta}{\pi \rho d C_y^\alpha} - \left(1 - \frac{C_{x0}}{C_y^\alpha} \right) \frac{V_\infty}{\omega_1} \right] \frac{V_\infty^3}{\omega_1^3} a_y =$$

$$= 38,4 \cdot \frac{4 C_{ya} V_\infty^5}{\pi C_y^\alpha \omega_1^5}, \quad (5.22)$$

где C_{x0} – среднее значение коэффициента силы сопротивления; C_y^α – градиент коэффициента поперечной силы по углу атаки; C_{ya} – амплитудное значение коэффициента поперечной силы в автоколебательном режиме; $\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot f_1$ – первая круговая собственная частота изгибных поперечных колебаний.

Решение этого уравнения позволяет определить зависимость амплитуды поперечных колебаний a_y от приведенной скорости $V_{np} = V_\infty / (\omega_1 \cdot d)$ и приведенного демпфирования $\delta_{np} = 2m\delta / \rho d^2$ в резонансной области $V_n < V_\infty < V_g$ и, в частности, при $V_\infty = V_{кр.1}$.

Уравнение (5.22) получено первоначально для одного гладкоцилиндрического тела, но его справедливость можно постулировать и для пакета трубопроводов. Это уравнение содержит три аэрогидродинамических коэффициента: C_{x0} , C_y^α , C_{ya} и, кроме того, логарифмический декремент δ , который очень трудно поддается расчетному определению и в данной математической модели обычно оценивается или назначается по аналогии с известными конструкциями.

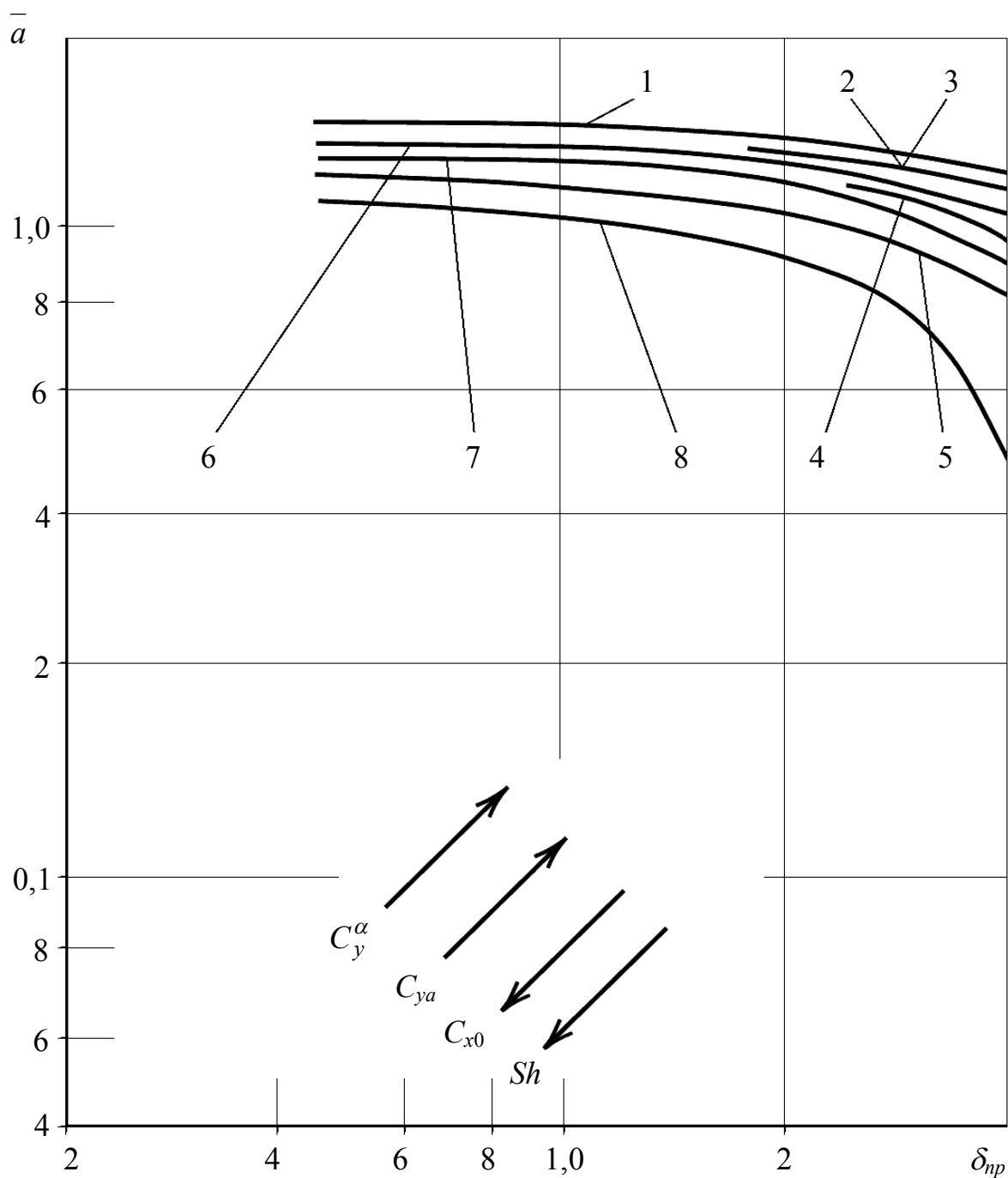


Рис. 5.38. Зависимость приведенной амплитуды автоколебаний круглоцилиндрического тела от приведенного демпфирования

Номера кривых на этих графиках соответствуют номерам в табл. 5.3, в которой представлены варианты различных исходных данных для решения уравнения (5.22).

Рис. 5.38 соответствует таким аэрогидродинамическим параметрам, которые свойственны одиночному цилиндру, а рис. 5.39 относится к элементам с произвольной формой поперечного сечения.

