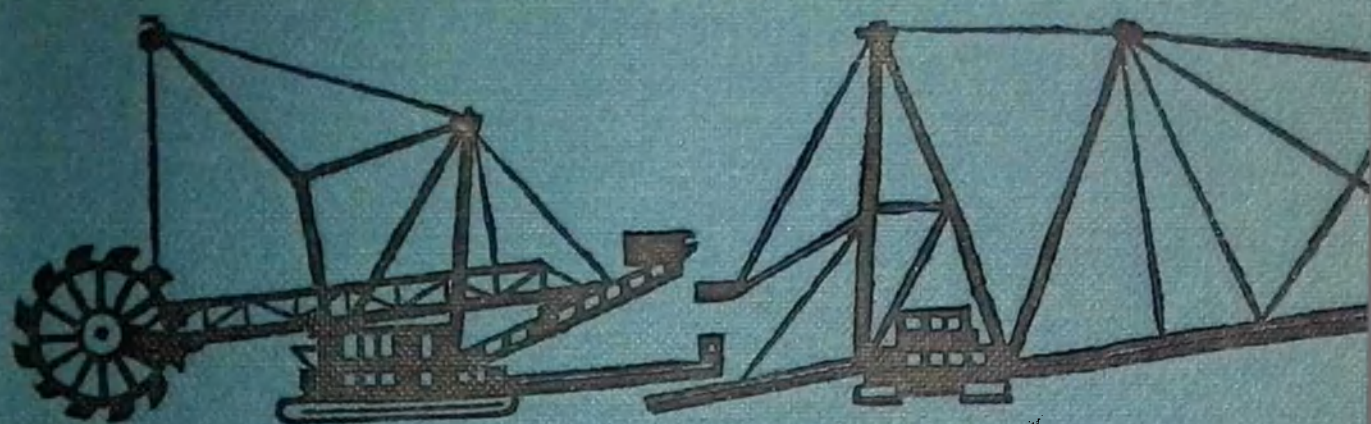


622.232

867

Д. П. ВОЛКОВ, В. А. ЧЕРКАСОВ



Динамика
и прочность
многоковшовых
экскаваторов
и отвалообразователей

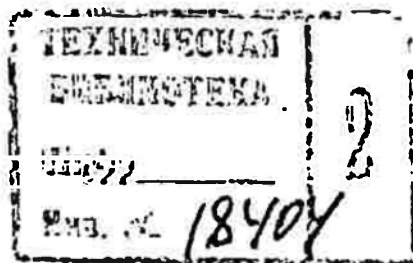
07 2004

Д-р техн. наук проф. Д. П. ВОЛКОВ,
канд. техн. наук В. А. ЧЕРКАСОВ

62.9.032

B67

ДИНАМИКА И ПРОЧНОСТЬ МНОГОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ И ОТВАЛООБРАЗОВАТЕЛЕЙ



ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Москва 1969

Динамика и прочность многоковшовых экскаваторов и отвалообразователей. Волков Д. П. и Черкасов В. А. М., «Машиностроение», 1969. Стр. 408.

В книге кратко рассмотрены конструктивные схемы и особенности рабочих процессов многоковшовых роторных экскаваторов (поворотных и траншейных), а также отвалообразователей. Проанализированы внешние нагрузки, воздействующие на основные механизмы привода, рабочее оборудование и элементы несущих конструкций, вызывающие дополнительные динамические нагрузки как в процессе установившихся, так и неустойчившихся режимов работы.

Рассмотрены особенности составления расчетных схем для специфических элементов роторных экскаваторов и отвалообразователей как упругих динамических систем с учетом их нелинейности. Составлены общие динамические системы основных типов роторных экскаваторов и отвалообразователей как упругих динамических систем и показаны пути их упрощения, необходимые для практических расчетов динамических нагрузок.

Изложены результаты теоретических и экспериментальных исследований и методы расчета динамических нагрузок в механизмах привода, рабочем оборудовании и несущих конструкциях, возникающих при всех видах внешнего динамического воздействия. Рассмотрены основные пути и способы уменьшения динамических нагрузок.

Даны основы методики расчета наиболее важных узлов и деталей роторных экскаваторов и отвалообразователей на прочность и долговечность по выносливости с учетом динамических нагрузок и других изменений режимов нагружения, возникающих при эксплуатации.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, занятых проектированием, исследованием, производством и эксплуатацией экскаваторов, отвалообразователей и другого землеройно-транспортного и подъемно-транспортного оборудования. Может быть полезна студентам машиностроительных, инженерно-строительных и горных вузов. Табл. 15, илл. 154, библи. 87 назв.

Рецензент канд. техн. наук М. И. Хрисанов

ПРЕДИСЛОВИЕ

Одним из важнейших направлений в развитии техники, призванной обеспечить в ближайшие годы комплексную механизацию и автоматизацию производства больших объемов земляных работ, является создание комплексов землеройно-транспортных машин непрерывного действия. Основными машинами таких комплексов являются многоковшовые роторные экскаваторы и отвалообразователи.

Применение комплексов землеройно-транспортных машин, выполняемых на базе роторных экскаваторов и отвалообразователей, дает огромный экономический эффект, особенно при производстве земляных и добычных работ при открытой разработке угольных, рудных и других месторождений полезных ископаемых, а также при разработке карьеров строительных материалов по сравнению с выполнением тех же работ при помощи одноковшовых экскаваторов [47, 42]. Поэтому созданию высокопроизводительных роторных экскаваторов и отвалообразователей в нашей стране уделяют большое внимание.

В сравнительно короткое время Ново-Краматорским машиностроительным заводом были созданы роторный экскаватор ЭРГ-1600 $\frac{40}{10}$ 31 производительностью 4500 м³/ч и отвалообразователи ОШ-105/1500, ОШ-90/4500 и ОШ-180/4500, имеющие соответственно длину отвальной консоли 105, 90 и 180 м, а производительность 1500 и 4500 м³/ч. Заводом проектируются новые типы мощных роторных экскаваторов и отвалообразователей, в том числе производительностью до 12 000 м³/ч.

Большие работы по созданию роторных экскаваторов и отвалообразователей производительностью от 500 до 1500 м³/ч проводятся Донецким заводом им. XV-летия ЛКСМУ, а также Зуевским литейно-механическим заводом. Приступил к производству землеройно-транспортных комплексов непрерывного действия Ждановский завод тяжелого машиностроения. Роторные экскаваторы небольшой мощности создаются на базе унификации их с одноковшовыми экскаваторами Ковровским, Воронежским и другими экскаваторными заводами.

Большую помощь заводам в проектировании и создании новых конструкций роторных экскаваторов и отвалообразователей оказывают многие научно-исследовательские и проектные организации страны.

Опыт исследования и эксплуатации первых образцов роторных экскаваторов и отвалообразователей показывает, что в процессе работы этих сложных комплексов, размеры которых достигают сотни метров, могут возникать значительные колебания и динамические нагрузки в их элементах конструкции. Поэтому создание в короткие сроки оптимальных конструкций роторных экскаваторов и отвалообразователей потребовало широких исследований и разработки методов их динамического расчета.

Среди многоковшовых экскаваторов перспективными являются также роторные траншейные экскаваторы, которые вытесняют цепные многоковшовые экскаваторы. С увеличением рабочих скоростей этих машин и особенно с применением их для разработки траншей в мерзлых грунтах исследования динамических нагрузок и совершенствование методов их расчета приобретают важное значение.

В последние годы заводы, научные и проектные организации уделяют серьезное внимание исследованию вопросов динамики роторных экскаваторов и отвалообразователей.

В настоящей монографии делается попытка обобщить результаты этих исследований и дать рекомендации по определению динамических нагрузок и расчету на прочность и долговечность по выносливости основных элементов конструкций этих машин.

На основании проведенного анализа даются также рекомендации по выбору конструкций узлов, обеспечивающие уменьшение динамических нагрузок в роторных экскаваторах и отвалообразователях и способствующие улучшению технико-экономических показателей машин.

Излагаемые результаты исследования динамических явлений и методы расчета могут быть также использованы при совершенствовании и модернизации роторных экскаваторов и отвалообразователей путем их автоматизации, улучшения рабочего процесса и выбора наиболее рациональных приводов.

Книга базируется на результатах исследований, проведенных в МИСИ им. В. В. Куйбышева под руководством проф. Д. П. Волкова, и является логическим продолжением книги «Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов», изданной в 1965 г. [20].

Главы I, VII и VIII написаны Д. П. Волковым, главы II—VI написаны авторами совместно.

1

КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ И ОСОБЕННОСТИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ И ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК РОТОРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ И ОТВАЛООБРАЗОВАТЕЛЕЙ

§ 1. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ПОВОРОТНЫХ РОТОРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

В отличие от траншейных роторных экскаваторов роторные поворотные экскаваторы (рис. 1 и 2) имеют рабочий орган 1 (рис. 2), расположенный на стреле 2, которая имеет возможность подниматься в вертикальной плоскости и вместе с платформой 3 поворачиваться относительно ходовой тележки 4.

Грунт, разрабатываемый ротором при вращении его в вертикальной плоскости с одновременным поворотом стрелы в горизонтальной плоскости, попадает с помощью питателя, располагаемого в роторе, на приемный транспортер, расположенный на стреле, а с него через перегрузочное устройство на разгрузочный транспортер 5.

Грунт с разгрузочного транспортера в зависимости от назначения экскаватора и схемы работ может выгружаться непосредственно в отвал, в подвижные транспортные средства, на специальный отвалообразователь, работающий совместно с экскаватором (рис. 1), или на передвижные ленточные транспортеры (рис. 3), с которых грунт попадает затем на отвалообразователи.

За рубежом и в нашей стране разработано и создано большое количество моделей роторных экскаваторов, от небольших, весом 20—25 т и производительностью 150—250 м³/ч, до моделей, вес которых достигает 6000—7000 т, а производительность 9000—11 000 м³/ч. Конструктивные схемы этих машин разнообразны. Поэтому лишь кратко остановимся на наиболее характерных конструктивных схемах основных моделей отечественных роторных экскаваторов.

По конструкции рабочего оборудования, оказывающей существенное влияние на всю конструкцию поворотной части, роторные экскаваторы подразделяются на экскаваторы с выдвигной (рис. 4) и невыдвигной (рис. 2) стрелой. Несмотря на технологические преимущества и увеличение долговечности ходовой части, экскаваторы с выдвигной стрелой вследствие

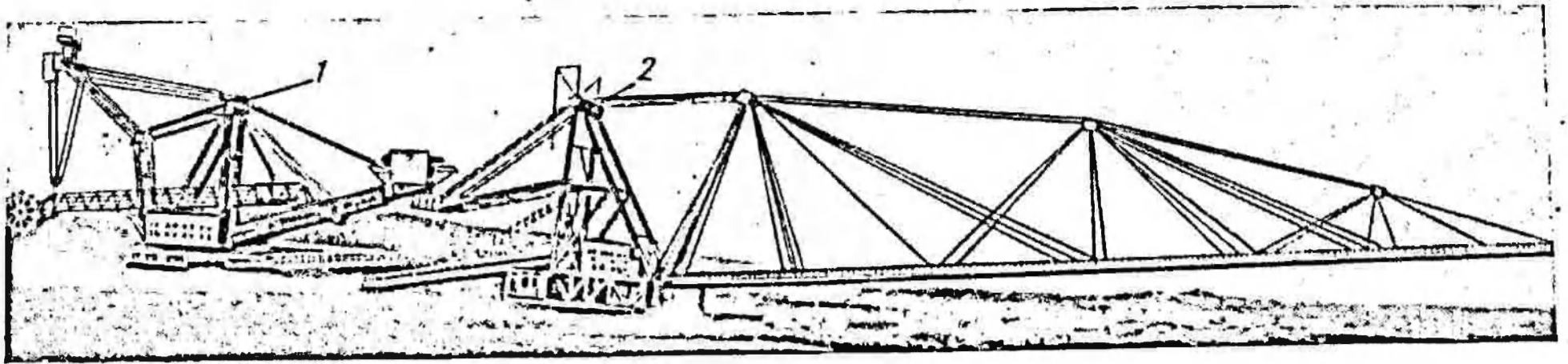


Рис. 1. Комплекс землеройно-транспортных машин непрерывного действия производительностью до 4500 м³/ч:
 1 — роторный экскаватор ЭРГ-1600 $\frac{40}{10}$ 31; 2 — отвалообразователь ОШ-180/4500

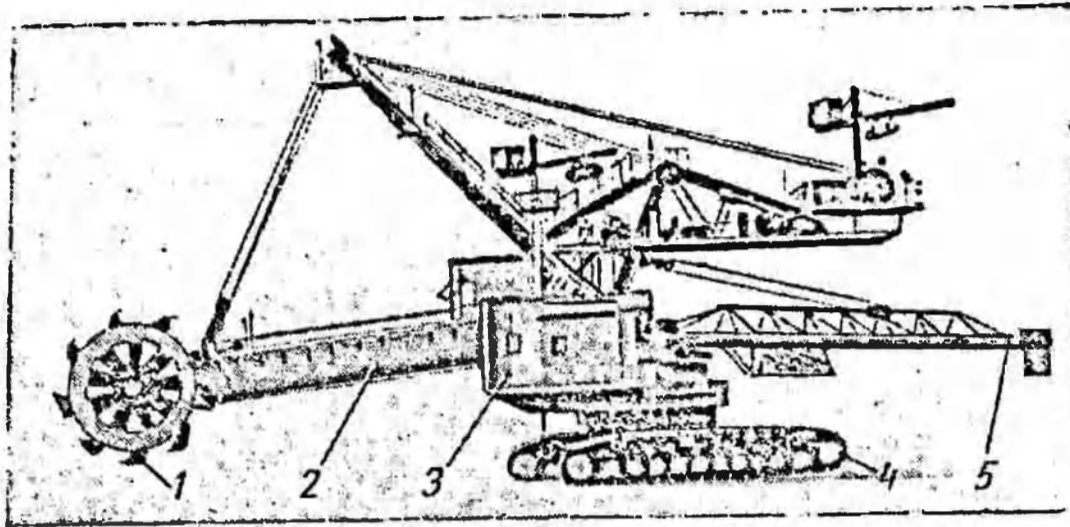


Рис. 2. Роторный экскаватор ЭРГ-400 $\frac{17}{1,5}$
 с невидвижной стрелой:
 1 — ротор; 2 — стрела ротора; 3 — поворотная платформа; 4 — гусеничная ходовая тележка; 5 — разгрузочная консоль с транспортером

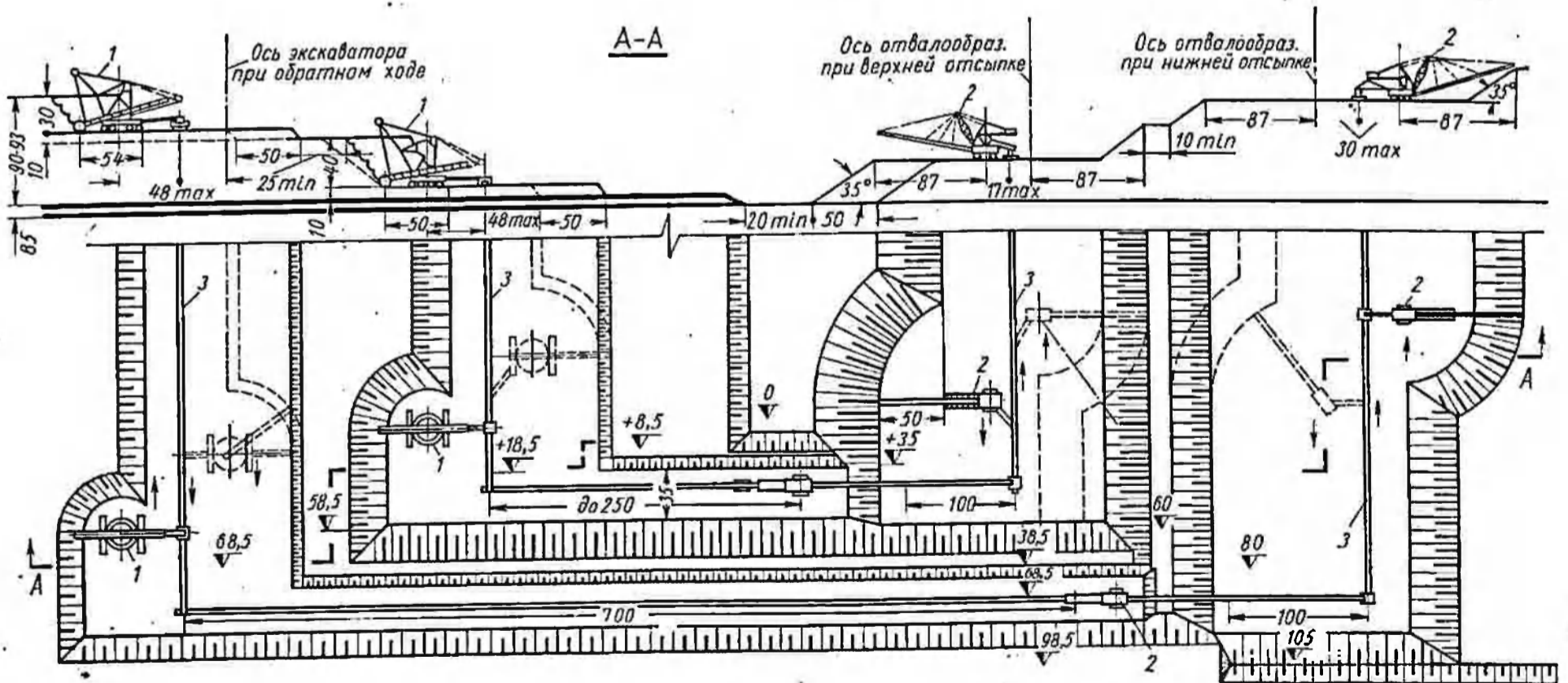


Рис. 3. Схема работы роторных экскаваторов ЭРГ-1600 $\frac{40}{10}$ 31 (1) в комплексе с отвалообразователями ОШ-90/4500 (2) и передвижными ленточными транспортерами (3)

утяжеления и усложнения конструкции их поворотной части в последнее время вытесняются экскаваторами с невыемной стрелой.

Для передвижения в роторных экскаваторах в основном применяются гусеницы. Экскаваторы весом до 400—500 т преимущественно строятся двухгусеничными, а более мощные — многогусеничными, с опиранием поворотной части на ходовую в трех или четырех точках. Конструкция гусеничного хода в

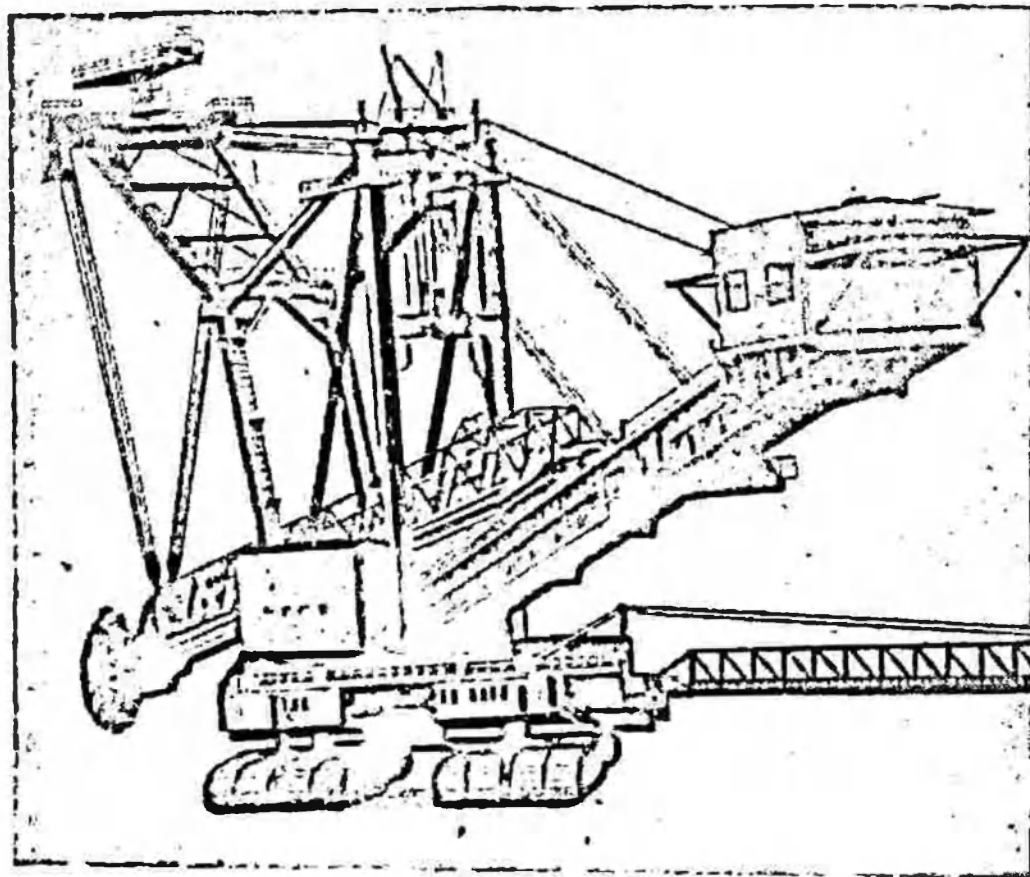


Рис. 4. Роторный экскаватор ЭРГ-1600 с выдвигной стрелой ротора

принципе не отличается от применяемого на одноковшовых экскаваторах.