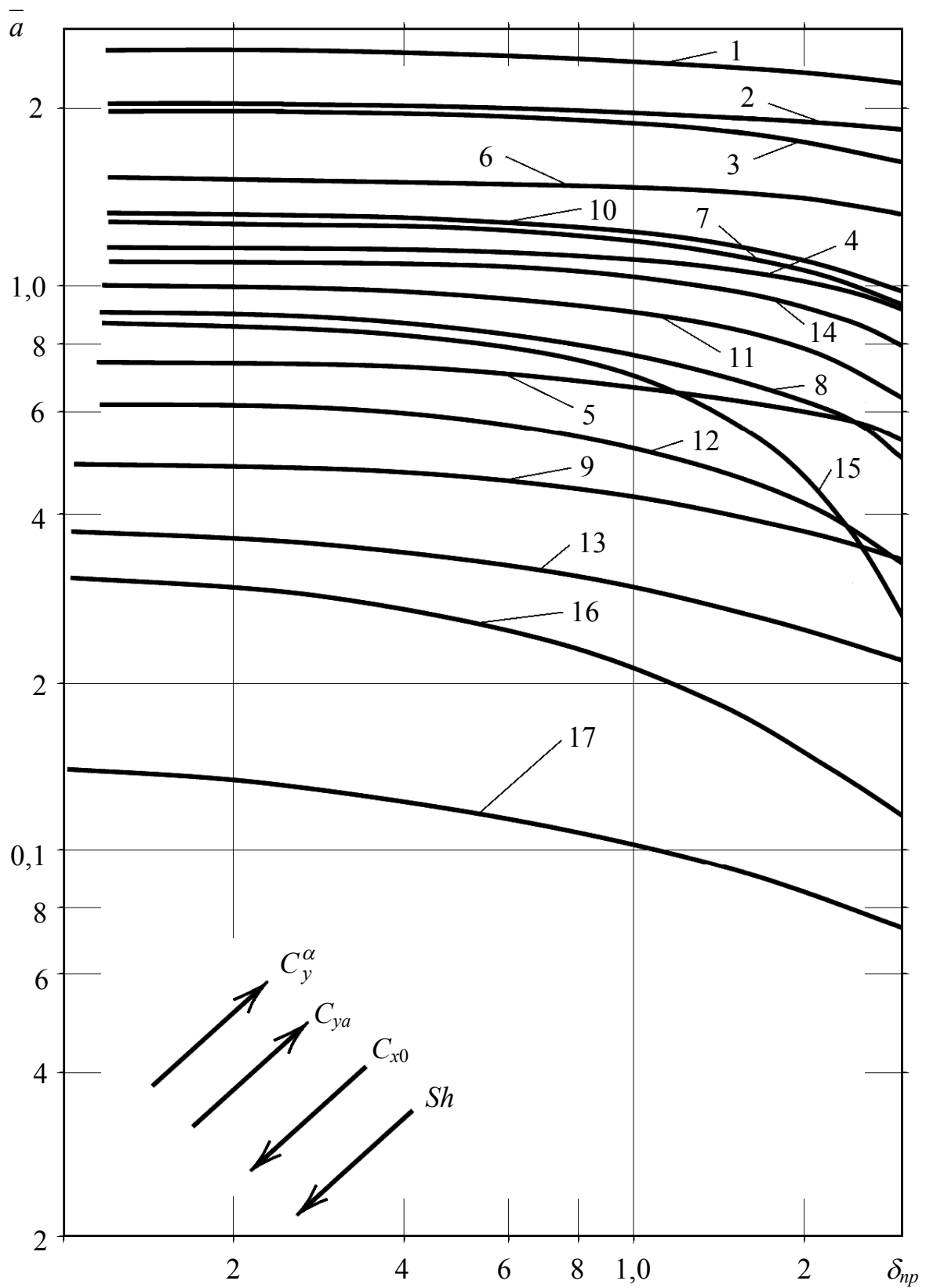


Рис. 5.39. Зависимость приведенной амплитуды автоколебаний от приведенного демпфирования для элемента некругового сечения

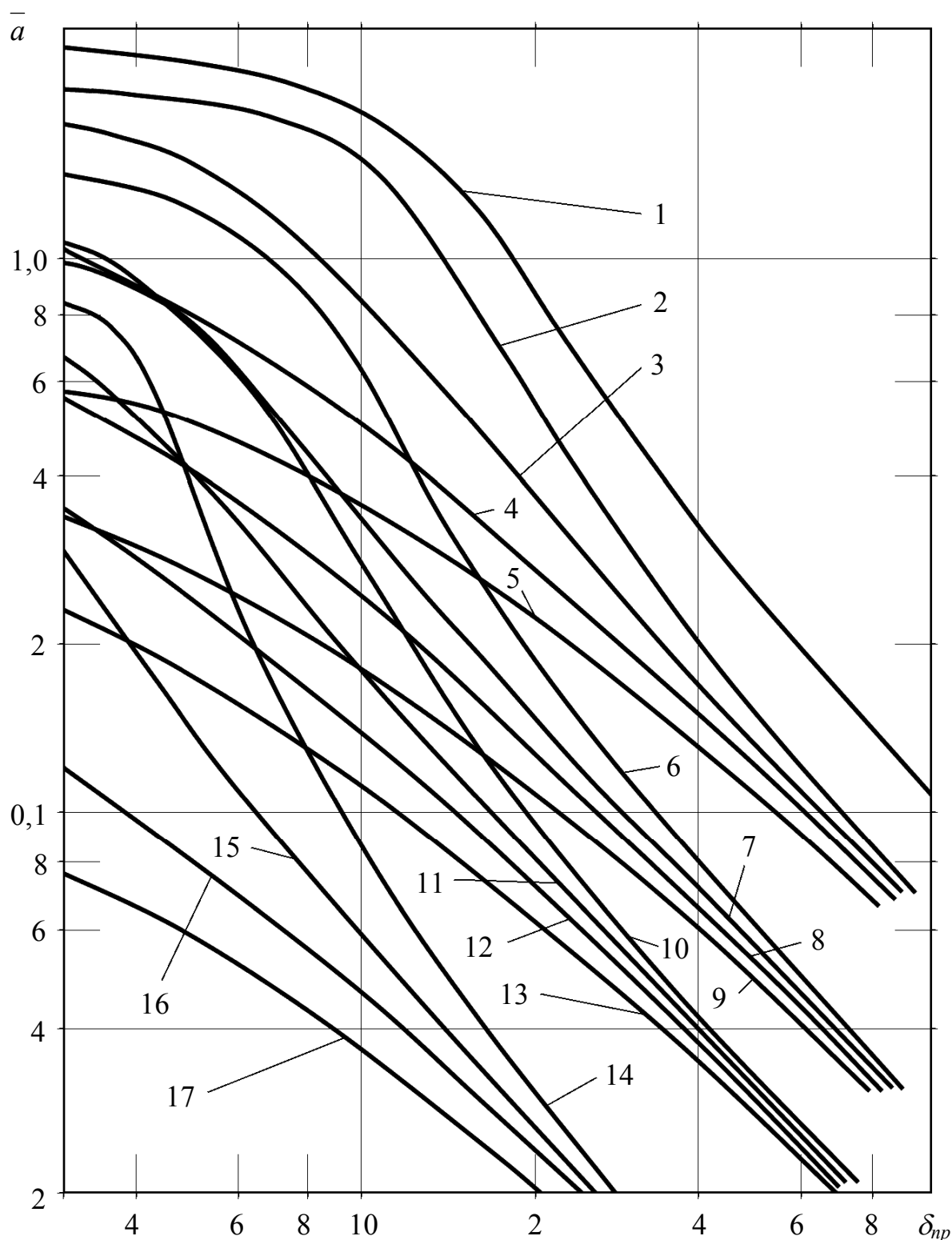


Рис. 5.39. (Продолжение)

Значение коэффициента силы сопротивления C_{x0} одиночного цилиндра достаточно хорошо известно (см. второй раздел и источники [89, 86, 78, 67, 95]). Для пакета трубопроводов эта величина может быть получена путем экспериментальных исследований в аэродинамических трубах или в гидравлических бассейнах. Для некоторых компоновок пакетов данные по C_{x0} получены в

[96] и приведены во втором разделе. Эти данные могут служить для оценки величины C_{x0} и для других близких пакетов.

Амплитудные значения коэффициента поперечной силы C_{ya} для отдельного цилиндра в зависимости от числа Re составляют $C_{ya} = 0,2 \dots 1,0$, а для пакета должны быть определены на специальных моделях в эксперименте. Значение производной C_y^α для свободно колеблющегося цилиндра находятся в пределах $2,5 < C_y^\alpha < 3,0$, [97, 91, 92], а для пакета должны быть определены экспериментально.

Таким образом, используя указанные значения гидродинамических коэффициентов и назначая по аналогии величину приведенного декремента δ_{np} , из уравнения (5.22) можно оценить амплитуды поперечных колебаний и вызванные этими колебаниями напряжения в конструкции. Может, конечно, оказаться и так, что в заданном рабочем диапазоне скоростей конструкция в зону вихревого резонанса не попадает.

Уравнение (5.22) позволяет проследить за ходом зависимости колебаний плохообтекаемого тела от скорости потока и прогнозировать интенсивность автоколебательного режима в зависимости от диссипативных свойств системы, что, безусловно, важно при разработке рациональных конструкций трубного става.

На графиках рис. 5.38, 5.39 представлены универсальные зависимости приведенных амплитуд колебаний $\bar{a} = a_y/d$ от приведенного демпфирования $\delta_{np} = 2m\delta/\rho d^2$, полученные из решения уравнения (5.22).

Приведенные универсальные соотношения позволяют достаточно правдоподобно прогнозировать процесс аэрогидроупругой неустойчивости при $V_\infty = V_{кр}$ и управлять этим процессом путем изменения диссипативных свойств системы.

Тенденция изменений значений приведенных амплитуд колебаний при возрастании параметров Sh , C_{x0} , C_y^α и C_{ya} в диапазонах указанных в табл. 5.3 показана на рис. 5.38, 5.39 стрелками.

Анализ решения уравнения (5.22) показывает, что при $\delta_{np} > 7$ приведенные частоты колебаний становятся достаточно малыми и для \bar{a} можно использовать приближенную формулу

$$\bar{a} = C_{ya} / \left(\pi^3 Sh^2 \left(\delta_{np} + \frac{C_{x0} - C_y^\alpha}{2\pi Sh} \right) \right).$$

Подчеркнем, что приведенный коэффициент демпфирования δ_{np} включает в себя гидродинамическое демпфирование (за счет трения поверхности тела с внешней и внутренней жидкостью), демпфирование в узлах крепления секций трубопроводов, а также внутреннее демпфирование в самом материале трубопроводов. Поэтому эта величина при расчетах может быть только оценена, а для более точного своего определения она нуждается в проведении натурального или полигонного эксперимента.

Таблица 5.3

Значения аэрогидродинамических параметров,
принятых при расчете автоколебаний вихревого возбуждения

Номер кривой	Sh		C_{x0}		C_y^α		C_{ya}	
	Рис. 4.3	4.4	4.3	4.4	4.3	4.4	4.3	4.4
1	0,2	0,1	0,7	1,5	3,0	3,0	1,0	1,0
2	0,2	0,1	0,7	1,5	2,5	3,0	1,0	0,6
3	0,2	0,1	0,7	1,5	3,0	2,0	0,6	0,6
4	0,2	0,1	0,7	1,5	2,5	1,0	0,6	0,6
5	0,2	0,1	1,2	1,5	2,5	0	0,6	0,6
6	0,2	0,15	0,7	1,5	3,0	3,0	0,2	0,6
7	–	0,15	0,7	1,5	2,5	2,0	0,2	0,6
8	–	0,15	1,2	1,5	2,5	1,0	0,2	0,6
9	–	0,15	–	1,5	–	0	–	0,6
10	–	0,20	–	1,5	–	3,0	–	0,6
11	–	0,20	–	1,5	–	2,0	–	0,6
12	–	0,20	–	1,5	–	1,0	–	0,6
13	–	0,20	–	1,5	–	0	–	0,6
14	–	0,20	–	1,5	–	3,0	–	0,2
15	–	0,20	–	1,5	–	2,0	–	0,2
16	–	0,20	–	1,5	–	1,0	–	0,2
17	–	0,20	–	1,5	–	0	–	0,2

5.8 Потеря гидродинамической устойчивости типа галопирования

Поперечное сечение става, состоящее из нескольких кругов, относится к числу сложных сечений, для которых возможно явление потери устойчивости типа галопирования.

Галопирование возможно только для таких сечений (профилей), у которых в определенном диапазоне углов атаки имеется отрицательный градиент подъемной силы $\frac{\partial C_y}{\partial \alpha} < 0$, достаточно большой по абсолютной величине [86, 82, 87, 83, 91, 98].

Потеря гидродинамической устойчивости типа галопирования представляет собой возникновение установившихся автоколебаний протяженного тела преимущественно в поперечном направлении к потоку без (или почти без) кручения, причем амплитуда этих колебаний нарастает с ростом скорости набегающего потока после достижения некоторого критического значения $V_{кр.г}$.

Тенденция возникновения автоколебательного режима типа галопирования может быть оценена по критерию Ден-Гартога [82, 99], согласно которому сечение теряет устойчивость при заданном угле атаки, если выполняется условие:

$$C_y^\alpha + C_x < 0 . \quad (5.23)$$

Характерной чертой галопирования является то, что существует некоторая критическая скорость галопирования $V_{кр.г}$, ниже которой галопирование не наступает и только при $V_\infty > V_{кр.г}$ (и выполнении условия Ден-Гартога) возникают поперечные колебания фиксированной амплитуды a_y . Величина амплитуды колебаний a_y монотонно возрастает с ростом скорости V_∞ (при $V_\infty > V_{кр.г}$), но при фиксированном значении V_∞ амплитуда a_y с течением времени не нарастает.

Колебания галопирующего типа обычно происходят по первой собственной частоте изгибных поперечных колебаний тела (но возможны колебания и по более высоким гармоникам).

Обычно галопирование свойственно сплошным профилям с острыми кромками, которые фиксируют места схода вихревых пелен в поток, но и для такого профиля, как сечение пакета трубопроводов, галопирование также возможно.

Хотя для анализа галопирования тоже пока еще нет достаточно строгой математической модели, для оценки амплитуд установившихся колебаний можно использовать модель колебаний элемента с одной степенью свободы, разработанную в [91, 98]. Согласно этой модели, для амплитуды поперечных колебаний галопирующего типа и критической скорости их возбуждения получены следующие формулы [91, 98, 100]:

$$a_y = \frac{C_y^\alpha \pi \rho V_\infty^2 d}{\delta_{np} m \omega_1^2} \sqrt{1 + \frac{2\delta_{np} m \omega_1}{\pi C_y^\alpha \rho V_\infty d}}; \quad (5.24)$$

$$V_{кр.г} = -\frac{2\delta_{np} m \omega_1}{\pi C_y^\alpha \rho d}, \quad (5.25)$$

где $C_y^\alpha = \frac{\partial C_y}{\partial \alpha}$ – производная, вычисленная при том значении α_0 , в окрестности которого происходят колебания.

Из последних формул следует, что возникновение колебаний типа галопирования возможно лишь при $C_y^\alpha < 0$, и что с ростом скорости $V_\infty > V_{кр.г}$ амплитуда a_y непрерывно возрастает.