В последнее время на мощных роторных экскаваторах начал находить применение также рельсово-шагающий ход, который впервые был применен на мощном отвалообразователе ОШ-180/4500 Ново-Краматорским заводом.

Роторные экскаваторы небольшой мощности, предназначенные в основном для земляных работ в строительстве и для работы в небольших карьерах строительных материалов, выполняются с дизель-электрической силовой установкой на базе одноковшовых экскаваторов.

На рис. 5 показана конструктивная схема роторного экскаватора ЭР-25 $\frac{5}{2}$ с ковшем емкостью 25 л, созданного

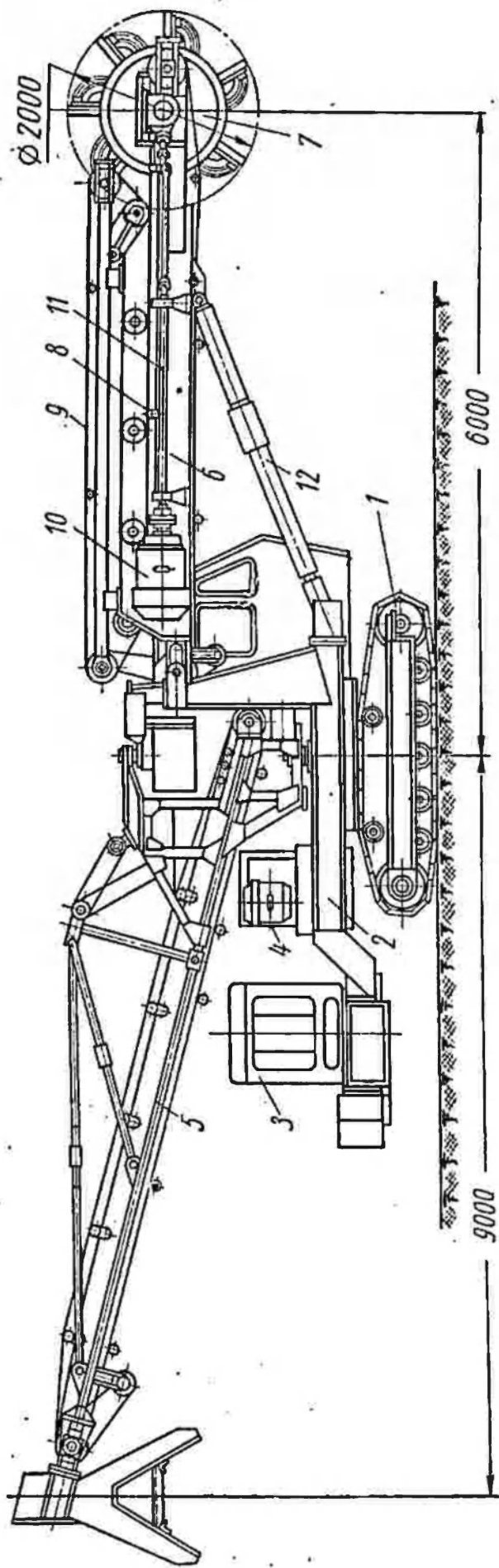


Рис. 5. Роторный экскаватор малой мощности ЭР-75 $\frac{5}{2}$, выполненный на базе универсального одноковшового экскаватора Э-6516.

ВНИИЗЕММАШем и Ковровским экскаваторным заводом на базе одноковшового экскаватора Э-6516. Этот экскаватор имеет производительность в пределах 150—280 м³/ч и допускает работу в забоях высотой до 5 м и глубиной до 2 м. Вес экскаватора составляет 22 т.

На гусеничной ходовой тележке 1, заимствованной от одноковшового экскаватора Э-6516, установлена поворотная платформа 2. На поворотной платформе имеется силовая дизель-электрическая установка 3, механизм поворота платформы 4, консоль разгрузочного транспортера 5 с механизмами поворота и подъема и рабочее оборудование. Рабочее оборудование включает в себя невыдвижную стрелу 6, на которой смонтирован ротор 7, приемный транспортер 8 и прижимной транспортер 9, необходимый для увеличения глубины копания экскаватора ниже уровня стоянки. Привод ротора осуществляется от электродвигателя 10 через карданный вал 11 и редуктор, установленный в роторе. Стрела поднимается и опускается с помощью двух гидроцилиндров 12. Привод приемного и отвального транспортеров осуществляется с помощью мотор-барабанов.

Скорость ленты приемного транспортера составляет 1,85 м/сек, а отвального 2,04 м/сек.

Привод прижимного транспортера обеспечивается с помощью цепной передачи и редуктора от мотор-барабана приемного транспортера.

Кинематические схемы основных механизмов привода роторного экскаватора ЭР-25⁵/₂ приведены на рис. 6.

Для привода ротора (рис. 6, а) используется трехскоростной электродвигатель 1 переменного тока типа АО-93-8/614 мощностью 20, 25 и 28 квт при 730, 980 и 1470 об/мин. От электродвигателя 1 вращение через муфту 2, карданную передачу 3, конические зубчатые колеса 4, поперечный карданный вал 5 и планетарный двухступенчатый редуктор 6 передается ротору 7.

Привод приемного транспортера 8, на который поступает с помощью тарельчатого питателя грунт из ротора, осуществляется при помощи мотор-барабана, состоящего из электродвигателя 9 переменного тока типа АВ 61-4 мощностью 10 квт и планетарного двухступенчатого редуктора 10, встроенных в барабан 11. Звездочки 12 и 13, вращающиеся совместно с барабаном, обеспечивают привод прижимного транспортера и ролика для очистки ленты.

Привод отвального транспортера аналогичен приводу приемного транспортера. Платформа с рабочим оборудованием поворачивается механизмом, схема которого дана на рис. 6, б.

Вращение от фланцевого электродвигателя 1 типа АК-52-4 мощностью 4,5 квт при $n = 1375$ об/мин передается через электромагнитную муфту 2 с тормозным шкивом 3 на планетарный редуктор 4. От планетарного редуктора с помощью зубчатой

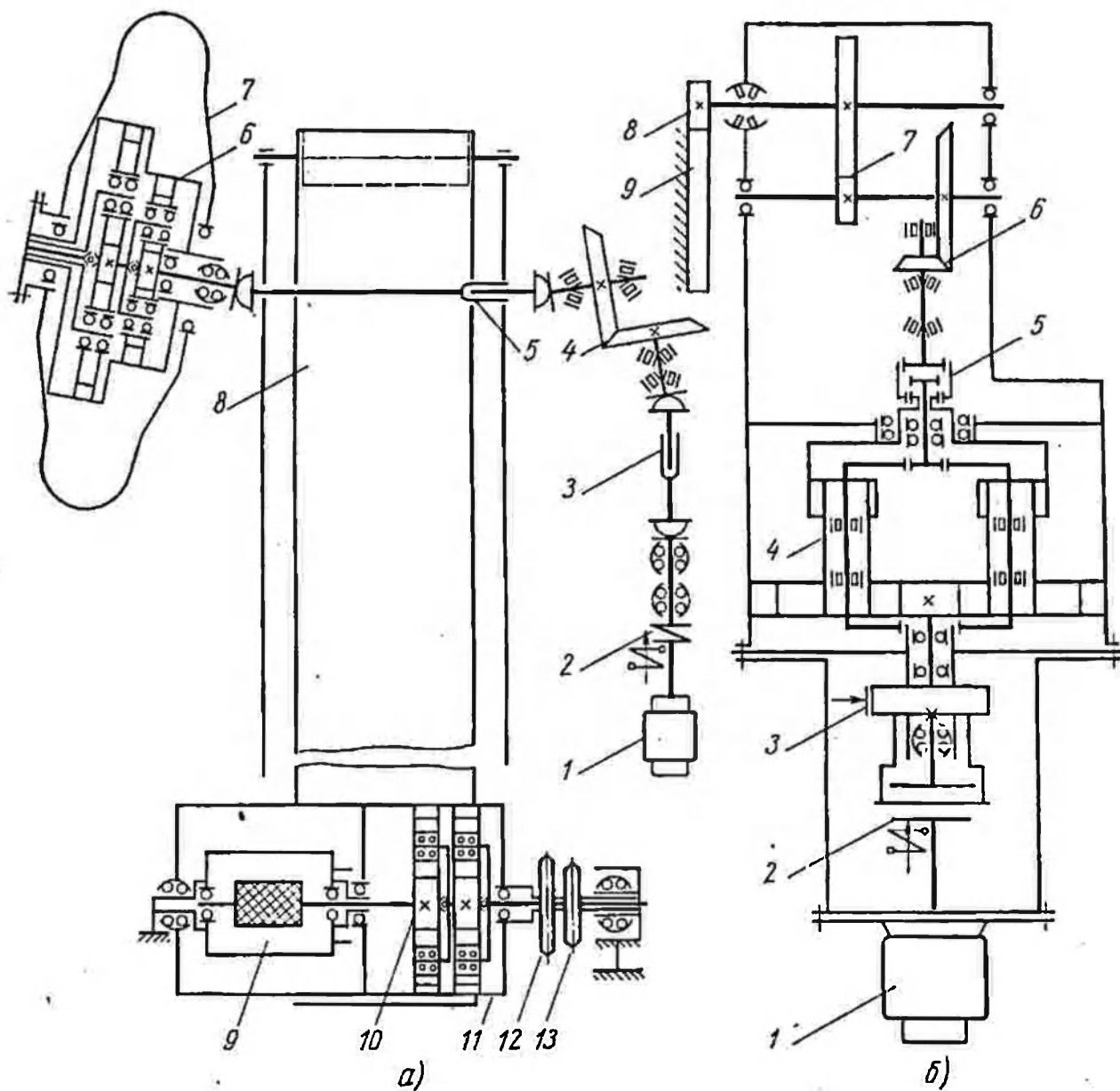


Рис. 6. Кинематические схемы механизмов привода роторного экскаватора

ЭР-25 $\frac{5}{2}$:

а — механизма привода ротора и приемного транспортера; б — механизма поворота платформы

скользящей муфты 5 вращение через коническую передачу 6 и цилиндрическую передачу 7 передается поворотной шестерне 8, обгоняющей вокруг неподвижного венцового колеса 9, закрепленного на нижней раме, связанной с гусеничной тележкой. Переключением муфты 5 с помощью планетарного редуктора 4

обеспечивается изменение общего передаточного числа механизма поворота платформы экскаватора с $i = 2016$ до $i = 4536$.

Поворот отвальной консоли осуществляется от двигателя мощностью 2,8 квт типа АОЭ-42-4 через планетарный редуктор, простые зубчатые конические и цилиндрические передачи. Общее передаточное отношение этого механизма составляет 1040. Применение гидроцилиндров для подъема и опускания стрелы обеспечивает большую жесткость рабочего оборудования в вертикальной плоскости и соответственно уменьшает возможность появления опасных резонансных колебаний.

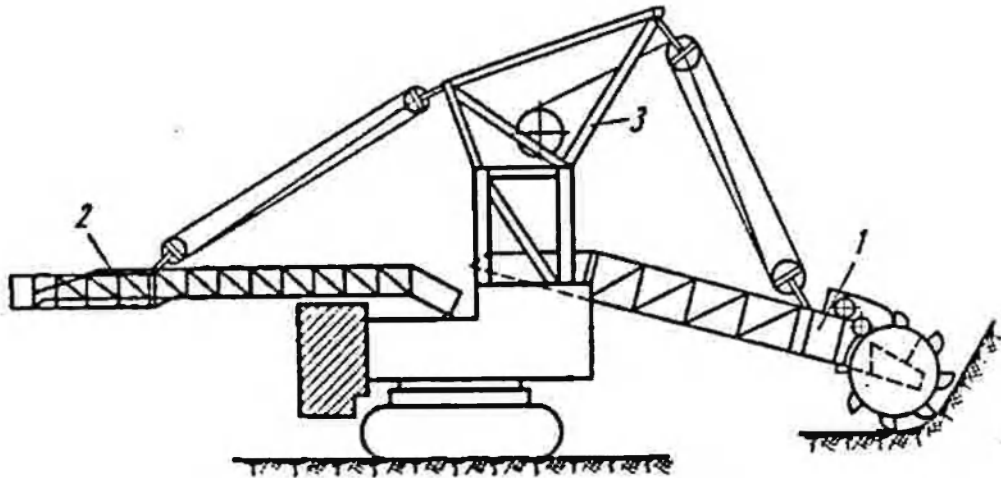


Рис. 7. Конструктивная схема роторного экскаватора ЭР-1:
1 — роторная стрела; 2 — стальной транспортер; 3 — надстройка

На базе дизель-электрического одноковшового универсального экскаватора Э-1602 ВНИИЗЕММАШем совместно с Воронежским экскаваторным заводом создан роторный экскаватор ЭР-100 $\frac{7}{3,5}$ с ковшами емкостью 100 л. Производительность этой машины может достигать при разработке грунтов I—III групп соответственно 300—700 м³/ч, а высота забоя 7 м. Вес экскаватора составляет около 70 т. Конструктивная схема машины в принципе мало отличается от описанной выше конструктивной схемы экскаватора ЭР-25 $\frac{5}{2}$.

Наиболее мощным из роторных экскаваторов, созданных в нашей стране на базе одноковшовых экскаваторов, является экскаватор ЭР-1, разработанный Гипроуглеавтоматизацией. Конструктивная схема этой машины, построенной на базе карьерного одноковшого экскаватора ЭКГ-4, приведена на рис. 7. Вес экскаватора составляет около 200 т при высоте разрабатываемого забоя до 10 м. Экскаватор ЭР-1 предназначен в основном для добычи угля открытым способом и для разработки крепких пород. Производительность при разработке крепких углей и пород достигает 500 м³/ч.

Экскаватор ЭР-1 отличается от роторных экскаваторов ЭР-25 $\frac{5}{2}$ и ЭР-100 $\frac{7}{3,5}$ в первую очередь наличием надстройки 3, имеющей значительную высоту, и - канатной подвеской стрелы ротора. Невыдвижная роторная стрела и консоль отвального транспортера уравниваются также непосредственно через поворотную платформу.

Разработанным во ВНИИЗЕММАШе типажом роторных экскаваторов (строительного класса) предусмотрены создание

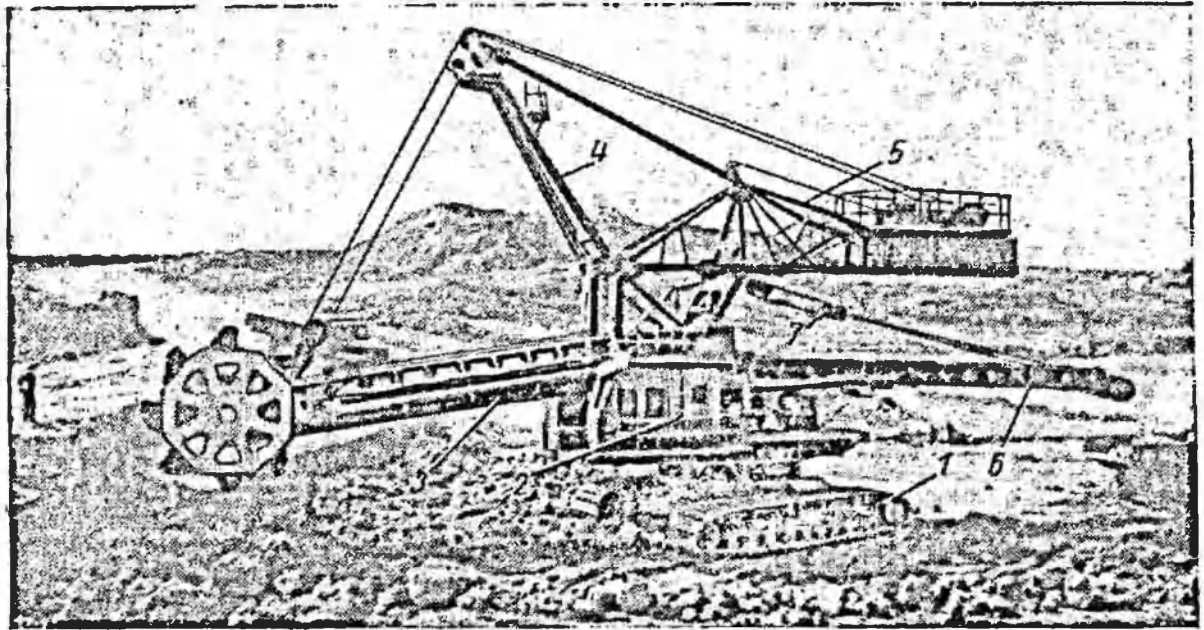


Рис. 8. Роторный экскаватор ЗЭР-250 $\frac{14}{0,5}$.

1 — гусеничный ход; 2 — поворотная платформа; 3 — рабочее оборудование; 4 — пилон; 5 — противовесная консоль; 6 — отвальный транспортер; 7 — подвеска отвального транспортера

и выпуск роторных экскаваторов на базе одноковшовых экскаваторов с ковшами емкостью 0,65, 1,0; 1,6; 2,5 и 4 м³.

Более мощные роторные экскаваторы, имеющие большие рабочие размеры и предназначенные преимущественно для вскрышных и добычных работ при разработке полезных ископаемых открытым способом, выполняются обычно на собственной специальной базе с электроприводом, питающимся от внешней сети. Они имеют, как правило, специальную противовесную консоль, уравнивающую рабочее оборудование.

Первой моделью в этом классе машин можно назвать экскаватор ЗЭР-250 $\frac{14}{0,5}$ (рис. 8), выпускаемый Зуевским литейно-

механическим заводом. Этот экскаватор выполнен на двухгусеничном ходу. При весе около 180 т он обеспечивает производительность в тяжелых грунтах III—IV групп до 650 м³/ч (при

высоте разрабатываемого забоя до 14 м). Экскаватор имеет невыдвижную роторную стрелу 3, выполненную в виде трубы и подвешенную к пилону 4 с помощью канатной подвески.

Консоль 5 с противовесом служит для уравнивания стрелы с ротором. Консоль отвального транспортера имеет независимое от поворотной платформы вращение в горизонтальной плоскости. Подъем и опускание ее осуществляются с помощью канатной подвески 7. Механизмы подъема и опускания роторной стрелы и отвального транспортера установлены на противовесной консоли.

Более мощная модель роторного экскаватора ЭРГ-400 $\frac{17}{1,5}$ (см. рис. 2) выпускается заводом им. XV-летия ЛКСМУ. Эта машина, имеющая емкость ковшей 400 м³ и вес 560 т, достигает производительности в плотных грунтах III—IV групп до 1000—1250 м³/ч. Она обеспечивает радиус резания до 24 м, высоту разрабатываемого забоя до 17 м и транспортировку грунта от забоя на расстояние до 50 м.

Экскаватор имеет невыдвижную стрелу 3 (рис. 9) с ротором 4 диаметром 6,75 м и семью ковшами. Скорость вращения ротора 6,35 об/мин. Механизм поворота платформы 17 обеспечивает изменение скорости поворота роторной стрелы в пределах от 3 до 33 м/мин, взятой по режущей кромке ковшей. Ленивый приемный транспортер, расположенный на стреле ротора, имеет ленту шириной 1200 мм, скорость которой 3,8—4,6 м/сек.

Отвальный транспортер 10 имеет скорость ленты в пределах 4—4,8 м/сек. Противовесная консоль 9 с расположенными на ней лебедками подъема роторной стрелы и отвального транспортера, вспомогательным краном и контргрузом предназначена для уравнивания рабочего оборудования. В первых моделях машин пилон 6 был связан с надстройкой при помощи канатов (рис. 2), которые затем были заменены стержнем.

На рис. 10 приведены кинематические схемы основных механизмов привода роторного экскаватора ЭРГ-400 $\frac{17}{1,5}$.

Привод ротора 5 (рис. 10, а) осуществляется от электродвигателя переменного тока 1 типа АК-114-8 мощностью 250 квт при 750 об/мин через муфту предельного момента 2 и редуктор 4, имеющий передаточное отношение $i = 115,5$.

Привод поворота платформы с рабочим оборудованием обеспечивается двумя механизмами поворота (рис. 10, б). Каждый из механизмов включает в себя двигатель постоянного тока 1 типа П-81 мощностью 14 квт при 750 об/мин, приводящий во вращение через редуктор 2 поворотный вал 3 с шестерней 4, обгоняющей вокруг неподвижно закрепленного на ходовой части зубчатого колеса 5. Поворотная платформа 6

вращается вместе с закрепленными на ней редукторами механизма поворота. Передаточное отношение редукторов равно 236, а общее передаточное отношение механизма поворота составляет 3433,8.