Величина критической скорости галопирования $V_{кр.г}$ зависит от приведенного демпфирования δ_{np} , погонной массы, частоты поперечных изгибных колебаний и линейного поперечного размера. Из аэрогидродинамических характеристик на галопирование влияет только коэффициент C_y^α , который зависит от формы профиля и его ориентации к набегающему потоку.

Как и соответствующие формулы для вихревого резонанса, выражения (5.24) и (5.25) обнаруживают известный произвол, который заключается в неопределенности адекватного определения приведенного коэффициента демпфирования δ_{np} для элемента с одной степенью свободы, как аналога соответствующего элемента в составе протяженной конструкции.

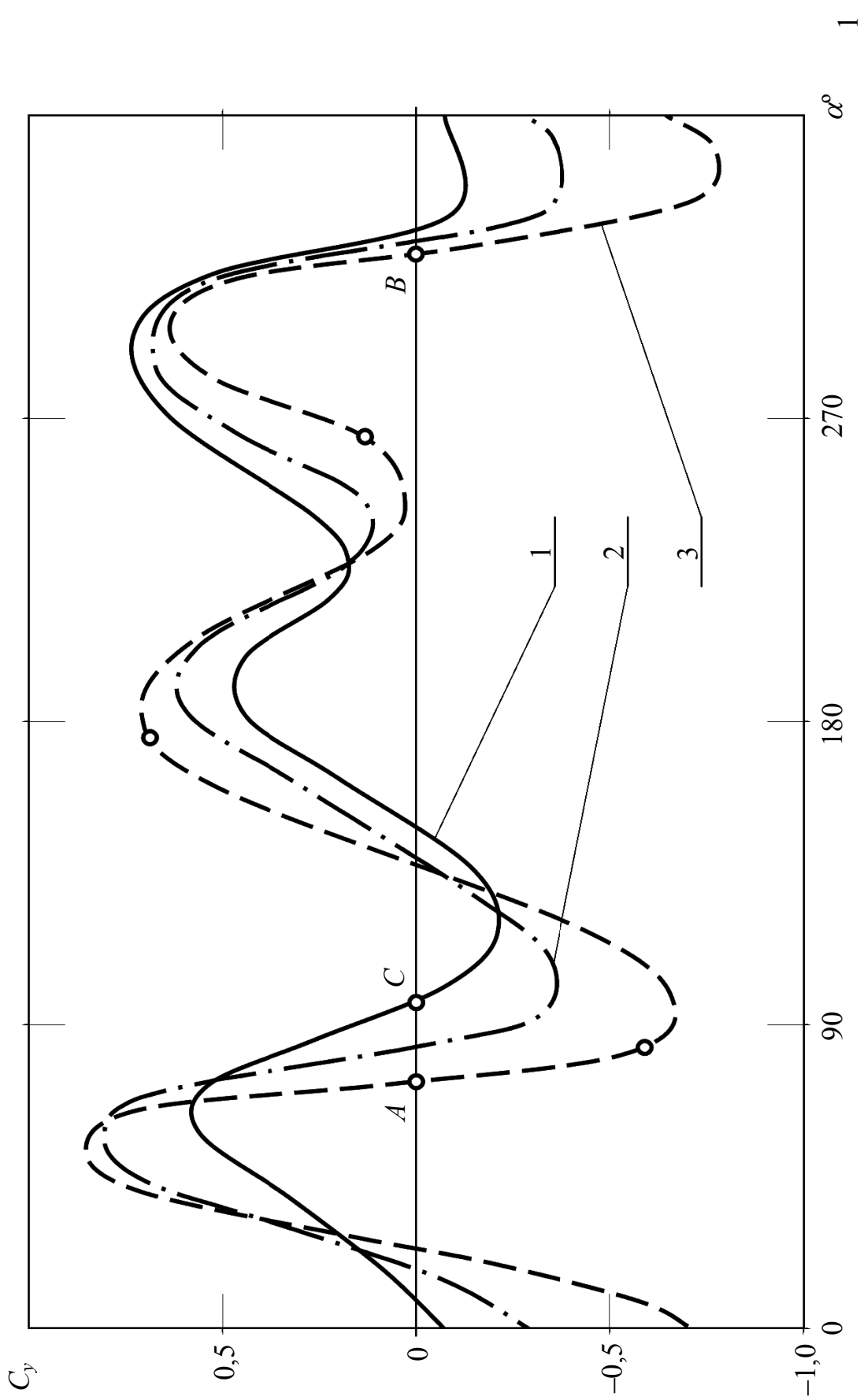


Рис. 5.40. Зависимости изменения коэффициента боковой силы от угла атаки для пакета трубопроводов компоновки № 1: 1 – $Re = 3 \cdot 10^4$; 2 – $Re = 1 \cdot 10^5$; 3 – $Re = 3 \cdot 10^5$

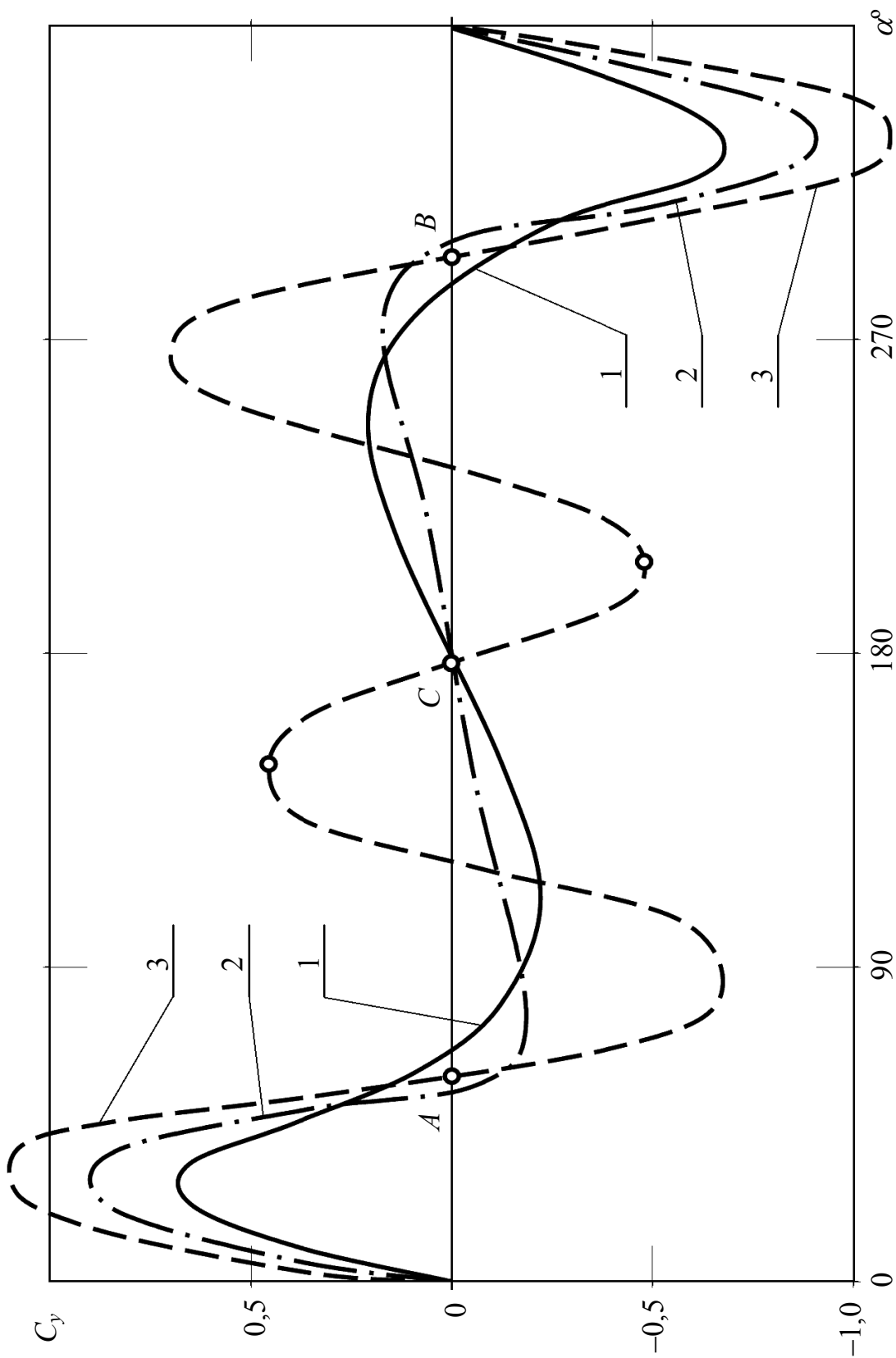


Рис. 5.41. Зависимости изменения коэффициента боковой силы от угла атаки для пакета трубопроводов компоновки № 2, $k = 10^{-5}$; $\varepsilon = 1\%$; $Re = 3,4 \cdot 10^4 \dots 2,75 \cdot 10^5$ при:
 1 - $\bar{l} = 0,05$, $\varphi = \varphi_0$; 2 - $\bar{l} = 0,05$, $\varphi = 30^\circ$; 3 - $\bar{l} = 0,05$, $\varphi = 45^\circ$

При заданных значениях δ_{np} и C_y^α при помощи уравнений (5.24) и (5.25) могут быть рассчитаны критическая скорость наступления галопирования и амплитуда колебания в случае, если колебания уже возникли.

Некоторые результаты экспериментальных исследований коэффициента боковой силы пакетов различных компоновок приведены в [96], (см. также второй раздел). Как оказалось, в определенных диапазонах чисел Re и углов α у сечения в целом возникают отрицательные градиенты C_y^α , столь большие по абсолютной величине, что выполняются условия Ден-Гартога и, значит, возникает потеря гидродинамической устойчивости и, в принципе, могут возникать колебания типа галопирования.

Зависимости коэффициента $C_y(\alpha)$ для компоновок № 1 и № 2 (рис. 5.27, 5.28), полученные по результатам экспериментальных исследований, приведенных во втором разделе, показаны на рис. 5.40, 5.41.

Из графиков видно, что существуют три диапазона углов атаки, в которых производная $C_y^\alpha < 0$, правда, не во всех этих диапазонах выполняется условие (5.23). Так, например, для компоновки № 1 (рис. 5.40, кривая 3) в точке A ($\alpha_0 \approx 80^\circ$) и в точке B ($\alpha_0 \approx 330^\circ$) значение производной $C_y^\alpha \approx -(5...6)$, а значение C_x для этой компоновки находится в пределах $C_x \approx 0,75...1,4$ (при всевозможных α и Re), так что критерий (5.23) выполняется в указанных точках и в некоторой их окрестности порядка $\pm 20^\circ$. В точке C (кривая 1 на рис. 5.40) $C_y^\alpha = -1,2$, а значение $C_x = 1,34$, т.е. критерий Ден-Гартога не выполняется и галопирование не наступает.

Для компоновки № 2 (см. рис. 5.41) критерий Ден-Гартога выполняется, например, в окрестностях точки A ($\alpha_0 \approx 60^\circ$) и точки B ($\alpha_0 \approx 300^\circ$). В этих точках $C_y^\alpha \approx -3,5$, а $C_x \approx 1,4$, т.е. критерий (5.23) в этих точках (а также и в их окрестностях порядка $\pm 15^\circ$) выполняется. В точке C (кривая 3) $C_y^\alpha \approx -1,3$, так что при $C_x \approx 1,4$ галопирование исключено.

Заметим, что рабочий диапазон скоростей набегающего потока может оказаться гораздо ниже скорости галопирования $V_{кр.г}$, и тогда вопрос о возникновении галопирования снимается. Данные результаты имеют практическую важность при разработке систем управления режимами движения судна-носителя.

Результаты описанных в данном разделе экспериментальных и теоретических исследований послужили основой для синтеза рациональной конструкции трубного става (при использовании разработанных изобретений) с учетом установки обтекателей на проблемных узлах, отличающейся улучшенными аэрогидродинамическими характеристиками и рассмотренной областью аэрогидроупругой устойчивости [101, 102].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Правила безпеки у вугільних шахтах: НПАОП 10.0–1.01–10. – Харків: ФОРТ, 2010. – 244 с.
2. Белобров В.И. Тормозные системы шахтных подъемных машин / Белобров В.И., Абрамовский В.Ф., Самуся В.И. – К.: Наукова думка, 1990. – 176 с.
3. Герц Е.В. Пневматические приводы. – М.: Машиностроение, 1969. – 360 с.
4. Герц Е.В. Расчет пневмоприводов / Герц Е.В., Крейнин Г.В. – М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.
5. Бережинский В.И. Влияние потери сечения металла на снижение прочности канатов разных конструкций // Новые способы и средства безопасного применения электроэнергии в шахтах, безопасность работ на рудничном транспорте. – 1980. – С. 24–26.
6. Бережинский В.И. Контроль за эксплуатацией стальных канатов // Безопасность труда в промышленности. – 1981. – № 11. – С. 36–38.
7. Шатило А.Н. Регулируемое предохранительное торможение одноконцевых подъемных установок // Уголь Украины. – 1984. – № 2. – С.24–25.
8. Правила технічної експлуатації вугільних шахт: СОУ 10.1-00185790-002-2005.— Київ: Мінвуглепром України, 2006. – 353 с.
9. Алистратова И.Е. Избирательная система управления тормозом шахтных подъемных установок / Алистратова И.Е., Шапочка С.Н. // Уголь Украины. – 1989. – № 4. – С. 30–31.
10. Самородов А.И. Разработка и исследование защиты от неправильных действий машиниста шахтных подъемных машин / Самородов А.И., Добрянский Б.И., Шапочка С.Н. // Безопасность труда в промышленности. – 1985. – № 1. – С.35–37.
11. Траубе Е.С. Тормозные устройства и безопасность шахтных подъемных машин / Траубе Е.С., Найденко И.С. – М.: Недра, 1980. – 256 с.
12. А.с. 644702 (СССР) . Устройство для управления рабочим торможением подъемной машины. / Е.М. Курченко, Н.И. Шаповалов. – Опубл. в Б.И., 1979, № 4.
13. Шаповалов Н.И. Повышение надежности рабочего торможения шахтных подъемных установок / Шаповалов Н.И., Курченко Е.М. // Безопасность труда в промышленности. – 1980. – № 5. – С. 52–53.
14. А.с. 931637 (СССР). Способ управления рабочим торможением подъемной машины / В.А. Мурзин, В.И. Самуся. – Опубл. в Б.И., 1982, №2.
15. Самуся В.И. Обоснование параметров и разработка средств обеспечения безаварийной эксплуатации шахтных подъемных установок при рабочем торможении: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / В.И.Самуся. – Днепропетровск, 1986. – 182 с.