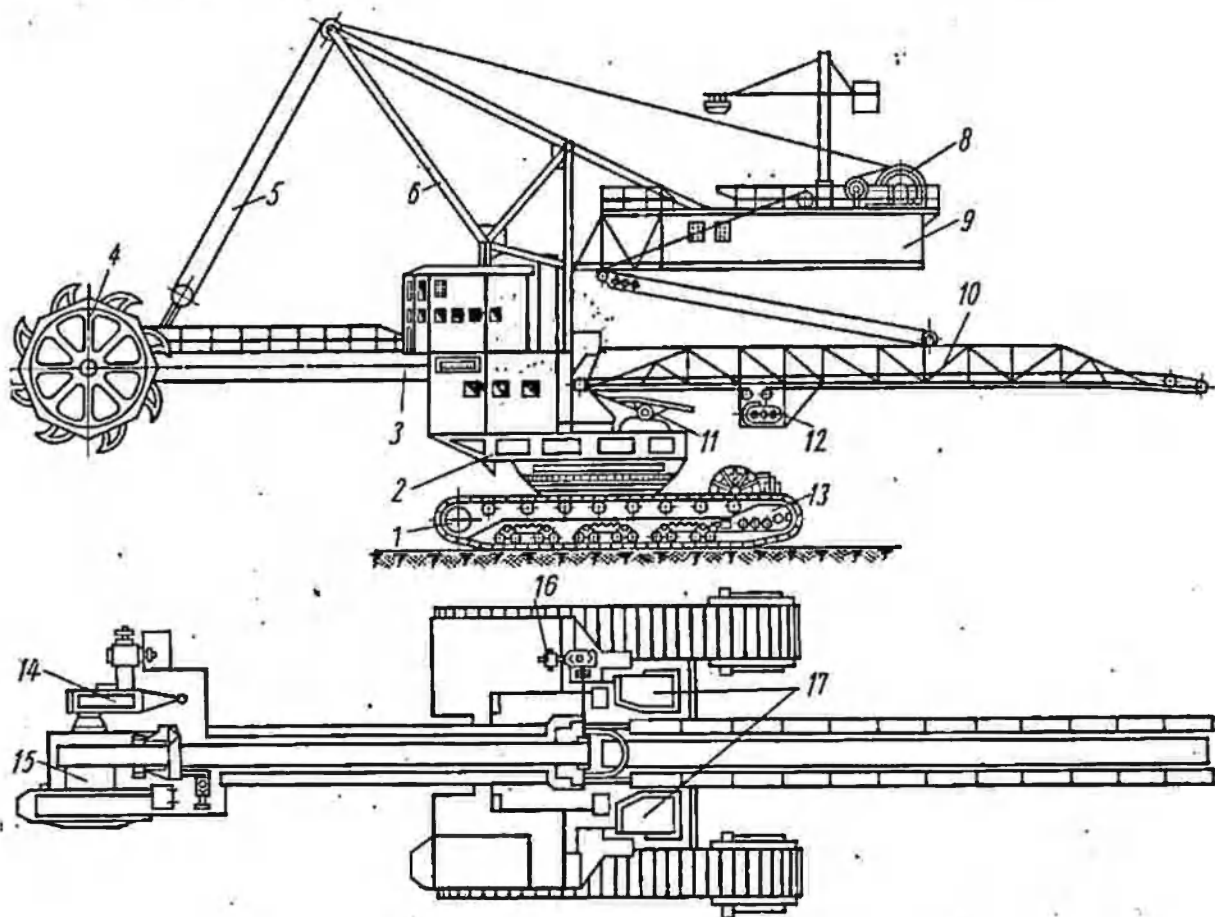


Рис. 9. Конструктивная схема роторного экскаватора ЭРГ-400 $\frac{17}{1,5}$;

1 — гусеничная тележка; 2 — поворотная платформа; 3 — роторная стрела с приемным транспортером; 4 — ротор; 5 — подвеска стрелы; 6 — надстройка с пилоном; 7 — лебедка подъема отвального транспортера; 8 — лебедка подъема стрелы; 9 — противовесная консоль; 10 — отвальный транспортер; 11 — механизмы поворота отвального транспортера; 12 — механизм привода отвального транспортера; 13 — механизм привода гусеничной тележки; 14 — механизм привода ротора; 15 — питатель; 16 — привод приемного транспортера; 17 — механизм поворота экскаватора

Для привода приемного транспортера (рис. 10, в) используется электродвигатель 1 переменного тока типа А-101-6 мощностью 100 квт при 985 об/мин. Движение на приводной барабан 5 от двигателя передается через муфту с тормозом 2, редуктор 3 и зубчатую компенсирующую муфту 4. Натяжное устройство 6 на транспортере применено винтовое с пружинами. Привод отвального транспортера в этой машине отличается лишь иным расположением двигателя и применением цилиндрического редуктора вместо цилиндро-конического.

Привод ведущих звездочек 5 (рис. 10, г) на каждой гусенице осуществляется от электродвигателей 1 типа МТВ-611-10

мощностью 45 квт при $n = 575$ об/мин через муфты с тормозами 2, редукторы 3 и дополнительную цилиндрическую передачу 4. Передаточное отношение редукторов составляет 270, а общее передаточное отношение механизма равно 524.

Для поворота отвальной консоли имеется электродвигатель переменного тока типа АО-52-4 мощностью 7 квт при

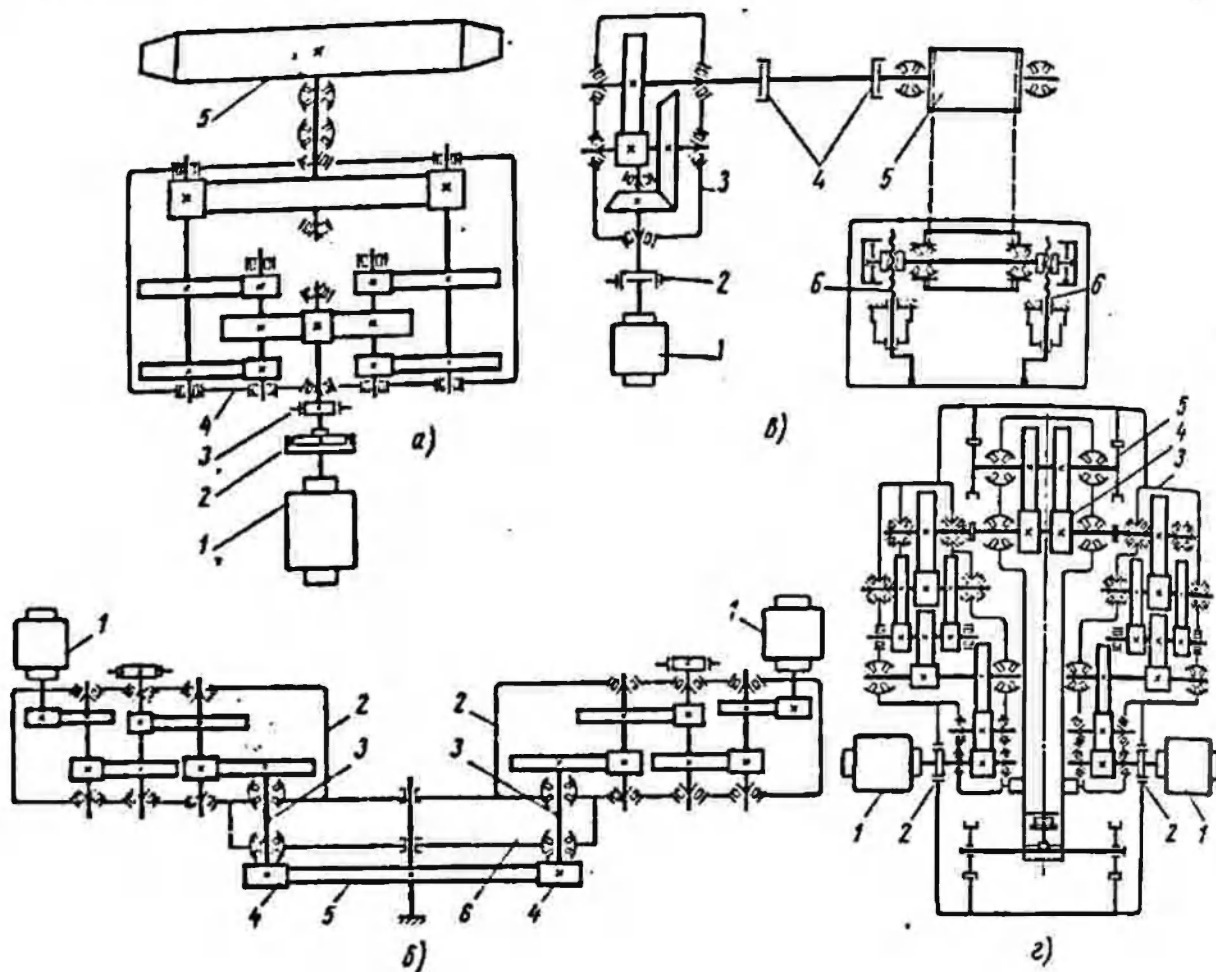


Рис. 10. Кинематические схемы основных механизмов привода роторного экскаватора ЭРГ-400 $\frac{17}{1,5}$:

а — механизм привода ротора; б — механизм поворота платформы; в — механизм привода приемного транспортера; г — механизм привода гусеницы

1440 об/мин. В механизме привода применен коническо-цилиндрический редуктор типа КЦЧ-120 с передаточным отношением 461. Общее передаточное отношение составляет 4500. Для привода подъема роторной стрелы применена двухдвигательная двухбарабанная лебедка с одним двухпарным цилиндрическим редуктором и открытой зубчатой парой.

На базе экскаватора ЭРГ-400 $\frac{17}{1,5}$ заводом выпускается также экскаватор ЭРГ-400Д, имеющий увеличенное усилие резания, меньшие рабочие размеры. Эта машина предназначена для добычи угля и разработки крепких пород при

вскрышных работах. Наиболее мощным из созданных в нашей стране роторных экскаваторов до последнего времени являлся экскаватор ЭРГ-1600 $\frac{40}{10}$ 31 (рис. 4) Ново-Краматорского завода. Конструктивная схема этого экскаватора представлена на рис. 11. Этот экскаватор, в отличие от описанных ранее, имеет выдвижную стрелу, ход которой достигает 31 м.

Производительность экскаватора достигает при работе в тяжелых грунтах III—IV групп 4500 м³/ч. Экскаватор может разрабатывать забой высотой до 40 м и глубиной до 10 м при радиусе резания 33—66 м.

Ротор диаметром 11,4 м по режущей кромке имеет 10 ковшей емкостью по 1600 л и вращается со скоростью 3—5 об/мин, обеспечивая копание грунта соответственно со скоростью резания в вертикальной плоскости 1,8—3 м/сек. Механизм поворота платформы обеспечивает линейную скорость на режущих кромках ротора в горизонтальной плоскости 12—20 м/мин при бесступенчатом ее изменении. Приемный и отвальный ленточные транспортеры имеют ленту шириной 1800 мм и скорость движения 3,5 м/сек. Экскаватор опирается через четыре гидравлических домкрата на четыре четырехгусеничных тележки.

В 1965 г. Ново-Краматорский завод разработал новую модель роторного экскаватора этого класса, марки ЭРШР-1600 $\frac{40}{7}$, которая должна заменить экскаватор ЭРГ-1600 $\frac{40}{10}$ 31. Кон-

структивная схема этой машины представлена на рис. 12. Основное отличие этого экскаватора от выпускавшегося ЭРГ-1600 $\frac{40}{10}$ 31 заключается в применении невыедвжной роторной стрелы 4, а также рельсово-шагающего хода 1 вместо гусеничного. Применение рельсово-шагающего хода и невыедвжной стрелы привело практически к новой конструктивной схеме машины. Максимальная производительность этого экскаватора при разработке тяжелых грунтов III—IV групп достигает 5000 м³/ч.

Ротор экскаватора диаметром 16,3 м по режущей кромке имеет 10 ковшей емкостью по 1600 л. Привод ротора постоянного тока по системе Г—Д обеспечивает бесступенчатое изменение скорости его вращения от 3,5 до 5,2 об/мин и соответственно окружной скорости копания от 2,4 до 3,54 м/сек.

Механизм поворота платформы, имеющий также привод постоянного тока по системе Г—Д, обеспечивает плавное изменение скорости на режущих кромках ковшей ротора в горизонтальной плоскости от 10,35 до 34,1 м/мин. Приемный и разгрузочный ленточные транспортеры имеют ленту шириной 2000 мм и скорость движения 3,5 м/сек.

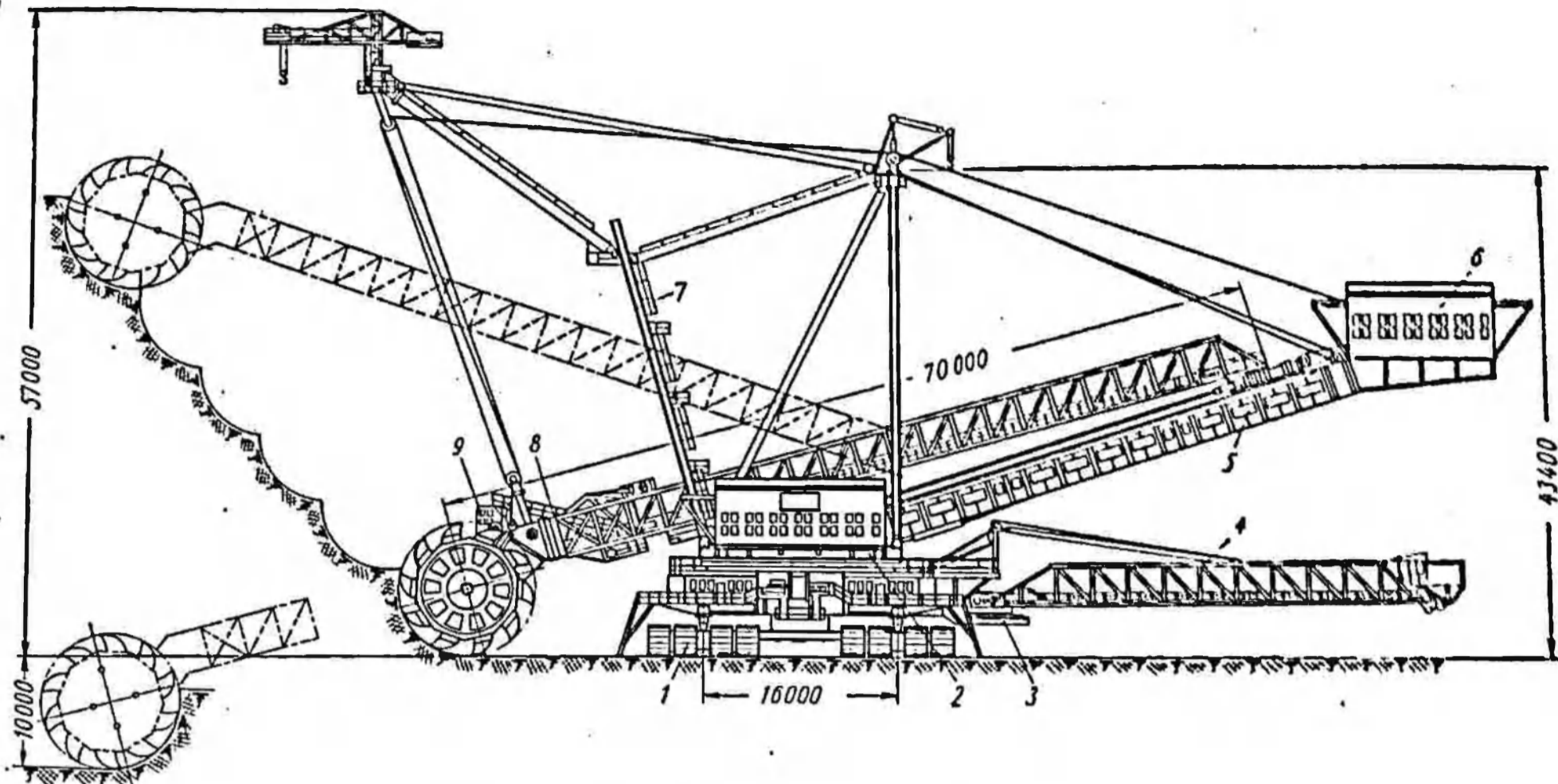


Рис. 11. Конструктивная схема роторного экскаватора ЭРГ-1600 $\frac{40}{10}$ 31:

1 — гусеничный ход; 2 — поворотная платформа; 3 — поворотное устройство для отвального транспортера; 4 — отвальный транспортер; 5 — противовесная консоль; 6 — машинный зал с лебедками для подъема и выдвижения стрелы с ротором; 7 — надстройка; 8 — стрела с ротором и приемным транспортером; 9 — кабина управления

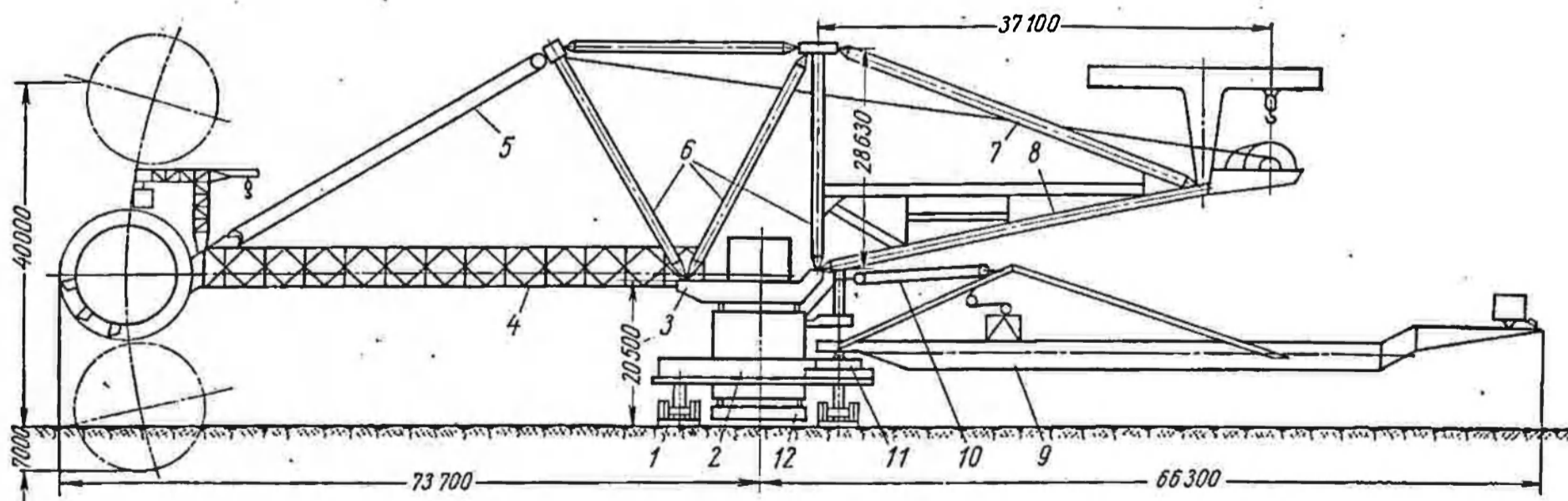


Рис. 12. Конструктивная схема роторного экскаватора ЭРШР-1600 $\frac{40}{7}$:

1 — рельсово-шагающий ход; 2 — нижняя рама; 3 — поворотная платформа; 4 — стрела с ротором и приемным транспортером; 5 — подвеска стрелы с ротором; 6 — надстройка; 7 — подвеска консоли противовеса; 8 — противовесная консоль; 9 — отвальный транспортер; 10 и 11 — подвеска и поворотное устройство отвального транспортера; 12 — опорная база

Поворотная платформа 3 опирается через опорно-поворотное устройство роликового типа на нижнюю раму 2. Нижняя рама через опорно-поворотное устройство связана с круглой опорной базой 12. Одновременно нижняя рама через четыре домкрата связана с опорными башмаками рельсово-шагающего хода 1.

Принцип работы рельсово-шагающего хода рассмотрим по схеме на рис. 13, на которой показаны четыре этапа (I, II, III и IV) передвижения машины за один шаг.

Вначале (этап I) на домкратах опускается нижняя рама с

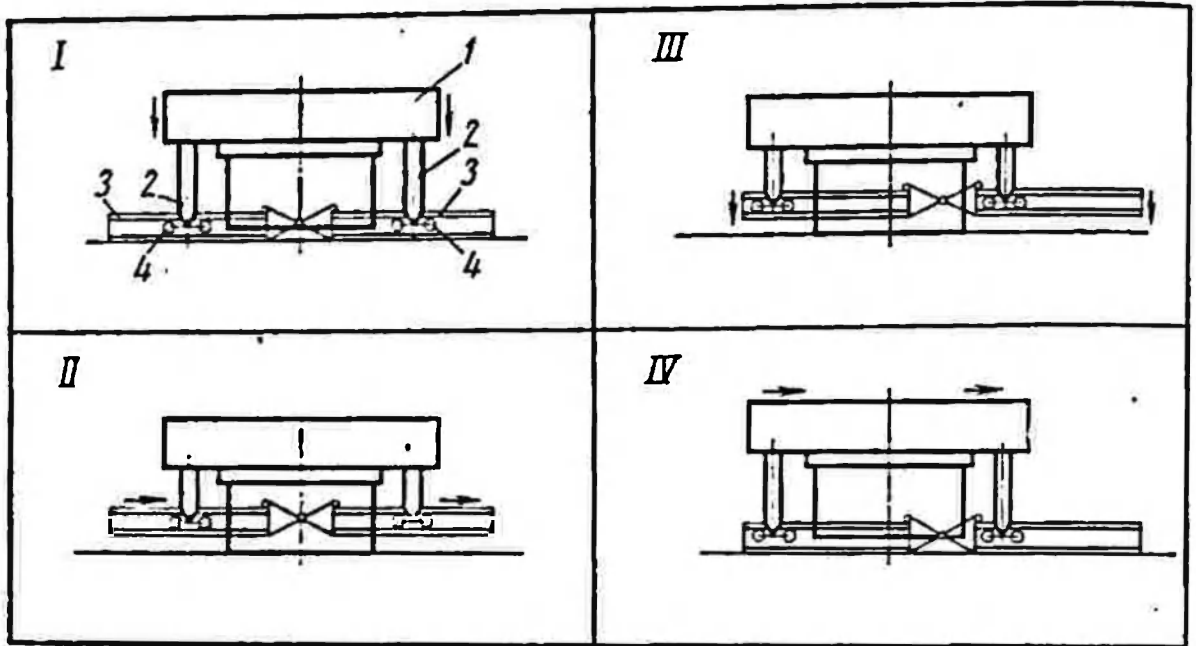


Рис. 13. Схема работы рельсово-шагающего хода:

1 — нижняя рама с опорной базой; 2 — гидродомкраты; 3 — лыжи; 4 — ходовые тележки

опорной базой на грунт, и поднимаются опорные башмаки. Затем (этап II) опорные башмаки перемещаются с помощью механизмов передвижения в крайнее положение. После этого (этап III) опорные башмаки опускаются домкратами на грунт, опорная база поднимается и затем (этап IV) вместе со всей машиной перемещается на ходовых колесных тележках по рельсам, закрепленным на опорных башмаках, вперед на один шаг. Далее операция передвижения повторяется. Скорость передвижения роторного экскаватора ЭРШР-1600 составляет 0,17 км/ч, высота подъема лыж над грунтом около 600 мм. На противовесной консоли, как и в прежней модели, размещается лебедка подъема стрелы ротора.