16. Шишков А.И. Безаварийная эксплуатация подъемных установок при рабочем торможении / Шишков А.И., Самуся В.И. // Уголь Украины. – 1985. – № 8. – С.37–38.
17. А.с. 1379215 (СССР). Устройство управления рабочим торможением шахтной подъемной машины / Н.Л. Беликов, В.И. Белобров, Ю.В. Гребешков, В.И. Самуся и др. – Оpubл. в Б.И., 1988, № 9.
18. Савин Г.Н. Динамика нити переменной длины / Савин Г.Н., Горошко О.А. – К.: Изд-во АН УССР, 1962. – 332 с.
19. Динамика шахтных подъемных установок / Белобров В.И., Дзензерский В.А., Самуся В.И. Ильин С.Р. – Днепропетровск: Изд. НГУ, 2000. – 380 с.
20. Болотин В.В. Динамическая устойчивость упругих систем. – М.: Гос. Узд-во технико-теоретической литературы, 1956. – 600 с.
21. Бабицкий В.И. Колебания в сильно нелинейных системах / Бабицкий В.И., Крупенин В.Л. – М.: Наука, 1985. – 319 с.
22. Діагностика стану систем „кріплення-масив” та „підйомна посудина-жорстке армування” шахтних стовбурів. Порядок та методика виконання. ГР 3-032-2004. ПБП „Економіка”. / Булат А.Ф., Усаченко Б.М., Скіпочка С.І., Ільїн С.Р. [та ін.] – Дніпропетровськ. – 2004. – 40с.
23. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – К.: Наукова думка, 1975. – 703 с.
24. Ильин С.Р. Механика шахтного подъема: [монография] / С.Р. Ильин, С.С. Ильина, В.И. Самуся. – Д.: НГУ, 2014. – 247 с.
25. ГОСТ 20911-89. Диагностика. Термины и определения.
26. Единые правила безопасности при разработке рудных, нерудных и россыпных месторождений подземным способом. –2-е изд., перераб. и доп. – М: Недра, 1977. – 223 с.
27. Правила безопасности в угольных и сланцевых шахтах. – М.: Недра, 1986. – 447 с.
28. Ильин С.Р. Об устойчивости движения грузов в упругих проводниках при пространственном расположении точек крепления канатов для многоканатного подъема. // Publ. Techn. Univ. Heavy Ind. – Miskolc, 1981. Ser. A – Vol. 35. Fasc. 3-4 – p. 197-204
29. Ильин С.Р. Экспериментальные и теоретические исследования спектральных характеристик колебаний подъемных сосудов шахтных многоканатных установок в режиме предохранительного торможения // Геотехническая механика: Межвед. сб. науч. тр. – 2004. – Вып. 50. –С. 234–243.
30. Ильин С.Р. Исследование динамики шахтной подъемной установки как упругой разветвленной механической системы. - М.: Деп. ВИНТИ. №2966-80.–1980. – 170 с.
31. Методика восстановления (расчета) значений равнодействующих контактных усилий динамического взаимодействия направляющих и проводников клетки подъемной установки по измеренным линейным ускорениям точек клетки. Разработал С.Р. Ильин. Утвердил зам. директора ИГТМ НАНУ В.В. Виноградов. – Днепропетровск. – 1994. – 40 с.

32. Ильин С.Р. Компьютерная система диагностики подземного оборудования шахтных подъемных установок / Ильин С.Р., Лопатин В.В., Послед Б.С. // Труды науч.–техн. конф. ”Механика и новые технологии”. – 1995. – С.63–66.
33. Ильин С.Р. Взаимосвязь силовых и кинематических параметров динамического взаимодействия подъемных сосудов с проводниками жесткой армировки шахтных стволов // Вибрации в технике и технологиях. – 1998. – №3(7). – С.82–83.
34. Płachno M. Nowe metody projektowania i eksploatacyjnej kontroli zbrojenia pionowych szybów górniczych. Problemy Inżynierii Mechanicznej i Robotyki. Monografie. Nr 31. Wydawca: AGH– WIMiR, Kraków 2005. P. 156.
35. Diagnose systeme [Электронный ресурс] / – Режим доступа: <http://www.dmt.de>
36. Ильин С.Р. Динамическая диагностика состояния систем «скип–армирование» рудоподъемного ствола / Ильин С.Р., Трифанов Г.Д. // «Проблемы рационального природопользования». – 2008. – С.107–124.
37. Hynek Přeček1. DIAGNOSTIKA TĚŽNÍCH ZAŘÍZENÍ /Hynek Přeček1, Zdeněk Foltá1 , Miroslav Tvrdý, Zdeněk Jonšta, Pavel Koštia // The International Journal of TRANSPORT & LOGISTICS. ISSN 1451–107X. Kosice.–September 2010. – pp.357–359.
38. Смычкин А.Д. Совершенствование армировки вертикальных шахтных стволов для новых калийных рудников / Смычкин А.Д., Сорокин В.А. // Рудник будущего: проекты, технологии, оборудование /Сборник трудов междунар. научно–практ. конф. – 2009. – Вып. 5.– С. 64–69.
39. Stanislaw Kawulok. Oddziaływnie zbroenia szybu na mechanike prowadzenia naczynia wyciagowego // Wspolnota wegla kamennego. – Głowny instytut gornictwa/ –Katowice. – 1989. 157 p.
40. Сорокин В.А. Повышение срока службы и безопасности эксплуатации шахтных подъемных установок на рудниках ОАО «Беларуськалий» / Сорокин В.А., Бунецкий П.В., Гущин В.П. // Горный журнал. – 2014. – Вып. 2. – С. 41 – 44
41. Трифанов Г.Д., Микрюков А.Ю. Испытание системы контроля плавности движения подъемного сосуда в шахтном стволе. Горное оборудование и электромеханика. 2014. № 12. С. 16-22.
42. Ильин С.Р. Современное состояние диагностической аппаратуры для шахтных подъемных установок и перспективы ее использования / Ильин С.Р., Бутурлимов А.В. // Геотехнічна механіка: Межвед. сб. наук. тр. –2006. – Вип. 65. – С. 36–45.
43. Методика расчета жестких армировок вертикальных стволов шахт. Под рук. В.И.Дворникова. – Донецк: НИИГМ им. М.М. Федорова, 1994 –145 с.
44. Ильина С.С. Влияние эксплуатационных параметров роликовых катков, жесткостных характеристик армировки вертикальных стволов на колебания подъемных сосудов. // Стальные канаты. –2010. – Вып. 8.– С.79–102.