На рис. 14 приведены кинематические схемы основных механизмов привода экскаватора ЭРШР-1600 $\frac{40}{7}$. Привод ротора 5 (рис. 14, а) осуществляется от двигателя 1 постоянного тока

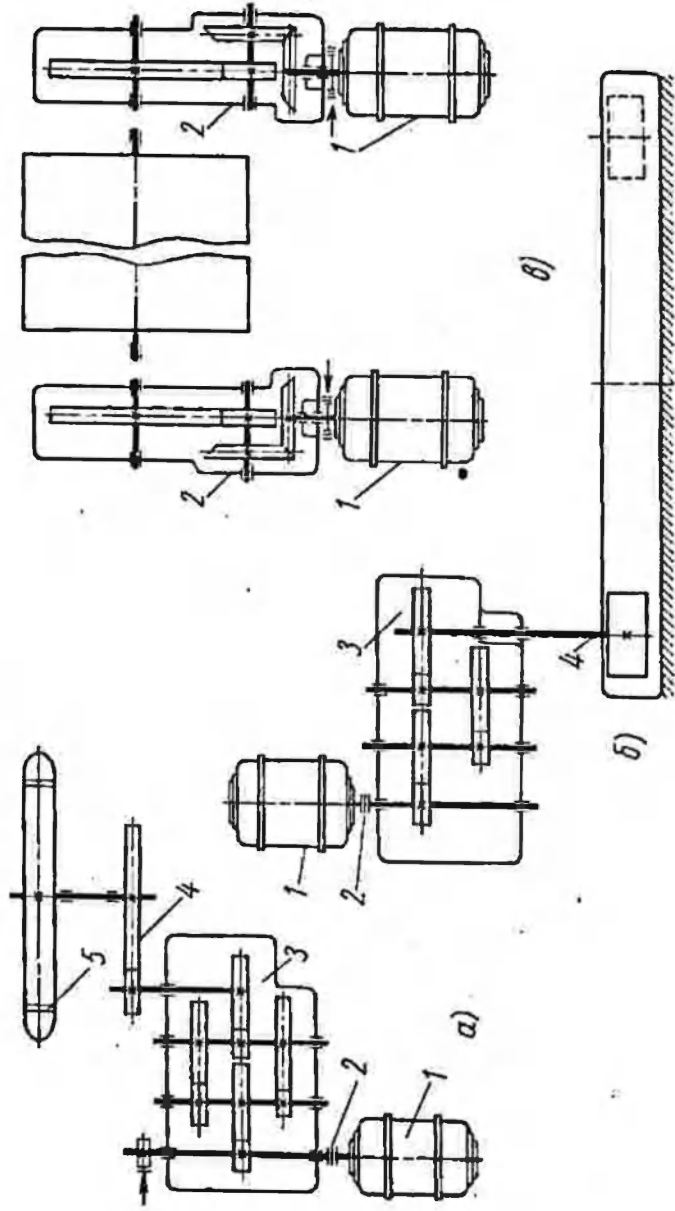


Рис. 14. Кинематические схемы привода основных механизмов роторного экскаватора ЭРШР-1600 $\frac{40}{7}$:

а — механизм привода ротора; б — механизм поворота платформы; в — механизм привода приемного транспортера

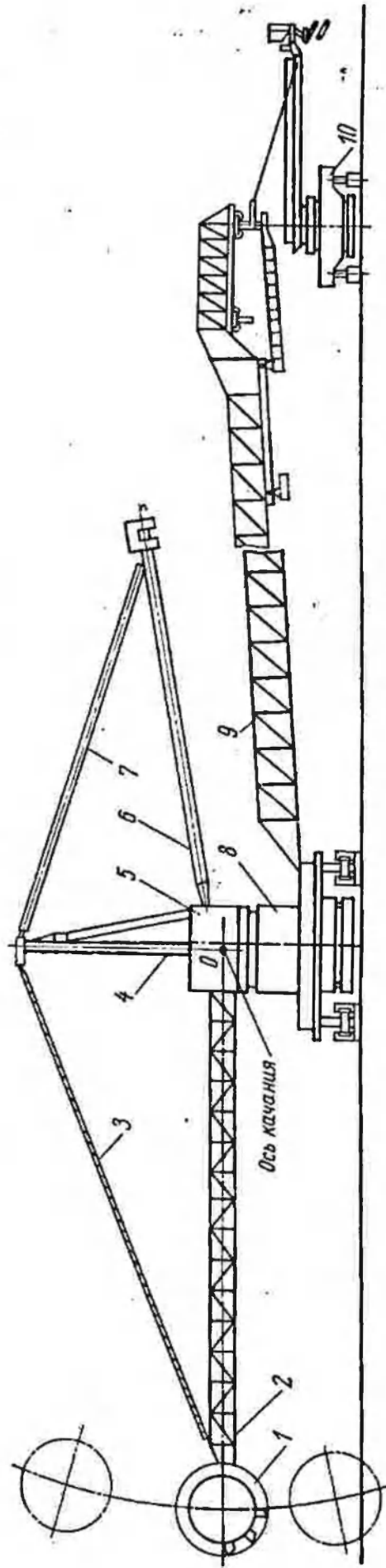


Рис. 15. Конструктивная схема варианта экскаватора ЭРШР-1600 с качающимся верхним строением:

1 — ротор; 2 — стрела ротора с приемным транспортером; 3 и 7 — подвески стрелы ротора и противовесной консоли; 4 — надстройка; 5 — поворотная платформа; 6 — противовесная консоль; 8 — нижняя рама с ходовым оборудованием; 9 — отвальный мост; 10 — опора отвального моста

типа ПЭ-173-12к мощностью 1150 кВт при 750 об/мин через муфту предельного момента 2, редуктор 3 и открытую пару зубчатых колес 4. Общее передаточное отношение $i = 144$. Для поворота платформы используются два механизма поворота (рис. 14, б). Каждый из механизмов включает в себя двигатель постоянного тока 1 типа П-101 мощностью 32 кВт при 600 об/мин, приводящий во вращение через муфту предельного момента 2 и редуктор 3 поворотный вал-шестерню 4, находящуюся в зацеплении с венцовым колесом, закрепленным на нижней раме. Редуктор поворота, состоящий из четырех пар цилиндрических косозубых колес, имеет передаточное отношение $i = 740$. Общее передаточное отношение механизма поворота составляет 10 650.

Ведущий барабан приемного транспортера (рис. 14, в) приводится во вращение двумя двигателями переменного тока 1 типа АКЗ-13-52-10 мощностью по 400 кВт при 590 об/мин через два коническо-цилиндрических редуктора 2 с передаточным отношением $i = 11,5$.

Привод разгрузочного транспортера осуществлен подобно приводу приемного транспортера. Поворот консоли разгрузочного транспортера синхронно связан с поворотом стрелы ротора.

Четыре ходовые тележки, расположенные на опорных башмаках, приводятся в движение с помощью четырех тяговых лебедок и полиспастов. Каждая тяговая лебедка, обеспечивающая привод ходовой тележки, приводится в движение от двигателя постоянного тока типа ДПЭ-72 мощностью 100 кВт через редуктор и открытую зубчатую передачу. Скорость передвижения экскаватора по лыжам и скорость переноса лыж соответственно составляют 9 и 18 м/мин. Средняя скорость передвижения экскаватора около 140 м/ч.

Механизм подъема стрелы ротора состоит из двухбарабанной лебедки и полиспаста. Привод лебедки осуществляется от двух двигателей постоянного тока типа ДПЭ-82 мощностью 175 кВт при 740 об/мин через редукторы и открытые зубчатые пары передач.

Кроме рассмотренных конструктивных схем экскаваторов, определенный интерес представляет конструктивная схема верхнего строения роторного экскаватора с неизменной длиной подвески стрелы (рис. 15).

При такой конструкции верхнего строения ротор 1 со стрелой 2 и противовесная консоль б, закрепленные на поворотной платформе 5, подвешены к надстройке 4 на подвесках 3 и 7 постоянной длины. Изменение положения ротора по высоте забоя обеспечивается качанием всего верхнего строения относительно точки О. Для качания верхнего строения применяются гидравлические цилиндры или лебедки с системой полиспастов.

§ 2. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ РОТОРНЫХ ТРАНШЕЙНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Роторные траншейные экскаваторы, как правило, состоят из трех основных агрегатов (рис. 16): рабочего органа 1, тягача 2 и отвального транспортера 3. Траншея образуется путем вращения ротора в вертикальной плоскости и поступательного движения тягача. Грунт, отделенный от массива, высыпается из ковшей ротора в верхнем их положении на отвальный транспортер, который перемещает его на одну из сторон траншеи.

Рабочий орган монтируется на специальной раме 4 и подвешивается к раме тягача на канатах (рис. 16, б) или при помощи

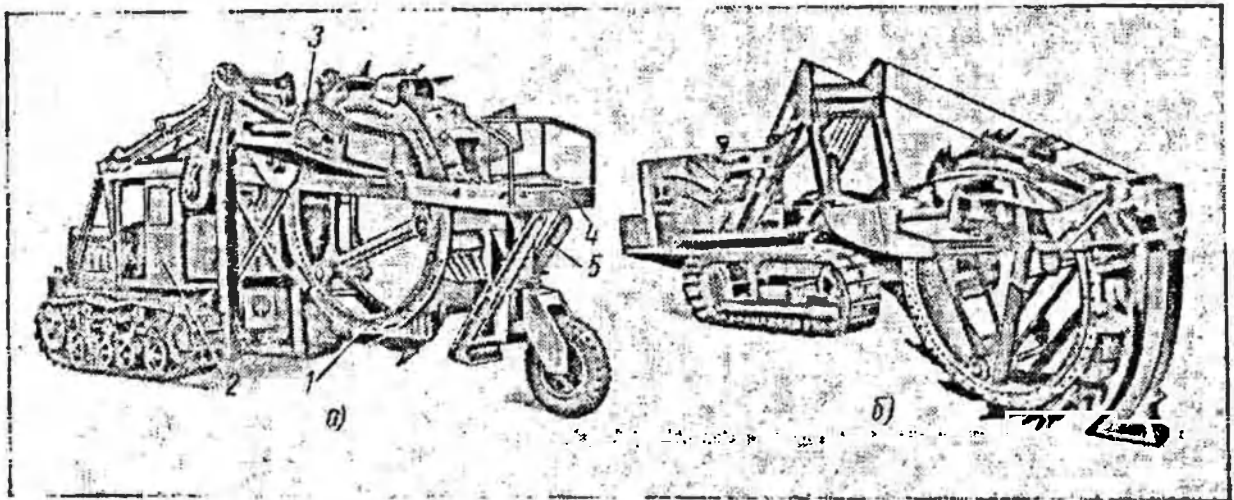


Рис. 16. Роторные траншейные экскаваторы:

а — экскаватор ЭТР-141; б — экскаватор ТА-55 фирмы Barber Green; 1 — рабочий орган (ротор); 2 — тягач; 3 — отвальный транспортер; 4 — рама; 5 — опорный башмак

гидравлических цилиндров (рис. 16, а), позволяющих опускать его в рабочее положение и поднимать в транспортное положение. Опорный башмак в большинстве моделей роторных экскаваторов снабжается опорным колесом, служащим дополнительной опорой при транспортировке экскаватора.

Промышленностью выпускаются ряд моделей роторных траншейных экскаваторов, способных отрывать траншеи глубиной до 2,5 м при ширине до 1,5 м.

Наименьшая модель — ЭТР-141, вес которой составляет около 12 т, имеет ротор диаметром 2,6 м с 10 ковшами, который обеспечивает отрывку траншей глубиной до 1,4 м при ширине 0,6 м. Этот экскаватор имеет девять рабочих скоростей передвижения, от 54 до 266 м/ч, и транспортные скорости от 2,4 до 5,6 км/ч. Скорость резания грунта обеспечивается около 1,6 м/сек. Привод осуществляется от дизеля мощностью 75 л. с.

Роторный экскаватор ЭР-4А при весе около 19 т имеет ротор диаметром 3,2 м с 14 ковшами, который допускает

отрывку траншей глубиной до 1,85 м при ширине до 1,1 м. Экскаватор имеет четыре рабочих скорости передвижения, от 64 до 174 м/ч, и транспортные скорости от 2,36 до 10,15 км/ч. Скорость резания грунта составляет около 1,7 м/сек. Привод осуществляется от дизеля мощностью 108 л. с. Одной из наиболее распространенных отечественных моделей роторных траншейных экскаваторов, широко используемой на рытье траншей под магистральные трубопроводы, до последнего времени являлся экскаватор ЭР-7А весом около 25 т. Этот экскаватор имеет ротор диаметром 3,5 м с 14 ковшами и обеспечивает разработку траншей глубиной до 2 м при ширине до 1,4 м. Машина имеет 12 рабочих скоростей передвижения, от 31 до 310 м/ч, и обеспечивает возможность разработки различных грунтов. Скорость резания грунта составляет около 1,7 м/сек.

Одна из наиболее мощных моделей — экскаватор ЭР-10, вес которого составляет около 40 т, имеет ротор диаметром 4,5 м и обеспечивает разработку траншей глубиной до 2,5 м при ширине до 1,5 м. В отличие от описанных моделей меньших размеров, в данной машине обеспечивается не одна, а три скорости вращения ротора, позволяющие получить три скорости резания 0,94; 1,3 и 2 м/сек. Машина имеет 16 рабочих скоростей передвижения, от 15 до 260 м/ч.

Большинство моделей роторных траншейных экскаваторов, как отечественных, так и зарубежных, имеют привод от двигателя внутреннего сгорания. В качестве основной силовой установки используются, как правило, дизели тракторного типа с дисковыми фрикционными муфтами.

На некоторых зарубежных моделях применяются турбомуфты, а также турботрансформаторы, обеспечивающие ряд важных преимуществ. Так, например, применение фирмой Васкеуе в приводе траншейного экскаватора модели 318 турботрансформатора с планетарной коробкой передач способствовало уменьшению перегрузок двигателя и трансмиссии, уменьшению необходимого количества ступеней коробки передач и возможности автоматического изменения в определенных пределах крутящего момента.

Большинство отечественных моделей роторных траншейных экскаваторов выполнено на базе тракторов, и в приводе их основных механизмов широко применяются узлы трансмиссий базовых тракторов-тягачей.

На рис. 17 приведена одна из наиболее распространенных в отечественных роторных экскаваторах кинематическая схема привода основных механизмов.

Движение на ведущие колеса гусениц тягача передается от двигателя 1 через коробки передач 2 и 4, задний мост 5 трактора и дополнительные редукторы 8. Ротор 15 вращается с помощью редуктора отбора мощности 6, карданного вала 7,

заднего моста 10 автомобиля, цепных передач 11 и приводных шестерен, расположенных на валу 12. Использование автомобильного заднего моста с дифференциалом позволяет равномерно распределять нагрузку на диски ротора и элементы трансмиссии. Рабочий орган роторных траншейных экскаваторов (см. рис. 16) состоит из двух кольцевых дисков, связанных между собой поперечными связями и ковшами.

Рабочий орган опирается на раму обычно через три или четыре пары роликов. На некоторых моделях роторных траншейных экскаваторов можно изменять ширину отрываемой траншеи благодаря раздвижению дисков ротора и установке ковшевой нужной ширины. При необходимости получения траншеи с наклонными стенками к раме ротора крепятся откосники ножевого типа.

Привод транспортера 14 осуществляется от вала 12 привода ротора через дополнительный редуктор 13 и цепные передачи.

В ряде современных моделей роторных траншейных экскаваторов начинает применяться индивидуальный привод механизма передвижения от электродвигателей или гидродвигателей, обеспечивающий бесступенчатое регулирование скоростей. Нередко используется также индивидуальный привод транспортера от электродвигателей или гидродвигателей.

§ 3. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ОТВАЛООБРАЗОВАТЕЛЕЙ

Отвалообразователи представляют собой самоходные полноповоротные конструкции, несущие ленточные транспортеры. Они предназначаются (см. рис. 1 и 3) для приема грунта с разгрузочного транспортера роторных или других типов многоковшовых экскаваторов и его отсыпки в отвал, а также при перегрузке грунта с одного магистрального транспортера на другой при расположении их на разных уровнях.

Одной из наиболее мощных отечественных моделей является отвалообразователь ОШ-180/4500 (см. рис. 1), имеющий производительность 4500 м³/ч, длину отвальной консоли и приемной консоли соответственно 181 и 61 м при весе около 2300 т. Отвалообразователь способен перемещать грунт на расстояние более 250 м и одновременно поднимать его на высоту до 70 м. Конструктивная схема этой машины показана на рис. 18, а и б.

Грунт с отвального транспортера экскаватора или другого разгрузочного устройства попадает (рис. 18, б) на приемный ленточный транспортер 11 отвалообразователя, расположенный на приемной консоли 5; затем с помощью транспортера-отражателя 10 и промежуточного ленточного транспортера 9, расположенных на поворотной платформе, грунт попадает на отвальный транспортер 8, расположенный на отвальной кон-

соли 1. Отвальная консоль вместе с поворотной платформой, надстройкой и противовесной консолью может поворачиваться на 360° независимо от приемной консоли, которая имеет отдельное поворотное устройство, обеспечивающее ее независимое вращение в пределах 120° . Кроме этого, приемная и отвальная

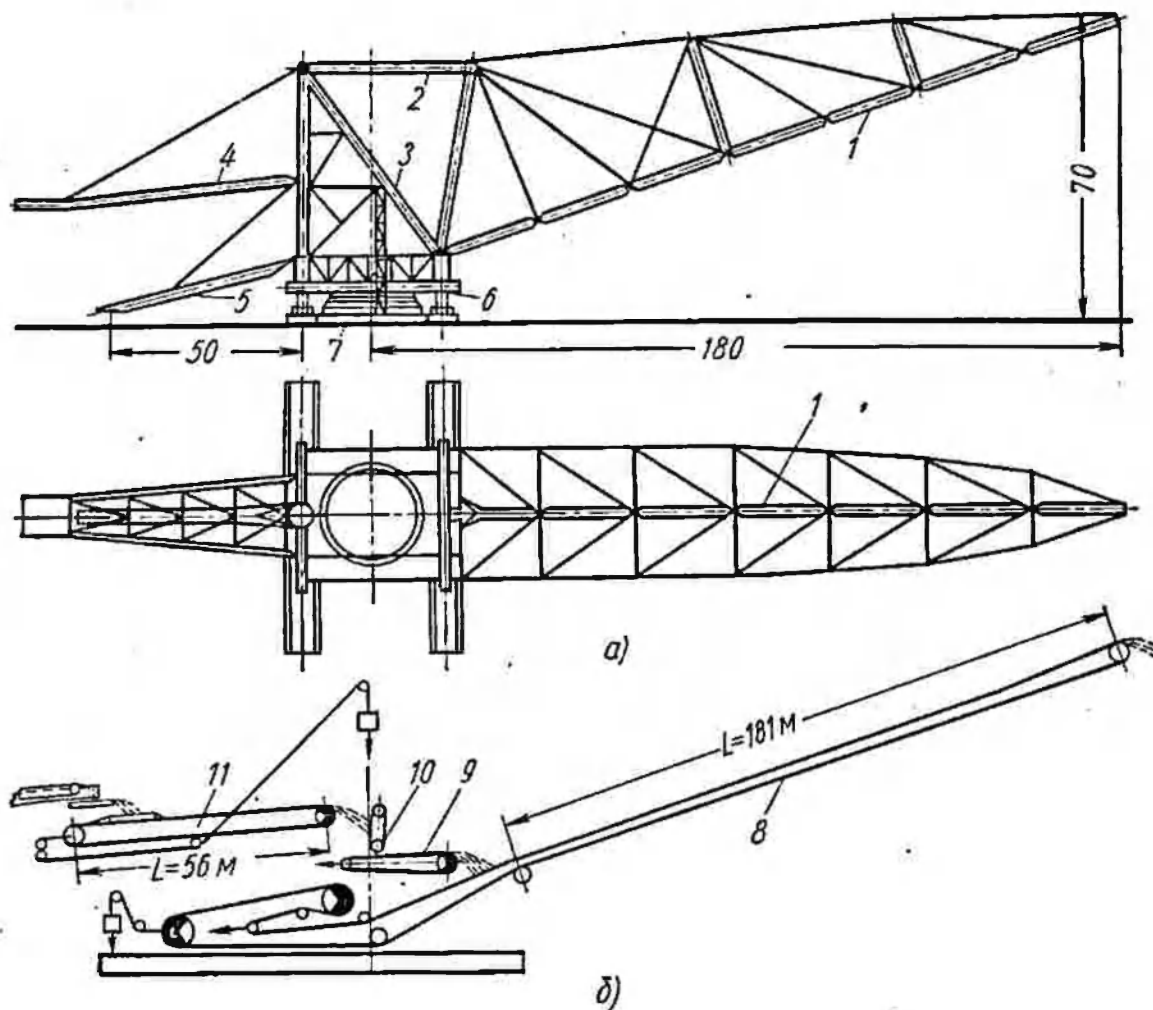


Рис. 18. Конструктивная схема мощного отвалообразователя ОШ-180/4500:
a — общий вид; *б* — схема расположения транспортеров; 1 — отвальная консоль с транспортером; 2 — подвеска; 3 — надстройка; 4 — противовесная консоль; 5 — приемная консоль; 6 — поворотная платформа; 7 — рельсово-шагающее ходовое оборудование; 8 — отвальный транспортер; 9 и 10 — промежуточные транспортеры; 11 — приемный транспортер

консоли имеют механизмы подъема, обеспечивающие их подъем и опускание в необходимых пределах. На этом отвалообразователе применен рельсово-шагающий ход (см. рис. 13).

Отвальная консоль (рис. 19) представляет собой вантовую конструкцию, состоящую из шарнирно соединенных центральных трубчатых элементов, раскрепленных канатными вантами в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Подъем и опускание всей консоли осуществляется через трубчатый пилон с помощью канатного полиспаста 2 (рис. 18, *a*) лебедкой подъема.

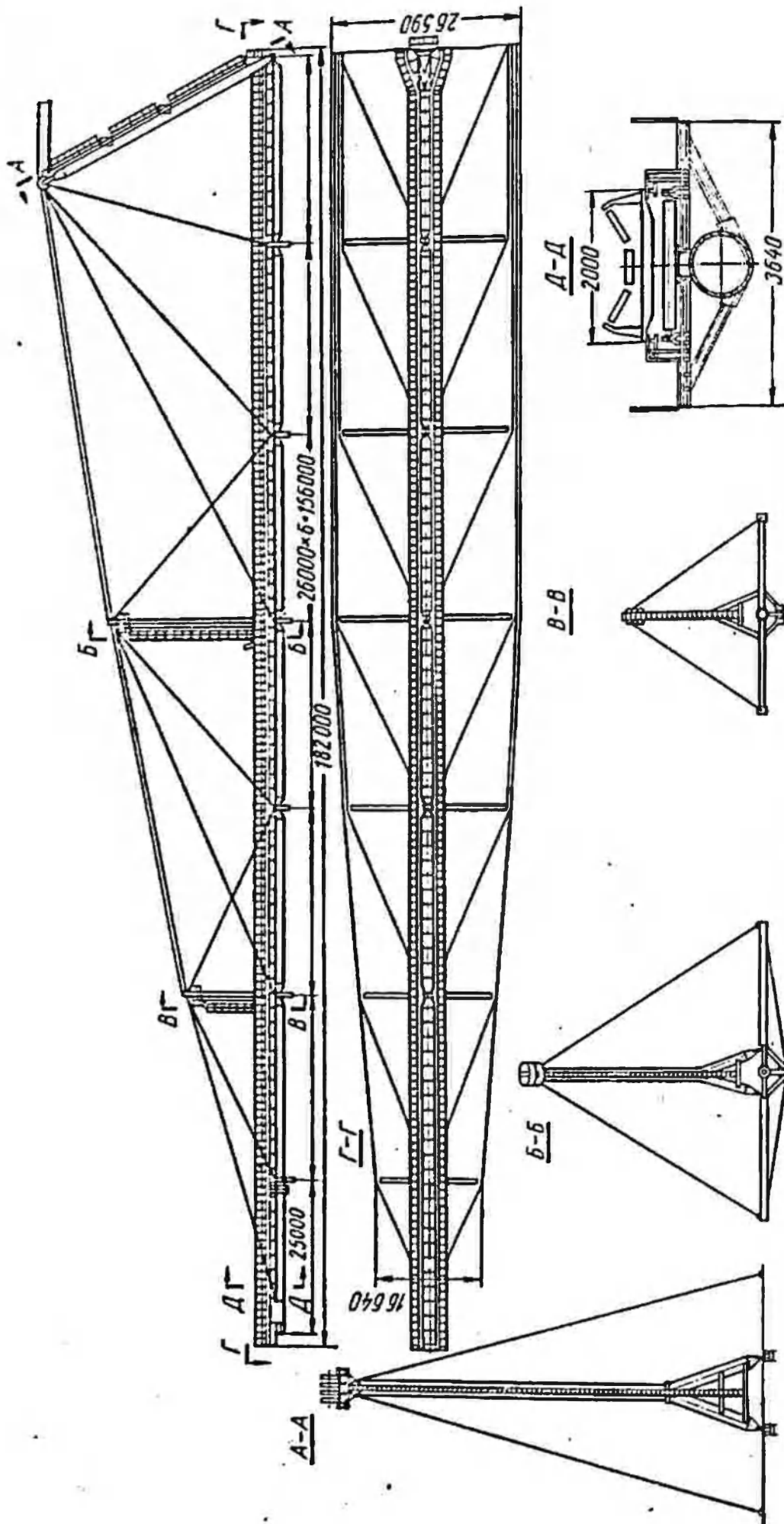


Рис. 19. Конструкция отвальной консоли отвалобразователя ОШ-180/4500

Противовесная консоль 4 выполнена в виде плоской фермы и подвешена к надстройке на канатах. Надстройка 3 представляет собой пространственную ферму из трубчатых элементов. Приемная консоль 5 сделана также из трубы.

Поворотная платформа 1 (рис. 20) с одной стороны через роликовое опорно-поворотное устройство, диаметр которого составляет 15 м, опирается на круглую базу 2, с другой стороны через четыре опорных гидравлических домкрата 3 опирается на опорные башмаки 4 ходового оборудования. Перемещение

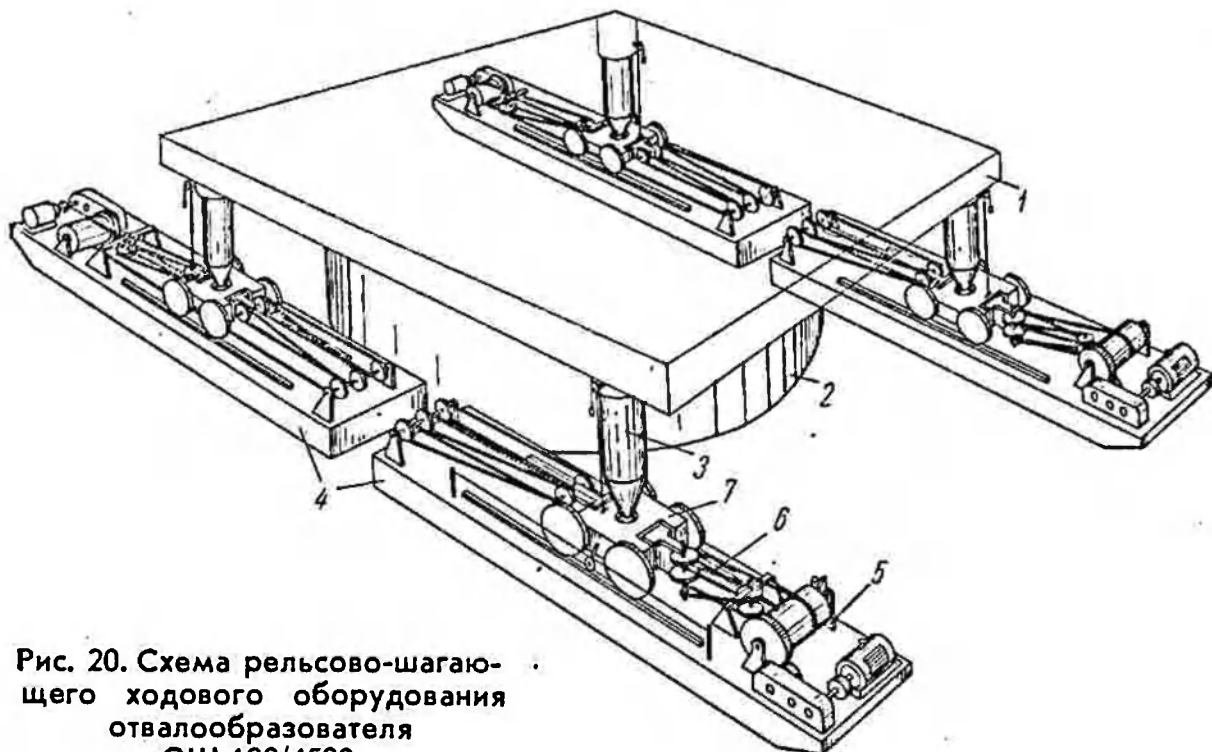


Рис. 20. Схема рельсово-шагающего ходового оборудования отвалообразователя ОШ-180/4500:

1 — поворотная платформа; 2 — опорная база; 3 — гидравлические опорные домкраты; 4 — лыжи; 5 — тяговая лебедка; 6 — полиспаст; 7 — ходовая тележка

опорных башмаков относительно базы или всей машины на опорных тележках 7 по опорным башмакам (см. рис. 13) осуществляется четырьмя тяговыми лебедками 5 с помощью канатных полиспастов 6.

Привод барабанов у каждой из лебедок обеспечивается от электродвигателя МТ-12-10 мощностью 60 кВт через двухступенчатый цилиндрический редуктор и открытую зубчатую пару. Гидравлический механизм выравнивания поворотной платформы предусматривает возможность работы машины на уклонах до 5°.

Проектная длина шага составляет 8 м, а скорость передвижения отвалообразователя может достигать 120 м/ч при скорости перемещения машины по опорным башмакам около 8 м/мин.

Механизмы привода отвального, приемного и других транспортеров отвалообразователя, а также механизмы поворота

платформы и приемной консоли по своей кинематике в принципе мало чем отличаются от рассмотренных выше подобных механизмов мощных роторных экскаваторов.

Механизм привода отвального транспортера, лента которого шириной 1600 мм движется со скоростью 6 м/сек, выполнен, как это видно из схемы на рис. 18, б, с двумя приводными барабанами, причем привод первого приводного барабана диаметром 1440 мм осуществляется от двух двигателей переменного тока типа АК-13-46-6 мощностью по 630 кВт при скорости вращения $n = 980$ об/мин через двухступенчатые цилиндрические редукторы типа ЦД-2. Привод второго приводного барабана диаметром 1476 мм выполнен с одним двигателем и редуктором того же типа.

Механизм привода приемного транспортера, скорость ленты которого составляет 5 м/сек, осуществляется от двигателя переменного тока типа АК-114-6 мощностью 200 кВт через коническо-цилиндрический редуктор типа КЦ-60.

Платформа поворачивается со скоростью 0,05 об/мин от двух двигателей постоянного тока типа П-92 (вертикального исполнения мощностью по 25 кВт при $n = 600$ об/мин) через четырехпарные цилиндрические редукторы и открытую венцовую пару. Передаточное отношение редукторов составляет 561, а общее передаточное механизма поворота равно 11 967.

Поворот приемной консоли осуществляется со скоростью 0,11 об/мин от двух электродвигателей ПНВ-145 мощностью 8,5 кВт при $n = 800$ об/мин через четырехпарные цилиндрические редукторы и открытую венцовую пару. Передаточное отношение редукторов составляет 732, а общее передаточное отношение механизма равно 7163.

Отвальная консоль поднимается лебедкой с тяговым усилием 25 т при скорости каната, равной 5,75 м/мин. Привод лебедки обеспечивается двигателем переменного тока МТК-52-8 мощностью 28 кВт. Подъем приемной консоли осуществляется лебедкой с тяговым усилием 12,8 т при скорости каната 3 м/мин. Для работы в комплексе с роторными экскаваторами типа ЭРГ-1600 Ново-Краматорским машиностроительным заводом, кроме отвалообразователя ОШ-180/4500, был создан также шагающий отвалообразователь типа ОШ-90/4500 (рис. 21), имеющий ту же производительность 4500 м³/ч, но меньшую длину отвальной и приемной консолей (соответственно 90 и 30 м).

Этот отвалообразователь создан на базе шагающего драглайна ЭШ-8/60, имеющего кривошипно-рычажный механизм шагания (рис. 22). Вес этой машины составляет около 800 т. Отвальная консоль вращается вместе с поворотной платформой на 360°, а приемная консоль независимо от отвальной консоли может поворачиваться на 130°.

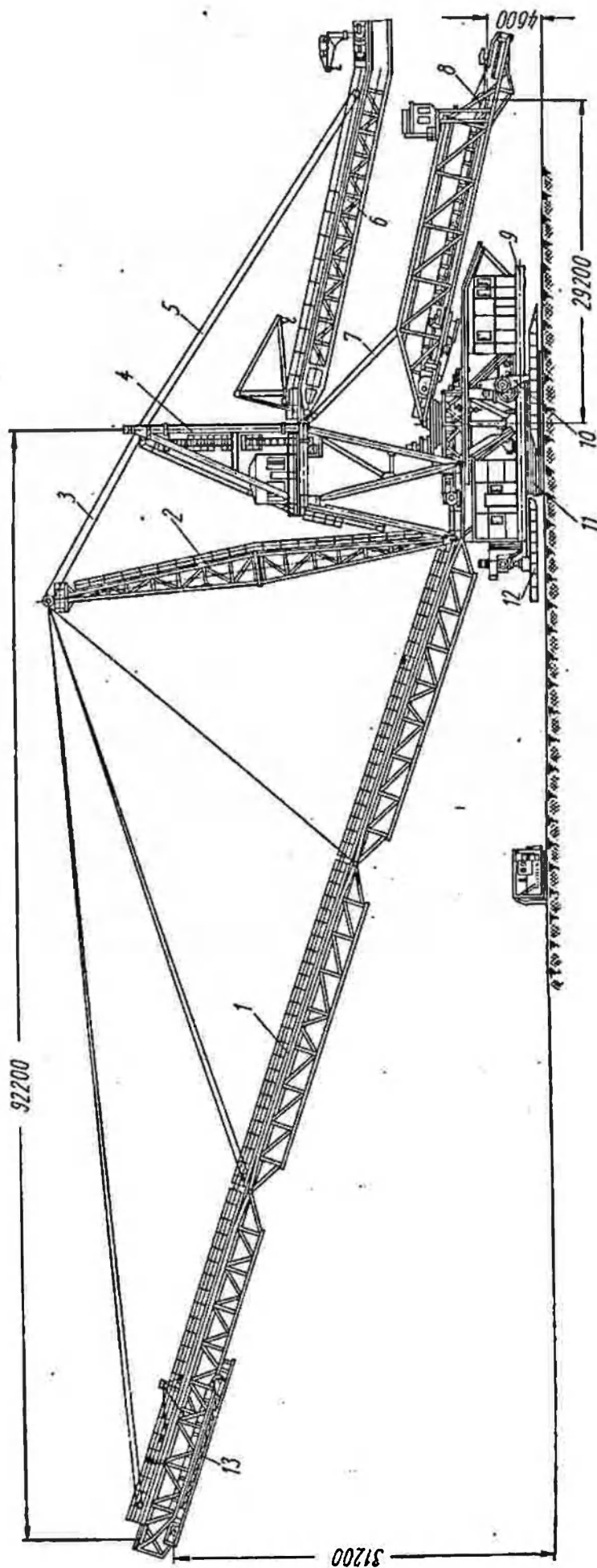


Рис. 21. Конструктивная схема отвалообразователя ОШ-90/4500:

1 -- отвальная консоль; 2 -- пилон; 3 -- подвеска отвальной консоли; 4 -- надстройка; 5 -- подвеска; 6 -- противовесная консоль; 7 -- приемная консоль; 8 -- приемная консоль; 9 -- поворотная платформа; 10 -- механизм шагающей; 11 -- опорная база; 12 -- дополнительная лыжа; 13 -- дополнительный телескопический транспортер

Отвальная консоль у этой машины, в отличие от ОШ-180/4500, состоит из трех треугольных в сечении секций-ферм, сваренных из труб.

На верхних поясах секций смонтирован отвальный транспортер. Каждая секция за верхний конец подвешена к пилону 2 (рис. 21) на канатах. Все секции в вертикальной плоскости соединены шарнирно. В горизонтальной плоскости отвальная консоль работает как неразрезная консольная балка, если не учитывать влияния зазоров в шарнирах. На верхней секции

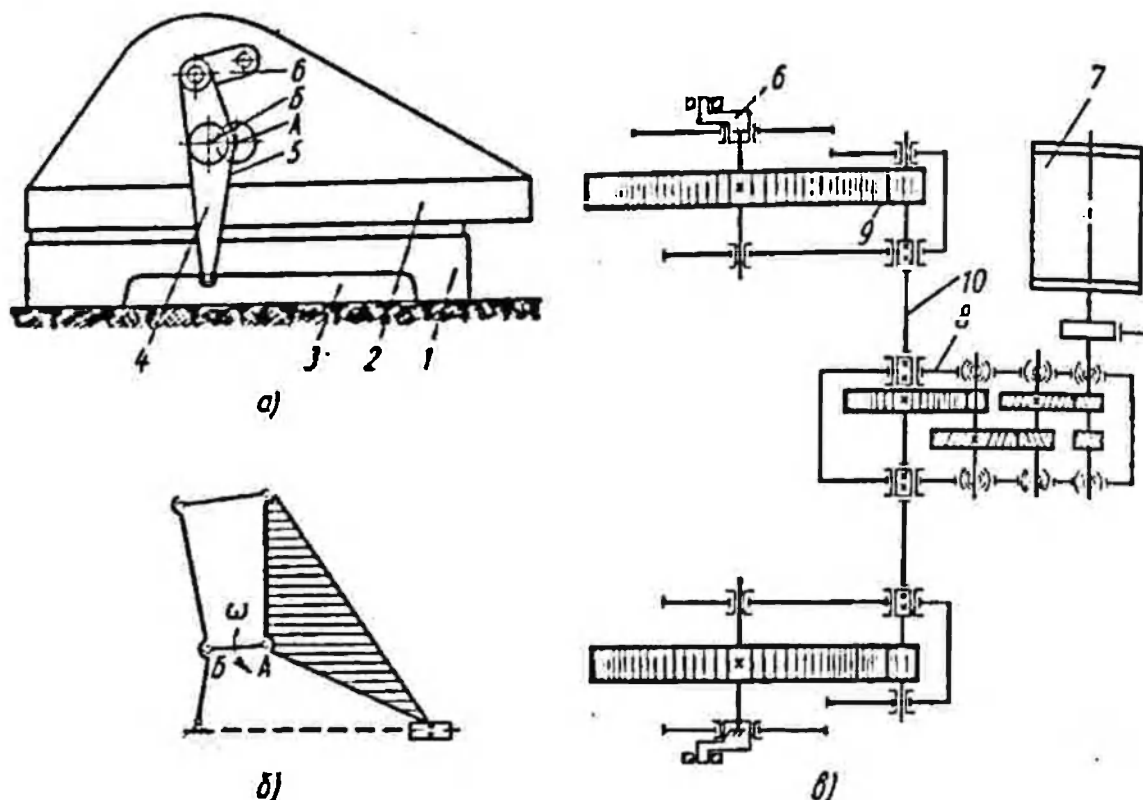


Рис. 22. Шагающее ходовое оборудование отвалообразователей ОШ-90/4500 и ОШ-105/1500:

а — конструктивная схема; б — структурная схема; в — кинематическая схема механизма привода; 1 — опорная база; 2 — поворотная платформа; 3 — лыжа; 4 — нога; 5 — кривошкп; 6 — серьга; 7 — двигатель; 8 — редуктор; 9 — открытая зубчатая пара; 10 — соединительный вал

снизу смонтирован дополнительный телескопический транспортер 13, позволяющий регулировать дальность отсыпки грунта. Пилон 2 выполнен в виде сварной фермы из труб. Надстройка 4 выполнена также из труб. Консоль вместе с пилоном поднимается с помощью канатной подвески 3.

Приемная консоль 8 выполнена в виде сварной фермы из труб с треугольным сечением, с двумя поясами внизу и одним сверху.

Приемный транспортер смонтирован внутри фермы. Ферма противовесной консоли сварена из уголков и подвешена к надстройке с помощью подвески 5. Устройство основных механизмов привода отвалообразователя ОШ-90/4500, за исключением

шагающего ходового оборудования (рис. 22), в принципе мало отличается от устройства подобных механизмов отвалообразователя ОШ-180/4500.