45. Медведев Л.Г. Некоторые вопросы работы армировки шахтных стволов: автор. ... дис. канд. техн. наук.: 05.15.06 / Л.Г. Медведев – М., 1954. – 16с.
46. Ильин С.Р. Программный комплекс “армировка шахтного ствола” / Ильин С.Р. Дворников В.И. Кърцелин Е.Р. // Сб. науч. Тр. НГАУ. – 2002. – №13. т.3. – С.40–43.
47. Дворников В.И. Теоретические основы динамики шахтного подъемного комплекса / Дворников В.И. Кърцелин Е.Р. – София: МОНТ, 1997. – 363 с.
48. Ильин С.Р. Анализ влияния геометрических параметров коробчатых проводников на динамические деформационно–прочностные характеристики армировки в условиях износа. Часть 1 / Ильин С.Р., Василькевич В.И. // Горное оборудование и электромеханика. – 2014. – № 9. – С. 21–27.
49. Ильин С.Р. Анализ влияния геометрических параметров коробчатых проводников на динамические деформационно–прочностные характеристики армировки в условиях износа. Часть 2 / Ильин С.Р., Василькевич В.И. // Горное оборудование и электромеханика. – 2014. – № 10.– С.15–22.
50. Ильин С.Р. Исследование влияния износа направляющих устройств на динамическую устойчивость системы «подъемный сосуд – жесткая армировка» / Ильин С.Р. Соломенцев К.А. Василькевич В.И // Уголь Украины. – 2014. –№8. – С.26–31.
51. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов. /Г.С.Писаренко, А.П.Яковлев, В.В. Матвеев. Киев: Наукова Думка», 1975. – 704 с.
52. Василькевич В.И. Определение допустимых износов проводников и предельных отклонений ширины колеи из условия кинематического взаимодействия подъемного сосуда с жесткой армировкой ствола // Геотехническая механика: Межвед. сб. науч. тр. – 2012. – Вып. 93– С.210 – 225.
53. Ильин С.Р. Повышение безопасности эксплуатации шахтных стволов путем динамического мониторинга систем «сосуд – армировка» портативными измерительными станциями / С.Р. Ильин, Г.Д. Трифанов, С.В. Воробель // Горное оборудование и электромеханика. – 2013. – №1. – С. 2–8.
54. Ильин С.Р. Комплексные экспериментальные исследования динамики скипов рудоподъемного ствола / С.Р. Ильин, Г.Д. Трифанов, С.В. Воробель // Горное оборудование и электромеханика. – 2011. – №5. – С.30 – 35.
55. Ильин С.Р. Динамический контроль состояния армировки // С.Р. Ильин, Г.Д. Трифанов, С.В. Воробель // Рудник будущего: проекты, технологи, оборудование. – 2009. – Вып. 5. – С.130 – 132.
56. Воробель С.В. Динамическое обследование жёсткой армировки шахтных стволов / С.В. Воробель, Г.Д. Трифанов, А.А. Князев // Проблемы комплексного освоения месторождений полезных ископаемых в Пермском крае: материалы краевой научно–технической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных. – 2007. – С.195 – 201
57. Ильин С.Р. Динамическая диагностика систем «сосуд – армировка» вертикальных шахтных стволов / С.Р. Ильин, Г.Д. Трифанов // Горное оборудование и электромеханика. – 2009. – №8. – С. 29 – 34.

58. Воробель С.В. Влияние диаграммы скорости на динамические нагрузки в системе «подъемный сосуд – жесткая армировка» и деформацию рамы подъемного сосуда / С.В. Воробель, Г.Д. Трифанов // Горное оборудование и электромеханика. – 2011. – № 12 – С. 16 – 19.
59. Ильин С.Р. Анализ влияния формы сечения коробчатых проводников жесткой армировки шахтных стволов на допустимую скорость движения подъемных сосудов / Ильин С.Р., Соломенцев К.А., Василькевич В.И. // Геотехническая механика: Межвед. сб. науч. тр. – 2014. – Вып. 120.– С. 265-275.
60. Василькевич В.И. Усовершенствование конструкции коробчатого проводника для подъемного сосуда вертикальных шахтных стволов / Василькевич В.И., Стрельченко А.А., Жалилов А.С. // Сборник научных трудов. ПАО «НИИГИМ им. М.М. Федорова»: Проблемы експлуатації обладнання шахтних стаціонарних установок. – 2012.– Вып.106. – С. 120–122.
61. Ильин С.Р. Разработка и обоснование общей диагностической модели оборудования шахтных подъемных установок // Геотехническая механика: Межвед. сб. науч. тр. – 2008. –Вып. 76. – С.44–63.
62. Самуся В.И. Влияние параметров роликовых направляющих на контактные нагрузки в системе "сосуд–армировка" шахтных стволов с нарушенной геометрией / Самуся В.И., Ильина С.С.// Горное оборудование и электромеханика. – 2012. – № 1 – С. 8 – 13.
63. Гнеденко Б.В. Математические методы в теории надежности / Гнеденко Б.В., Беляев Ю.К., Соловьев А.Д. – М.: Наука, 1965. – 524с.
64. Ильин С.Р. Взаимосвязь между дифференциальными параметрами профилей проводников жесткой армировки шахтных стволов и нарушениями плавности движения подъемных сосудов. / Сб. науч. Тр. НГАУ. – 2002. – №13(т.3). – С.223–229.
65. Страданченко С.Г. Влияние отклонений проводников и продольной оси скипа от вертикали на формирование дополнительных лобовых нагрузок на армировку [доклад] / Страданченко С.Г., Прокопов А.Ю., Басакевич С.В. / Межд. науч.-практ. конф. «Форум горняков – 2006». – Днепропетровск, 21-23 октября 2006. – 7с.
66. Моделирование динамических процессов в глубоководных пневмотранспортных системах: [монография] / Е.А. Кириченко, О.Г. Гоман, В.Е. Кириченко, А.В. Романюков. – Д.: НГУ, – 2012. – 268 с.
67. Кириченко Е.А. Механика глубоководных гидротранспортных систем в морском горном деле: [монография] / Е.А. Кириченко. – Д.: НГУ, 2009. – 344 с.
68. Кириченко Е.А. Научное обоснование параметров трубных систем для гидроподъема полезных ископаемых: автор. ... д-р техн. наук: 05.05.06 / Е.А. Кириченко. – Д., 2001. – 38 с.
69. К вопросу разработки численного метода для расчета динамики многофазных потоков / Е.А. Кириченко, В.Г. Шворак, В.Е. Кириченко, А.В. Романюков, А.А. Татуревич // Науковий вісник НГУ. – 2011. – № 2. – С. 139–147.