На базе шагающего ходового оборудования драглайна ОШ-8/60 для работы в комплексе с роторным экскаватором

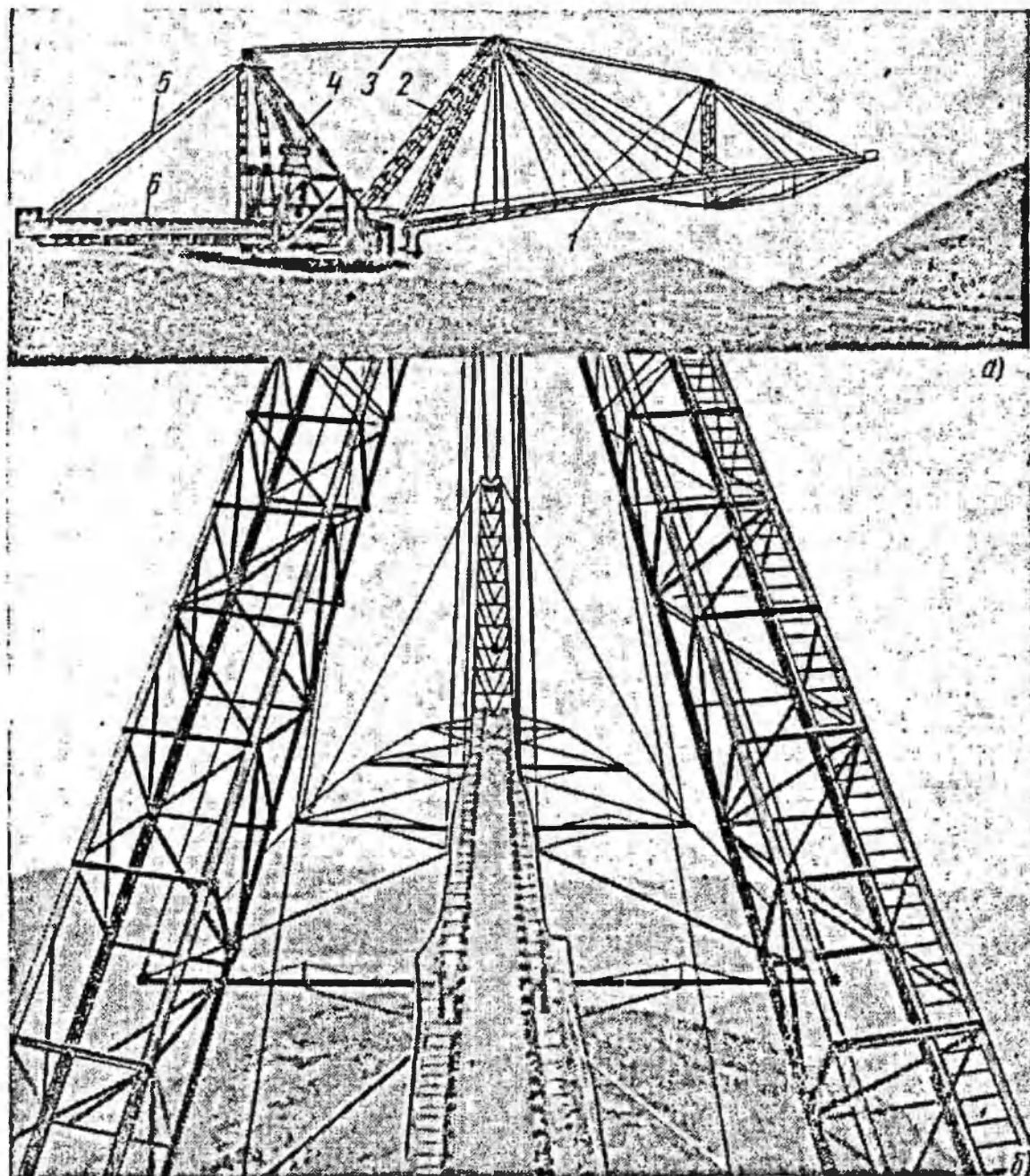


Рис. 23. Шагающий отвалообразователь ОШ-105/1500:

а — общий вид; б — вид сверху на пилон и отвальную консоль; 1 — отвальная консоль; 2 — пилон; 3 — подвеска пилона; 4 — надстройка; 5 — подвеска приемной консоли; 6 — приемная консоль

ЭРГ-400 $\frac{17}{1,5}$ был создан также отвалообразователь ОШ-105/1500 (рис. 23), рассчитанный на производительность $1500 \text{ м}^3/\text{ч}$ и имеющий вес около 500 т. Общая длина приемного и отвального

транспортеров составляет 155 м, длина отвальной консоли 105 м. Ширина ленты приемного и отвального транспортеров составляет 1200 мм, а скорость соответственно 4,3 и 4,5 м/сек. Консоли приемного б и отвального 1 транспортеров смонтированы на одной поворотной платформе и не имеют независимого вращения.

Скорость поворота платформы составляет 0,2 об/мин. Отвальная консоль набрана из пяти секций-ферм с треугольным профилем в сечении. Секции сварены из труб. Каждая из секций в вертикальной плоскости подвешена на канатах к основному или дополнительному пилоу. Дополнительный пилоу связан канатной подвеской с основным пилоном. Кроме этого, три последние секции имеют снизу шпренгельную канатную систему, увеличивающую их жесткость в вертикальной плоскости.

В отличие от отвалообразователя ОШ-90/4500, у отвальной консоли этой машины имеется вантовая система в горизонтальной плоскости (рис. 23, б), выполненная из стальных стержней. Эта вантовая система обеспечивает необходимую прочность и жесткость отвальной консоли в горизонтальной плоскости. Приемная консоль б используется одновременно и как противовесная, что существенно упрощает конструкцию верхнего строения.

Для работы в комплексе с роторным экскаватором ЭРГ-400 $\frac{17}{1,5}$ создан также отвалообразователь ОГ-50/1800 на гусеничном ходу (рис. 24). Эта машина рассчитана на производительность до 1800 м³/ч и имеет вес около 350 т. Вылет отвальной консоли составляет 50 м, а приемной консоли 22,5 м. Скорость передвижения машины достигает 320 м/ч.

Приемная консоль этого отвалообразователя имеет независимое от отвальной консоли вращение на отдельном опорно-поворотном устройстве б. Она может поворачиваться от продольной оси на угол, равный $\pm 60^\circ$. Отвальная консоль имеет круговое вращение вместе со всей поворотной платформой и состоит из трех шарнирно соединенных в вертикальной плоскости секций-ферм треугольного сечения с двумя поясами сверху и одним внизу. Все секции с помощью канатов подвешены к пилоу 2, который может подниматься или опускаться вместе с консолью в пределах от 0 до 15°. В горизонтальной плоскости жесткость отвальной консоли обеспечивается системой боковых вант.

На верхних поясах секций смонтирован отвальный транспортер.

Приемная консоль представляет собой также ферму треугольного сечения, на верхних поясах которой смонтирован приемный транспортер. Ширина ленты приемного и отвального

транспортеров составляет 1200 мм, а скорость соответственно 4,5 и 4,96 м/сек.

Устройство механизмов привода транспортеров и поворотных механизмов в принципе не отличаются от рассмотренных выше. Привод транспортера приемной консоли выполнен однобарабанным, от двух электродвигателей переменного тока мощностью по 55 кв при 1470 об/мин с помощью двухпарных цилиндрических редукторов ЦДПЗ-750П с передаточным отношением, равным 11,2.

Привод отвального транспортера выполнен также однобарабанным от электродвигателя типа АК-12-42-8 мощностью 250 квт при 740 об/мин с помощью редуктора типа РЦД-1000 с передаточным отношением, равным 8.

Привод каждой из гусениц осуществлен от электродвигателей МТВ-611-10 мощностью 45 квт при $n = 575$ об/мин с помощью редукторов типа КЦПО-25, имеющих передаточное отношение, равное 289, а также одной дополнительной цилиндрической пары зубчатых колес.

3*

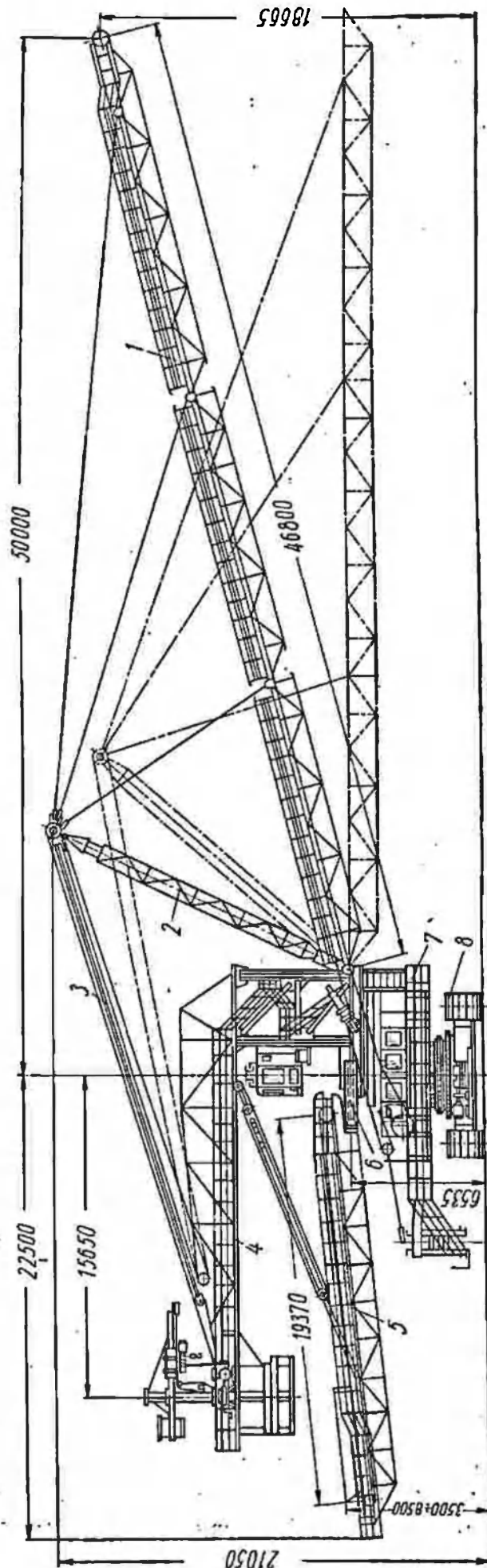


Рис. 24. Конструктивная схема отвалообразователя ОГ-50/1800 на гусеничном ходу:

1 — отвальная консоль; 2 — пило; 3 — подвеска отвальной консоли; 4 — консоль противовеса; 5 — приемная консоль; 6 — опорно-поворотное устройство приемной консоли; 7 — поворотная платформа; 8 — гусеничный ходовой тележка

Для поворота платформы применен электродвигатель МТ-41-8 мощностью 11 квт при 715 об/мин с помощью червячно-цилиндрического редуктора и открытой зубчатой передачи с общим передаточным отношением, равным 6735. Механизм поворота платформы обеспечивает скорость вращения верхнего строения, равную 0,011 рад/сек.

Привод поворота приемной консоли осуществляется от электродвигателя типа АОС-62-8 мощностью 4,5 квт при 645 об/мин с помощью червячно-цилиндрического редуктора, открытой зубчатой передачи и канатно-блочной системы с общим передаточным отношением, равным 9778.

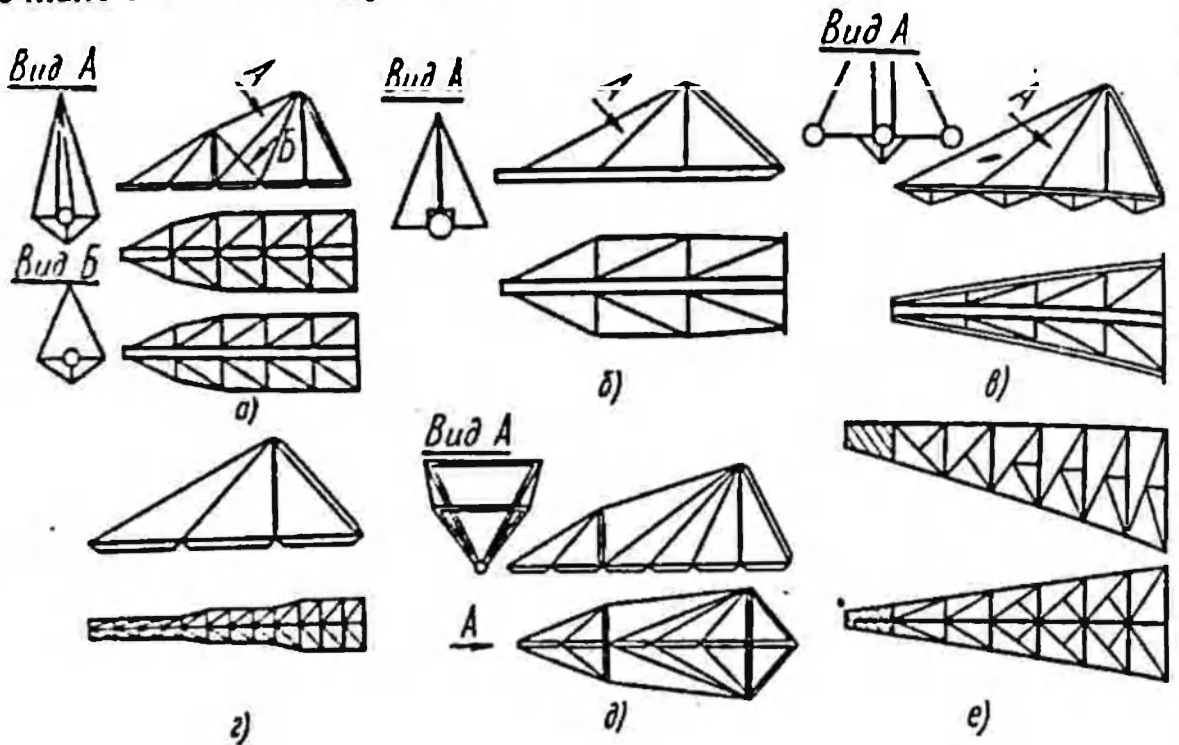


Рис. 25. Конструктивные схемы отвальных консолей отвалообразователей:
а, з, д — разрезные (секционные); б, в, е — неразрезные

Одним из основных узлов у отвалообразователей всех типов, определяющим основные показатели этих машин, являются отвальные консоли. Конструкция отвальных консолей предопределяет и представление ее как динамической системы.

Все описанные отечественные отвалообразователи имеют разрезные отвальные консоли, составляемые из отдельных секций. Применение таких конструкций отвальных консолей обеспечивает большую заводскую готовность, лучшую транспортировку и быстрый монтаж всей машины. Однако в этих конструкциях труднее обеспечить необходимую жесткость и они получаются обычно несколько тяжелее неразрезных отвальных консолей, которые широко применяются за рубежом.

В последние годы в отечественных конструкциях отвалообразователей стали также применяться неразрезные конструкции отвальных консолей (отвалообразователь ОШР-95/5000).

На рис. 25, *a — e* представлены различные конструктивные схемы разрезных и неразрезных отвальных консолей, применяемых на отвалообразователях.

§ 4. ОСОБЕННОСТИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ И ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

В отличие от одноковшовых экскаваторов, процесс копания и транспортировки грунта у роторных экскаваторов является непрерывным.

Роторные поворотные экскаваторы разрабатывают забой последовательными стружками (рис. 26), снимаемыми в ре-

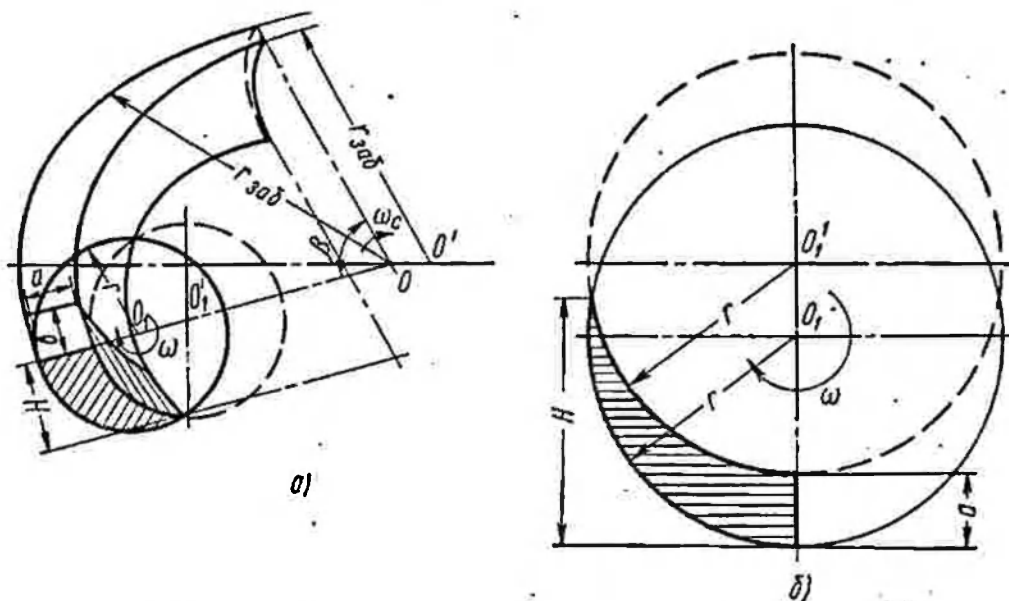


Рис. 26. Схема копания грунта роторным экскаватором:
a — вертикальной стружкой; *б* — горизонтальной стружкой

зультате вращения ротора в вертикальной плоскости и поворота платформы со стрелой и расположенным на ней ротором в горизонтальной плоскости.

Разработка грунта ведется обычно вертикальной (рис. 26, *a*) или горизонтальной (рис. 26, *б*) стружками при постоянном, если не учитывать колебаний рабочего оборудования, радиусе черпания r и при определенных скоростях вращения ротора ω и стрелы с поворотной платформой ω_c .

При работе вертикальной стружкой после каждого поворота платформы со стрелой на угол β , определяемый шириной забоя, экскаватор со стрелой или одна стрела, если она выдвижная, передвигается на величину a , равную максимальной толщине стружки. При работе горизонтальной стружкой после каждого поворота платформы на угол β стрела с ротором опускаются на величину a .

Вследствие периодического входа в грунт и выхода из грунта ковшей, расположенных на роторе, внешняя нагрузка на роторе в процессе копания носит периодический характер.

На указанные колебания внешней нагрузки накладываются дополнительные колебания сил резания, связанные с неоднородностью механических свойств грунтов и с процессом отделения стружки от массива. Эти колебания носят в значительной мере случайный характер.

Следует отметить также, что колебания внешней нагрузки, как показывают эксперименты, имеют часто также периодич-

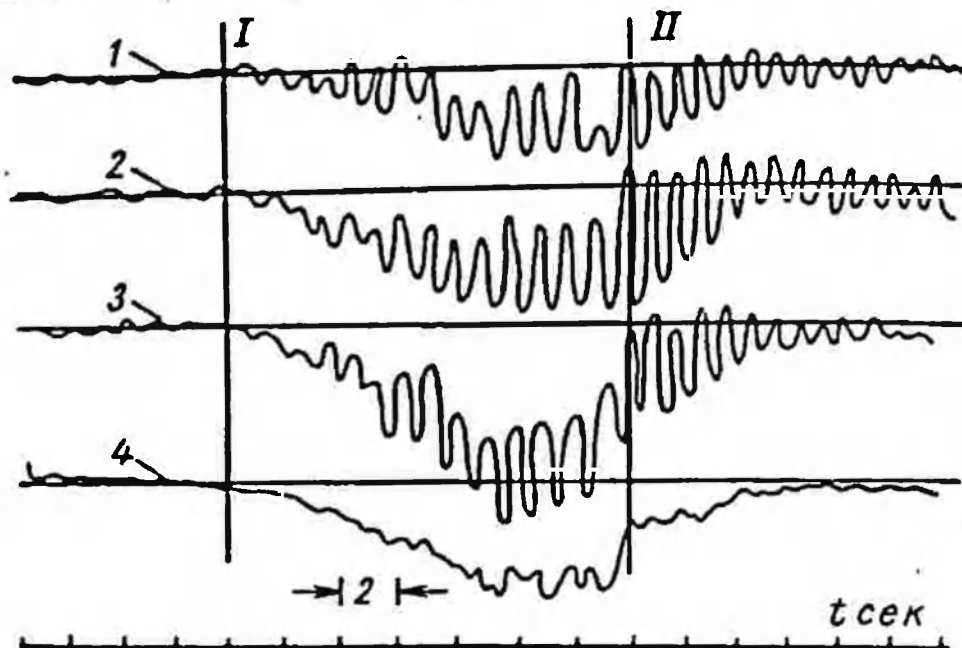


Рис. 27. Оциллограмма, характеризующая резонансные крутильные колебания стрелы роторного экскаватора ЭРГ-350 № 1:

1-3 — напряжения в раскосах стрелы ротора; 4 — усилие в канатах подвески роторной стрелы; I — начало копания; II — остановка ротора

ность, соответствующую основным (низким) частотам упругих колебаний стрелы с ротором и верхнего строения экскаватора, как динамической системы. Это положение говорит о том, что в процессе резания грунта возможно возникновение сложных колебательных явлений (см. гл. II).