70. Комплексная методика расчета динамики глубоководных насосных гидрподъемов, перекачивающих двухфазные смеси / Е.А. Кириченко, В.Г. Шворак, В.Е. Кириченко, А.В. Романюков, А.А. Татуревич // Науковий вісник НГУ. – 2011. – № 3. – С. 16–25.
71. Метод расчета динамики многофазных потоков в системах трубопроводного пневмогидротранспорта / Е.А. Кириченко, В.Г. Шворак, В.Е. Кириченко, А.В. Романюков, А.А. Татуревич // Збагачення корисних копалин. – 2011. – Вип. 44 (85). – С. 147–161.
72. Кириченко Е.А. Особенности разработки экспериментальной автоматизированной системы управления морскими горными добычными комплексами / Е.А. Кириченко, В.И. Самуся, В.Е. Кириченко // Збірник наукових праць НГУ. – 2008. – №30. – С. 112–120.
73. Kyrychenko Y. Research of dynamic processes in deep-water pumping hydrohoists lifting two-phase fluid / Y. Kyrychenko, V. Kyrychenko, A. Romanyukov // Technical and Geoinformational Systems in Mining. – CRC Press/Balkema, Taylor Francis Group, London, 2011. – PP. 115–124.
74. Адамов Б.И. Исследование и разработка глубоководных эрлифтных установок для подъема твердого материала: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Б.И. Адамов – Донецк, 1982. – 323 с.
75. Игнатов А.В. Разработка эрлифтных и насосно-эрлифтных подъемов гидросмеси с больших глубин: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / А.В. Игнатов – Донецк, 1988. – 263 с.
76. Das Airlift-Verfahren und seine Einsetzbarkeit zur Förderung von Mineralien aus der Tiefsee: Inter-ocean 76, Int. Kongr. Und Austell Meerestech und Meerstorsch, Dusseldorf, 1976 / M. Weber, 1976. – Bd. – P. 141–162.
77. Кириченко Е.А. Выбор и обоснование рациональных параметров глубоководной эрлифтной установки с учетом влияния питающей пневмосистемы: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Е.А. Кириченко – Днепропетровск, 1989. – 157 с.
78. Кириченко Е.А. Научное обоснование параметров трубных систем для гидрподъема полезных ископаемых: дис. ... д-р техн. наук: 05.05.06 / Е.А. Кириченко – Днепропетровск, 2001. – 292 с.
79. Горлин С.М. Экспериментальная аэромеханика / С.М. Горлин. – М.: Высшая школа, 1970. – 424 с.
80. Безразмерные характеристики эрлифта / В.Г. Гейер, В.С. Костанда, Н.Г. Логвинов, В.В. Хубаев // Гидравлическая добыча угля. – 1965. – Вып. 7. – С. 34–38.
81. Гоман О.Г. Экспериментальные исследования аэроупругой неустойчивости элементов става / О.Г. Гоман, И.Ю. Графский, Е.А. Кириченко // Сб. науч. тр. НГАУ. – 1998. – № 2. – С. 400–417.
82. Девнин С.И. Аэрогидромеханика плохообтекаемых конструкций: справочник / С.И. Девнин. – Л.: Судостроение, 1983. – 332 с.
83. Казакевич М.И. Аэродинамическая устойчивость надземных и висячих трубопроводов / М.И. Казакевич. – М.: Недра, 1977. – 200 с.

84. Казакевич М.И. Субгармонический захват аэроупругих автоколебаний кругового цилиндра / М.И. Казакевич, И.Ю. Графский // Доклады АН УССР, серия А. – 1984. – № 4. – С. 46–48.
85. Фершинг Г. Основы аэроупругости / Г. Фершинг. – М.: Машиностроение, 1984. – 600 с.
86. Графский И.Ю. Аэродинамика плохообтекаемых тел: [учеб. пособие] / И.Ю. Графский, М.И. Казакевич. – Днепропетровск: ДГУ, 1983. – 116 с.
87. Ивэн В. Колебания элементов конструкций при вихревом возбуждении / В. Ивэн // Конструирование и технология машиностроения. – 1975. – № 4. – Серия В. – 248 с.
88. Iwan W.D. The vortex-induced oscillation of non-uniform structural systems / W.D. Iwan // Journal of Sound and Vibration. – 1981. – vol. 79, 12. – P. 291–301.
89. Iwan W.D. On the vortex-induced oscillation of long structural elements / W.D. Iwan, N.P. Jones // ASME Journal of Energy Resources Technology. – 1987. – vol. 109, Dec. – P. 161–167.
90. Казакевич М.И. Аэроупругие колебания тела круглоцилиндрической формы в потоке воздуха / М.И. Казакевич // Гидроаэромеханика и теория упругости. – 1973. – Вып. 16. – С. 53–60.
91. Казакевич М.И. Аэродинамика мостов / М.И. Казакевич. – М.: Транспорт, 1987. – 240 с.
92. Симиу Э. Воздействие ветра на здания и сооружения / Э. Симиу, Р. Сканлан. – М.: Стройиздат, 1984. – 358 с.
93. Шмидт Г. Параметрические колебания / Г. Шмидт. – М.: Мир, 1978. – 336 с.
94. Кириченко Е.А. Изучение механизма возбуждения автоколебаний элементов подводного пульпопровода при срывном обтекании / Е.А. Кириченко // Збагачення корисних копалин: наук.-техн. зб. – 2000. – Вип. 6 (47). – С. 116–121.
95. Современное состояние гидродинамики вязкой жидкости / под ред. С.М. Гольдштейна. – М.: ИЛ, 1948. – 408 с.
96. Гоман О.Г. Аэродинамические характеристики погружных конструкций системы для подводной добычи полезных ископаемых / О.Г. Гоман, И.Ю. Графский, Е.А. Кириченко // Сб. научн. трудов НГАУ. – 1998. – № 2. – С. 418–430.
97. Blevins R.D. Flow-induced vibration / R.D. Blevins. – New York: Van Nostrand Reinhold Co., 1977. – 364 p.
98. Казакевич М.И. К механизму аэроупругих колебаний галопирования / М.И. Казакевич, А.Г. Василенко // Мат. методы мех. жидк. и газа. – Днепропетровск: ДГУ, 1986. – С. 107–113.
99. Ден-Гартог Дж. Механические колебания / Дж. Ден-Гартог. – М.: Физматгиз, 1960. – 580 с.

100. Казакевич М.И. Вихревое возбуждение аэроупругих колебаний цилиндрического тела произвольного сечения / М.И. Казакевич, А.Г. Василенко // Энергетика. – 1991. – № 1. – С. 72–81.
101. Пат. 105226 України, МПК E21C 50/00 F04F 1/00. Спосіб керування роботою морського гірничовидобувного комплексу / Кириченко Є.О., Кириченко В.Е., Шворак В.Г., Євтеєв В.В., Романюков А.В., Татуревич А.А. // Опубл. 25.04.2014. Бюл. № 8.
102. Experimental investigation of aeroelastic and hydroe-lastic instability parameters of a marine pipeline / O. Goman, Y.Kyrychenko, V.Samusia, V. Kyrychenko // Geomechanical process-es during underground mining, Taylor & Francis group, – London, UK, – 2012, ISBN: 978-0-415-66174-4, pp. 163-167.

Наукове видання

Самуся Володимир Ілліч
Ільїн Сергій Ростиславович
Кириченко Володимир Євгенович
Ільїна Інна Сергіївна

**ДИНАМІКА КАНАТНИХ І ГІДРОТРАНСПОРТНИХ ПІДЙОМНИХ
КОМПЛЕКСІВ ГІРНИЧИХ ПІДПРИЄМСТВ**

Монографія

(Російською мовою)

Видано в редакції авторів.

Підп. до друку 28.05.2015. Формат 30 x 42/4.
Папір офсет. Ризографія. Ум. друк. арк. 16,7.
Обл.-вид. арк. 16,7. Тираж 300 пр. Зам. № .

Підготовлено до друку та видруковано
у Державному вищому навчальному закладі
«Національний гірничий університет».
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 1842 від 11.06.2004.

49005, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.