Колебания внешней нагрузки, особенно периодические, приводят к колебаниям и дополнительным динамическим нагрузкам в стреле с ротором, элементах конструкции верхнего строения и базовых конструкций роторных экскаваторов. Эти дополнительные динамические нагрузки могут быть особенно опасными для элементов конструкции в случае возникновения резонансных колебаний.

В качестве примера на рис. 27 приведена оциллограмма, полученная при испытаниях роторного экскаватора ЭРГ-350 № 1 ЦНИИСом Минтрансстроя на вскрышных работах при разработке суглинков III группы.

На этой осциллограмме виден рост динамических напряжений в раскосах фермы стрелы (кривые 1, 2, 3) при резонансных крутильных колебаниях ее с периодом $T \approx 0,9$ сек, отвечающим основному периоду колебаний внешней нагрузки на рабочем органе, возникающих вследствие периодичности входа и выхода ковшеи из грунта в процессе копания. Изменение напряжений в элементах стрелы после остановки ротора (точка II) характеризует процесс затухания свободных крутильных колебаний стрелы.

Вследствие сложности динамических систем роторных экскаваторов в процессе копания грунта часто возникают колебания элементов конструкций, в которых проявляются несколько частот.

На рис. 28 приведен ряд осциллограмм, характеризующих колебания и дополнительные динамические нагрузки, возникающие в элементах конструкции роторных экскаваторов и на рабочем органе в процессе копания грунта.

На большинстве кривых достаточно явно проявляются колебания двух-трех частот, а также влияние случайных факторов, возникающих при резании грунта и изменяющих периодичность изменения колебания нагрузок и напряжений в элементах конструкций.

Осциллограммы в целом указывают на сложность возникающих колебаний в отдельных элементах конструкции и привода и подтверждают необходимость детального исследования роторных экскаваторов как динамических систем. Эксперименты показывают, что по мере роста крепости разрабатываемых грунтов или пород при прочих неизменных параметрах машины динамические составляющие в усилиях резания и колебания элементов конструкции, как правило, увеличиваются.

При разработке неоднородных грунтов и пород с твердыми каменистыми включениями в виде крупных валунов и т. п., как и при работе одноковшовых экскаваторов, может произойти полное стопорение ротора при встрече такого препятствия или резкое снижение скорости его вращения, если препятствие не будет преодолено за счет кинетической энергии привода и элементов конструкции экскаватора. Стопорение рабочего органа в плоскости поворота может произойти также при случайном упоре в процессе поворота ротора в боковую стенку забоя.

В этих случаях, как и при стопорении рабочего органа одноковшовых экскаваторов [20], могут возникать значительные дополнительные динамические нагрузки в элементах конструкции роторных экскаваторов.

Процесс копания грунта роторными траншейными экскаваторами также характеризуется периодическим характером изменения внешней нагрузки на роторе при нормальной работе и возможными случаями стопорения рабочего органа при встрече

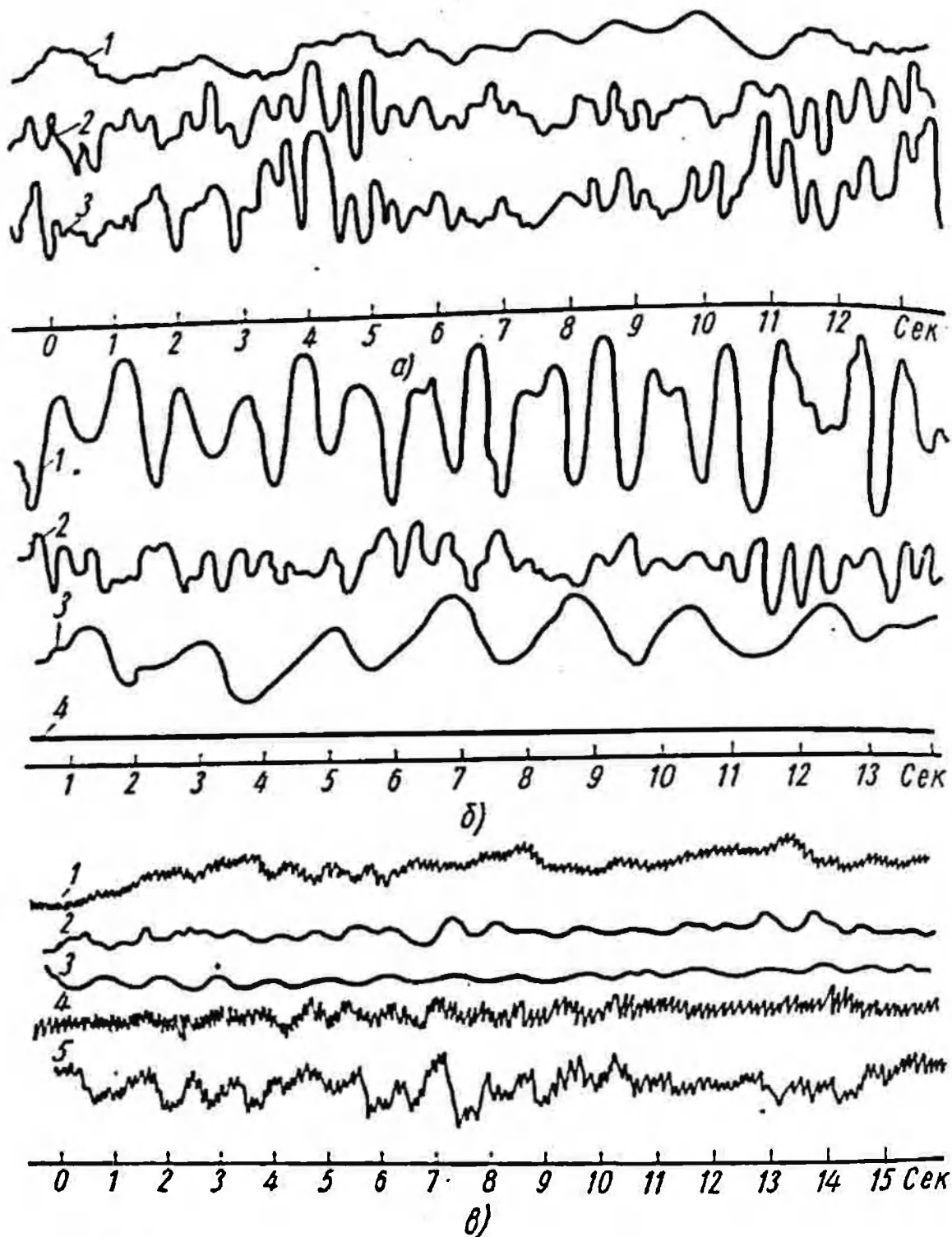


Рис. 28. Осциллограммы, характеризующие колебания элементов конструкции и усилия резания на рабочем органе при работе роторных экскаваторов:

а — ЭРГ-400 при разработке глинистых грунтов III—IV группы: 1 — напряжения у пята стрелы от изгиба в плоскости поворота; 2 — напряжения в канатах подвески роторной стрелы; 3 — крутящий момент на валу ротора; б — ЭРГ-1600 при разработке суглинков III группы: 1 — напряжения от изгиба в нижнем поясе стрелы; 2 — крутящий момент на валу ротора; 3 — напряжения в раскосе надстройки; 4 — нулевая линия крутящего момента; в — РЭ-1 при разработке бурых углей: 1 и 2 — ток двигателей привода ротора и поворота платформы; 3 — напряжение на генераторе привода поворота; 4 и 5 — напряжения в элементах роторной стрелы

с препятствиями в виде крупных валунов и других твердых включений.

Привод рабочего органа роторных траншейных экскаваторов часто осуществляется через механическую трансмиссию непосредственно от двигателя внутреннего сгорания, изменение

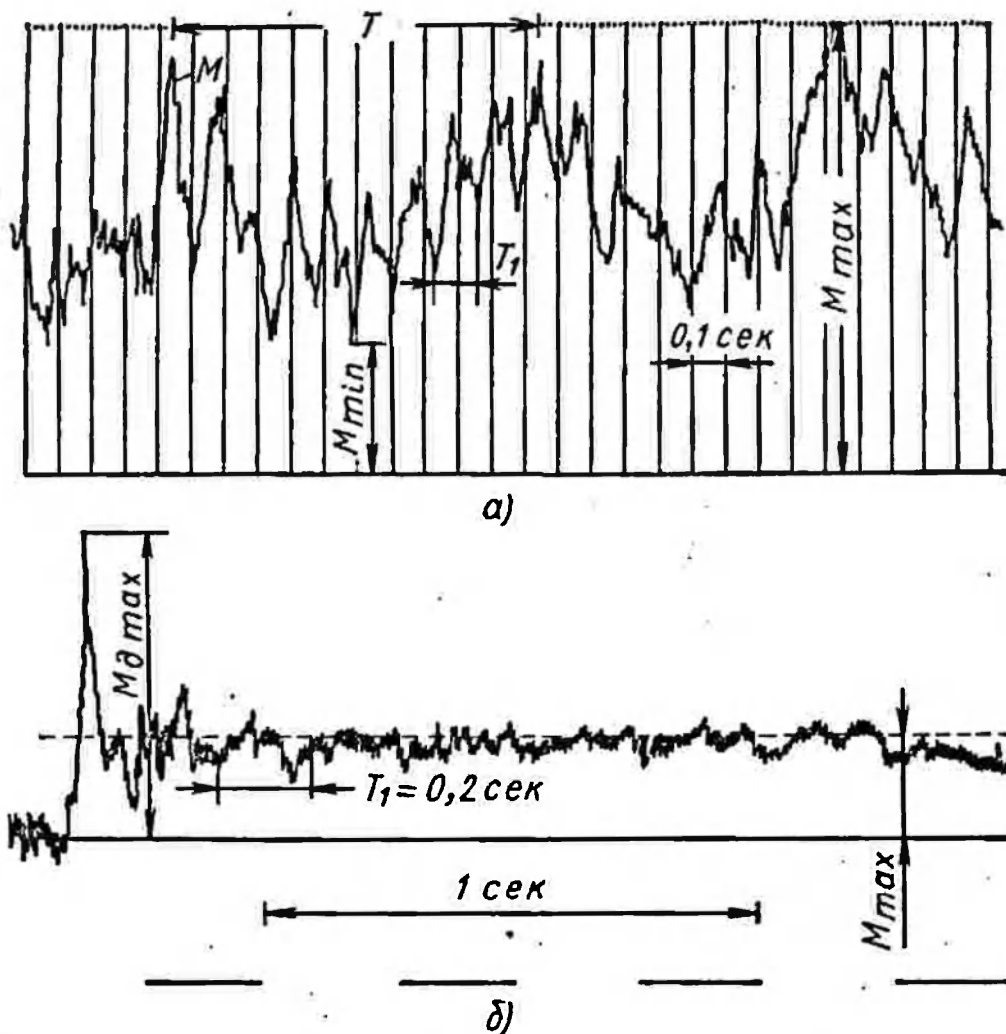


Рис. 29. Осциллограммы, характеризующие динамические нагрузки в трансмиссии привода траншейного роторного экскаватора ЭР-7А: а — процесс нормального копания; б — процесс стопорения рабочего органа

крутящего момента которого также носит периодический характер. Поэтому элементы конструкции этих машин также испытывают колебания нагрузки, и возможны случаи возникновения резонансных колебаний.

На рис. 29, а в качестве примера приведена осциллограмма, характеризующая колебательный характер изменения крутящего момента M в трансмиссии привода ротора траншейного экскаватора ЭР-7А при нормальной экскавации грунтов.

На рис. 29, б приведена осциллограмма, характеризующая возникающие при стопорении рабочего органа динамические нагрузки M_{0max} в сравнении с нагрузками, обеспечиваемыми

фрикционной муфтой предельного момента M_{\max} , установленной в трансмиссии привода экскаватора ЭР-7А (рис. 17). Процессы разгона роторного колеса обычно происходят вхолостую и существенных динамических нагрузок не вызывают. Процесс механического торможения роторного колеса в случаях выключения двигателя привода может вызывать в некоторых элементах привода и конструкции дополнительные динамические нагрузки, величину которых необходимо оценивать.

Кроме динамических нагрузок, возникающих в процессе копания грунта, в элементах конструкции роторных экскаваторов могут возникать также колебания и динамические нагрузки от работы транспортеров, в процессе передвижения машины, поворота платформы со стрелой и консолями, а также от действия ветра.

В отвалообразователях динамические нагрузки также могут возникать от работы транспортеров, в процессе передвижения, поворота и от действия ветра.

Характер возникающих при этом динамических нагрузок имеет много общего с роторными экскаваторами, и они могут быть рассмотрены совместно.

При работе транспортеров динамические нагрузки в элементах конструкции могут возникать как в процессе неустановившихся режимов при пуске привода и его торможении, так и при установившейся работе, — вследствие периодических воздействий от дебаланса и эксцентриситета роликоопор и приводных и натяжных барабанов, движения крупных комьев грунта или кусков породы при периодической расстановке роликоопор и от набегания и сбегающего грунтового потока. Существенными динамическими нагрузками могут оказаться в приводах транспортеров и в ленте.

На рис. 30 приведен ряд осциллограмм, характеризующих колебания и динамические нагрузки, возникающие при работе транспортеров отвалообразователей. Эти осциллограммы показывают, что наиболее существенные колебания и динамические нагрузки при работе транспортеров возникают при неустановившихся режимах пуска и торможения. При установившихся режимах работы транспортеров возникающие колебания в механизмах привода и элементах конструкций этой машины сравнительно невелики.

В процессе неустановившихся режимов разгона и торможения при повороте платформы экскаватора или отвалообразователя или соответственно при повороте отвальной и приемной консолей могут возникать большие динамические нагрузки в элементах конструкции и прежде всего в случае механического торможения. Могут возникать также иногда опасные колебания резонансного характера вследствие периодического изменения пускового момента двигателей поворота.

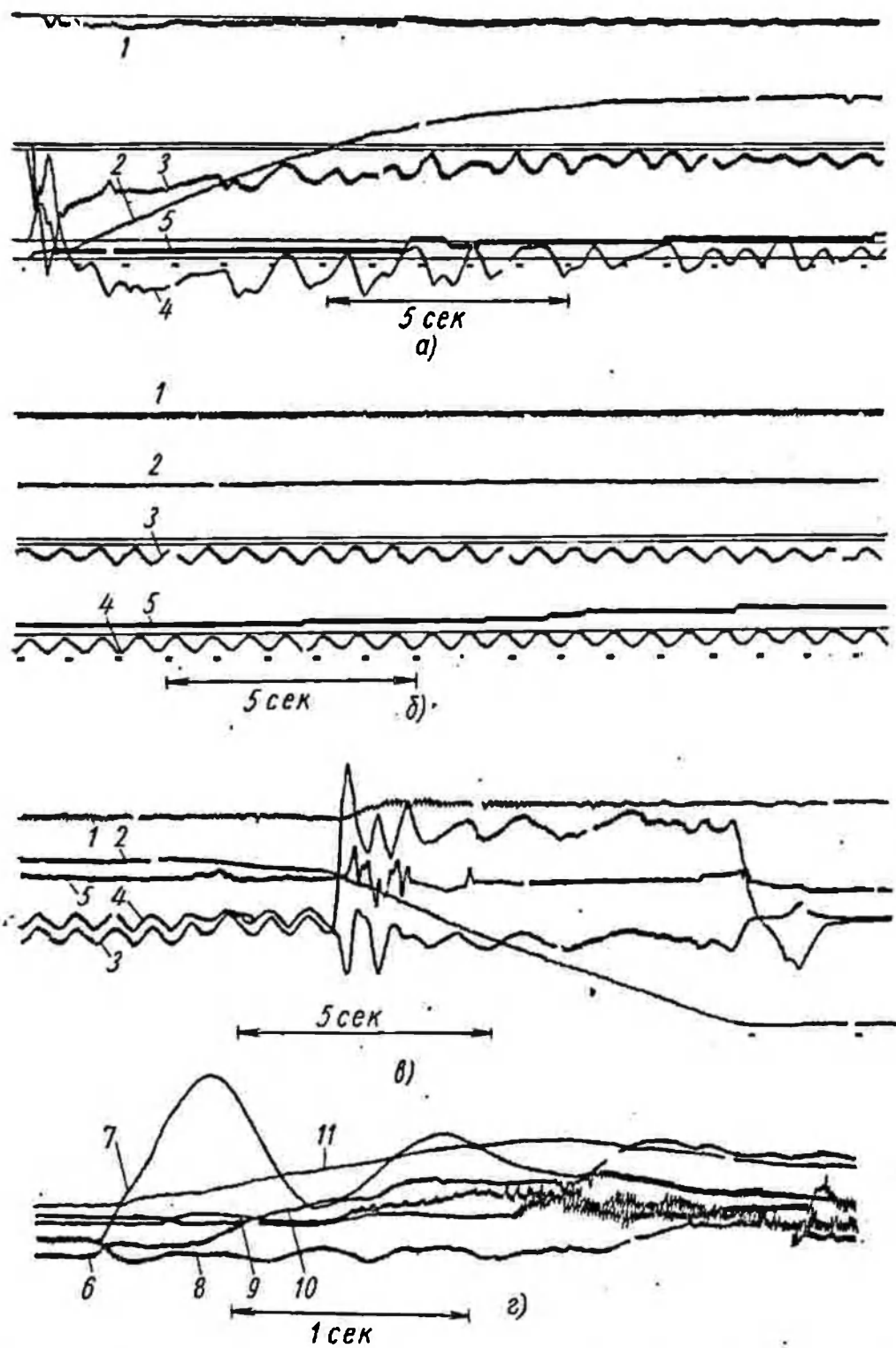


Рис. 30. Осциллограммы, характеризующие динамические нагрузки при работе отвального транспортера отвалообразователя ОШ-4500/180:

а — пуск транспортера без нагрузки; б — установившееся движение транспортера без нагрузки; в — торможение транспортера без нагрузки; г — нагрузки в различных местах ленты по длине (кривые 6, 7, 8, 9, 10 и 11) при пуске груженого транспортера; 1 — напряжения в верхней секции отвальной консоли; 2 — скорость вращения двигателя основного приводного барабана; 3 и 4 — крутящие моменты на валу приводного барабана; 5 — ход тележки натяжного устройства

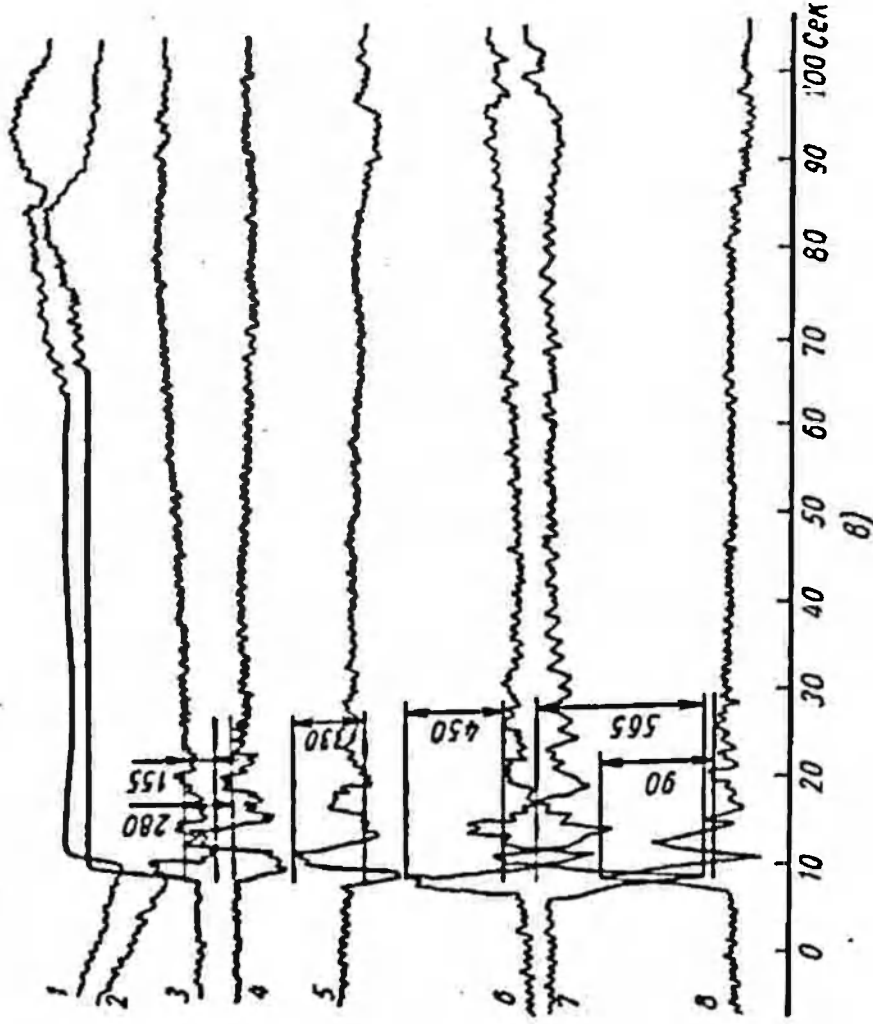
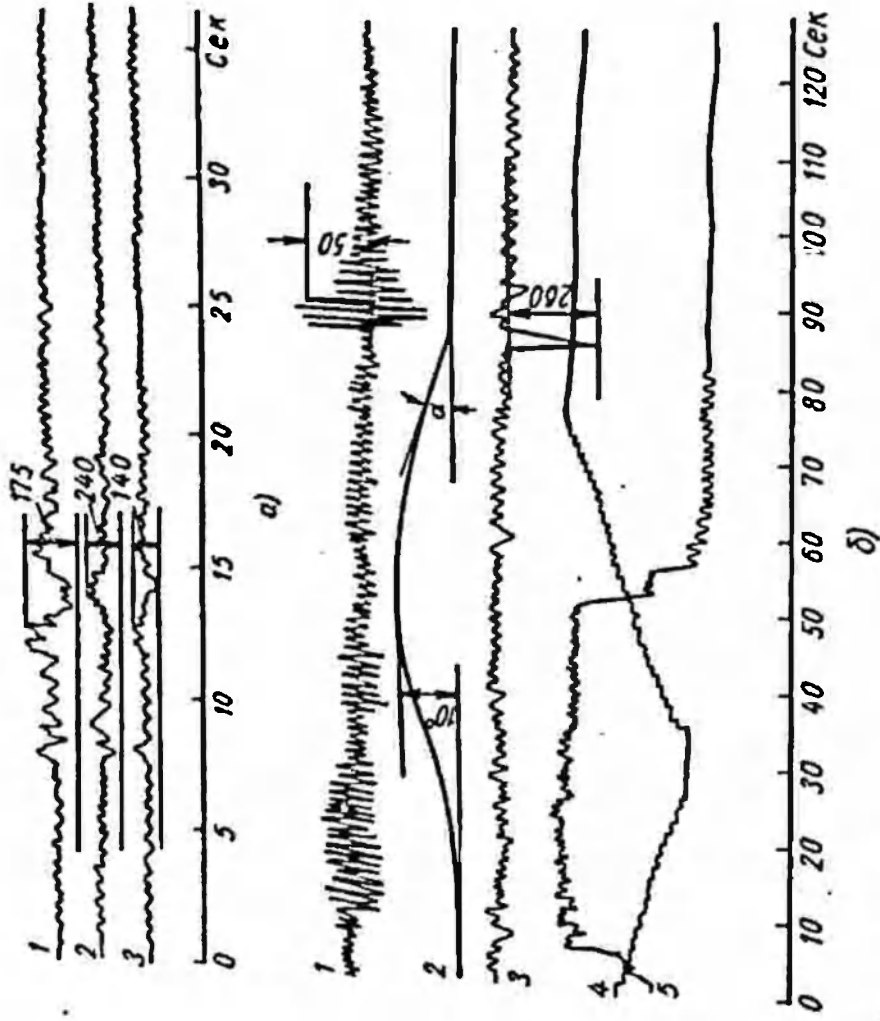


Рис. 31. Осциллограммы, характеризующие динамические нагрузки при повороте платформы отвалообразователей:

а) — ОШ-1500/105: 1, 2 и 3 — напряжения в трубах горизонтальной вантовой отвальной консоли; 2 — угол поворота платформы; 3 — напряжения в верхних поясах приемной консоли; 4 и 5 — ток якорной цепи и обмотки возбуждения двигателя привода поворота; 6 — ОШ-4500/180: 1 и 2 — напряжение и ток якорной цепи привода поворота; 3 — напряжения в ванте оттяжки главного пилона отвальной консоли; 4—8 — напряжения в квантах горизонтальной вантовой фермы у пяти стрелы. Указанные величины напряжения даны в кг/см^2 .

На рис. 31 приведен ряд осциллограмм, характеризующих динамические нагрузки в элементах конструкции отвалообразователя в процессе пуска, реверсирования и торможения механизма поворота платформы.

Осциллограмма на рис. 31, а характеризует изменение напряжений в элементах горизонтальной вантовой фермы отвальной консоли при реверсировании механизма поворота платформы. Осциллограмма на рис. 31, б характеризует процесс разгона, реверсирования и механического торможения (на 85-й секунде механизма поворота, когда появляются особенно значительные динамические нагрузки и колебания элементов конструкции (кривые 1 и 3)). Осциллограмма на рис. 31, в характеризует возникновение больших динамических нагрузок и колебаний (кривые 3—8) при механическом торможении поворотной платформы отвалообразователя ОШ-4500/180.

В процессе передвижения динамические нагрузки в элементах конструкции могут возникать в зависимости от типа ходового оборудования как при неустановившихся режимах разгона и торможения механизмов привода, так и в ряде случаев при установившемся движении. Так, например, при шагающем ходовом оборудовании динамические нагрузки в несущих элементах конструкции возникают в основном от импульсных внешних нагрузок, имеющих место при подъеме и посадке базы. В самом механизме привода хода значительные динамические нагрузки могут возникать также, например, в случае пуска механизма при отрыве примерзшей к грунту базы.

При рельсово-шагающем оборудовании динамические нагрузки в элементах конструкции и механизмах привода возникают как при разгоне и торможении механизмов, так и вследствие импульсов в процессе посадки машины на грунт.

При гусеничном ходовом оборудовании динамические нагрузки могут иметь место как в процессе неустановившихся режимов пуска и торможения механизмов передвижения, так и при установившемся движении вследствие периодического характера изменения тягового усилия и скорости движения, а также при передвижении по неровным площадкам.

На рис. 32 приведены осциллограммы динамических нагрузок в элементах конструкций отвалообразователей и роторных экскаваторов при передвижении. Рис. 32, а показывает, что колебания элементов конструкции и динамические нагрузки возникают при шагании в основном при посадке базы на грунт (на 23 и 51-й секундах). Рис. 32, б иллюстрирует характер динамических нагрузок и колебаний при передвижении машин на рельсово-шагающем ходу.

Скорость ветрового напора имеет переменный характер (рис. 33). Поэтому учет динамического воздействия ветровой нагрузки важен для мощных отвалообразователей и роторных

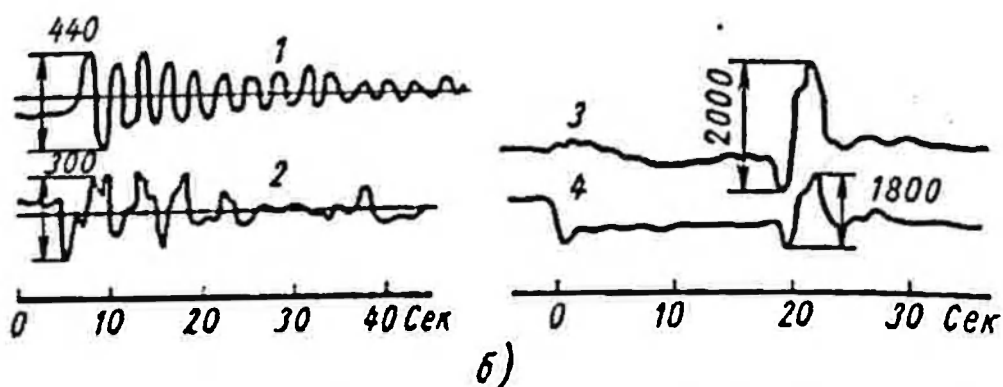
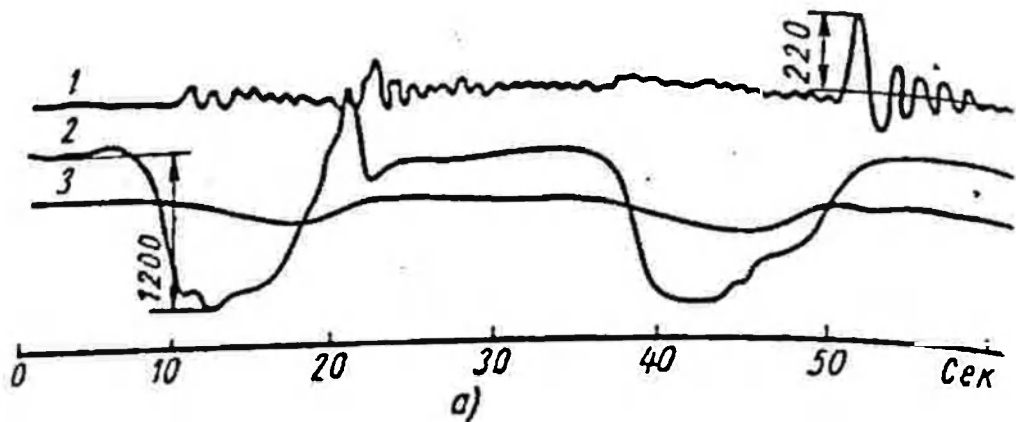


Рис. 32. Осциллограммы, характеризующие динамические нагрузки при передвижении:

а — шагающего отвалообразователя ОШ-4500/90: 1 — напряжения в элементе надстройки; 2 — напряжения кручения в тихоходном валу механизма шагания; 3 — угол наклона базы к горизонту в направлении шагания; б — отвалообразователя ОШ-4500/180 на рельсово-шагающем ходу: 1 — напряжения в элементах надстройки при подъеме лыж; 2 — напряжения в одном из канатов горизонтальной вантовой фермы отвальной консоли при торможении машины; 3 и 4 — напряжения в канатах механизма передвижения при торможении машины. Указанные величины напряжений даны в кг/см^2

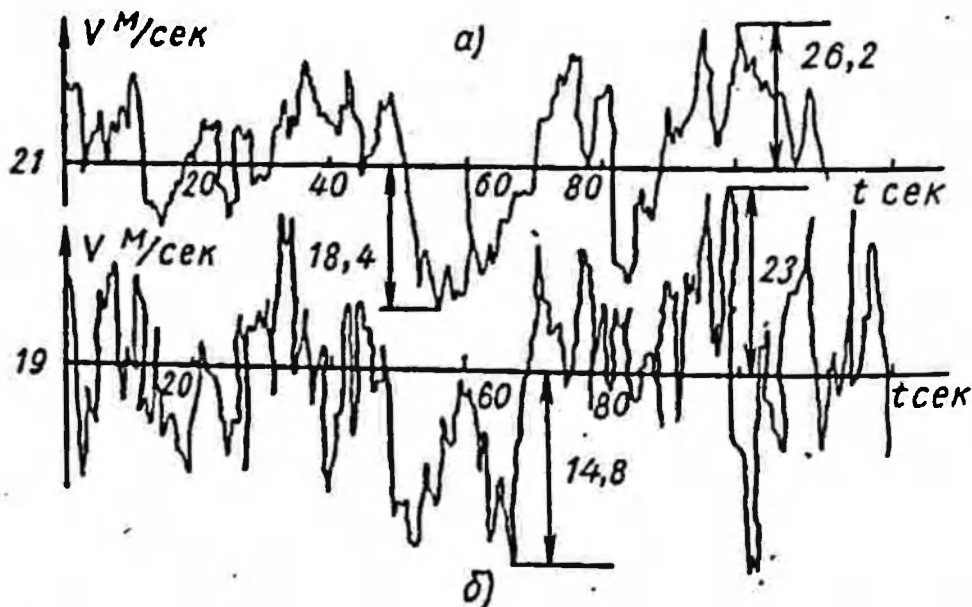


Рис. 33. Осциллограмма, характеризующая изменение ветровой нагрузки:

а — на высоте 15 м при средней скорости $V = 21$ м/сек; б — на высоте 6 м при средней скорости $V = 19$ м/сек

экскаваторов, имеющих большие размеры элементов конструкции и низкие частоты собственных колебаний.

Анализ работы роторных экскаваторов и отвалообразователей показывает, что нагрузки, испытываемые всеми узлами ковшовых экскаваторов, в узлах этих машин существенные динамические нагрузки могут иметь место не только в периоды неустановившихся движений основных механизмов привода, но и в процессе установившейся работы, вследствие, например, периодического изменения внешних нагрузок и возможности появления резонанса.

Конструктивные особенности роторных экскаваторов и отвалообразователей, которые имеют элементы, обладающие большими массами и значительной податливостью (канатные подвески, длинные стрелы, консоли, высокие надстройки и др.), а также особенности рабочих процессов, создающих внешние переменные нагрузки на элементы конструкции, заставляют определять динамические нагрузки в элементах этих машин, как в упругих динамических системах. Поэтому при анализе динамических нагрузок необходимо в первую очередь иметь данные, характеризующие машину как упругую динамическую систему, а также подробные данные по динамике внешних нагрузок, воздействующих на элементы конструкции.

Из всех видов внешних сопротивлений и нагрузок, обеспечиваемых приводом, наибольшую специфику для рассматриваемых машин представляют сопротивления грунта копанью и нагрузки, возникающие при работе транспортеров. Поэтому в данной главе анализу этих нагрузок уделяется наибольшее внимание.

§ 5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВНЕШНИХ НАГРУЗОК ПРИ КОПАНИИ ГРУНТА БЕЗ УЧЕТА КОЛЕБАНИЙ РОТОРА И ВАРИАЦИИ СИЛ РЕЗАНИЯ

Общее сопротивление грунта копанью в роторных экскаваторах складывается из сопротивлений, возникающих на отдельных ковшах, взаимодействующих с грунтом. У роторных поворотных экскаваторов, разрабатывающих грунт по схемам на рис. 26, суммарное сопротивление грунта копанью на любом из ковшей, взаимодействующих с грунтом, можно определить через три составляющие (рис. 34) как

$$R_{\kappa i} = \sqrt{R_{pi}^2 + R_{ni}^2 + R_{bi}^2}, \quad (\text{II-1})$$

где R_{pi} — касательная составляющая сопротивления грунта копанью в вертикальной плоскости;

R_{ni} — нормальная составляющая сопротивления грунта копанью в вертикальной плоскости;

R_{bi} — боковая составляющая сопротивления грунта копанью.

Для роторных траншейных экскаваторов общее сопротивление определяется величинами \bar{R}_{pi} и R_{ni} .

Основной составляющей, характеризующей сопротивление грунтов копанью, является R_{pi} , которая называется обычно сопротивлением грунта резанию и может определяться для любого положения ковша в забое как

$$R_{pi} = \Pi k_L, \quad (\text{II-2})$$

$$\bar{R}_{pi} = F k_F, \quad (\text{II-2}')$$

где l — длина части режущей кромки ковша, взаимодействующей с грунтом, равная полупериметру сечения стружки;

F — площадь срезаемой ковшем стружки;

k_L и k_F — коэффициенты сопротивления грунта копанию, обычно задаваемые в $кг/см$ или соответственно в $кг/см^2$.

Коэффициентами k_L и k_F учитываются в данном случае не только сопротивление грунта резанию, но и сопротивление, связанные с перемещением грунта в ковше и по обечайке роторного колеса.

Практическое определение осредненных величин нормальной R_{ni} и боковой R_{bi} составляющих сопротивления грунта копанию обычно производится исходя из величин касательной составляющей R_{pi} как

$$R_{ni} = \psi_n R_{pi}, \quad (II-3)$$

$$R_{bi} = \psi_b R_{pi}, \quad (II-3')$$

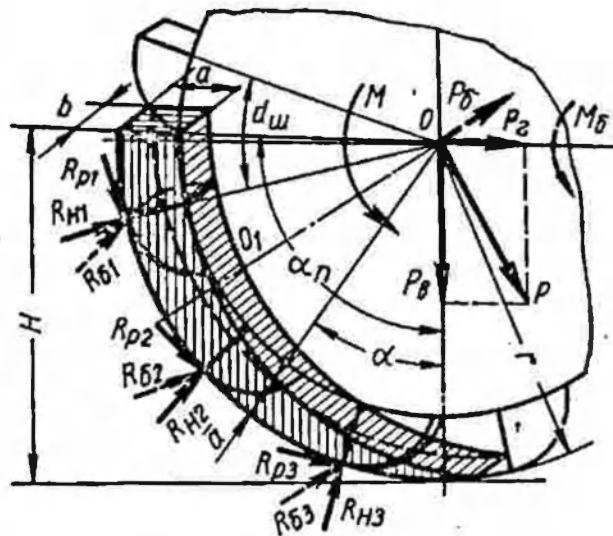


Рис. 34. Усилия, действующие на роторном колесе

где ψ_n и ψ_b — опытные коэффициенты, величины которых в основном зависят от физико-механических свойств разрабатываемых грунтов, конструктивных особенностей рабочего органа, соотношений параметров стружки $\frac{a}{b}$ и боковой и окруж-

ной скоростей резания $\frac{V_b}{V_o}$.

Значения ψ_n и ψ_b колеблются в широких пределах. В среднем при расчетах их значения можно рекомендовать принимать в пределах [6]; $\psi_n \approx 0,4 \div 0,8$ и $\psi_b \approx 0,25 \div 0,5$; при этом меньшие значения относятся к легким грунтам, I—II групп, а большие значения — к тяжелым грунтам, IV—V групп и крепким углям.

Для удобства построения зависимости R_{pi} от угла резания α (рис. 34) или от времени t (при постоянной скорости вращения ротора) целесообразно использовать формулу (II-2), поскольку, как показывают экспериментальные исследования [39, 6, 16], осредненная величина k_r остается практически постоянной на всей дуге резания.

Величина коэффициента k_L для машин различного класса различна, а осредненные значения k_F , по данным тех же исследований, изменяются незначительно; они зависят в основном от физико-механических свойств породы и конструкции рабочего органа. Поэтому целесообразно для использования коэффициента k_L при построении $R_{pt} = f(\alpha)$ найти его связь с коэффициентом k_F .

В соответствии с рис. 34 для заштрихованной стружки, исходя из равенства работ, затрачиваемых при срезании стружки грунта, можно записать:

$$k_L \int_0^{\alpha_n} \Pi d\alpha = k_F \int_0^{\alpha_n} F d\alpha,$$

где α_n — полный угол резания.

Выражая текущее значение толщины стружки \bar{a} через максимальное (рис. 34) как $\bar{a} = a \sin \alpha$, можно записать текущие значения для \bar{F} и Π в виде

$$\Pi = \frac{a \sin \alpha}{\sin \gamma} + b \approx a \sin \alpha + b, \quad (II-4)$$

$$F = ab \sin \alpha, \quad (II-4)$$

где a и b — максимальные толщина и ширина стружки;
 γ — угол наклона боковой режущей кромки к горизонту (см. рис. 42).

Исходя из этого будем иметь:

$$k_L = k_F \frac{ab(1 - \cos \alpha_n)}{\alpha_n b + a(1 - \cos \alpha_n)}. \quad (II-5)$$

Для расчетов часто удобнее иметь зависимость k_L от k_F , выраженную через производительность и основные параметры ротора. Для этого выразим соотношение размеров стружки $\frac{b}{a}$ и часовую объемную производительность ротора по разрыхленному грунту Q в виде

$$\frac{b}{a} = v = \text{const}, \quad (II-6)$$

$$Q = 60qnz, \quad (II-7)$$

где q — емкость ковша;
 n — число оборотов ротора в минуту;
 z — число ковшей на роторе.

При коэффициенте разрыхления грунта K_p из условия размещения стружки в ковше (рис. 34) можно записать:

$$abH = \frac{Q}{60nzK_p}, \quad (II-8)$$

где H — полная высота срезаемой стружки, выраженная через радиус ротора r , равна $r(1 - \cos \alpha_n)$.

Тогда из уравнений (II-6) и (II-8) будем иметь

$$b = \sqrt{\frac{Qv}{60nzK_p H}}, \quad (II-9)$$

$$a = \frac{1}{v} \sqrt{\frac{Qv}{60nzK_p H}}. \quad (II-9')$$

Подставляя полученные значения a и b в формулу (II-5) и имея в виду, что $H = r(1 - \cos \alpha_n)$, получим

$$k_L = \frac{k_F}{\alpha_n + \frac{1}{v}(1 - \cos \alpha_n)} \sqrt{\frac{Q(1 - \cos \alpha_n)}{60vnzrK_p}}. \quad (II-10)$$

При $\alpha_n = \frac{\pi}{2}$, как часто принимается в расчетах,

$$k_L = \frac{2k_F}{\pi + \frac{2}{v}} \sqrt{\frac{Q}{60n_z r K_p v}}. \quad (II-10')$$

Если принять из условия минимальной энергоемкости $v = \frac{2}{\pi}$, то

$$k_L = k_F \sqrt{\frac{Q}{120\pi n_z r K_p}}. \quad (II-10'')$$

Величину осредненного (без учета колебаний) момента на валу ротора от сопротивления грунта копанию $M_{ср}$ можно определить как

$$M_{ср} = P_{ср} r, \quad (II-11)$$

где $P_{ср}$ — осредненное касательное сопротивление грунта копанию на роторе.

Исходя из равенства работ, можно записать, что

$$R_{ср} \int_0^{\alpha_n} d\alpha = k_L \int_0^{\alpha_n} (a \sin \alpha + b) d\alpha,$$

где $R_{ср}$ — среднее значение касательной составляющей сопротивления грунта копанию за время взаимодействия одного ковша с грунтом.

Исходя из этого и учитывая соотношение (5), получим

$$R_{ср} = \frac{k_F a b (1 - \cos \alpha_n)}{\alpha_n}.$$

Тогда среднее касательное сопротивление грунта на одном ковше за один оборот ротора будет составлять

$$R_{cp} = \frac{k_F ab (1 - \cos \alpha_n)}{2\pi}$$

Соответственно величина P_{cp} определится как

$$P_{cp} = \frac{k_F ab (1 - \cos \alpha_n) z}{2\pi}$$

Подставив сюда, исходя из формулы (II-8), значение

$$ab = \frac{Q}{60n_z r K_p (1 - \cos \alpha_n)}$$

будем иметь

$$P_{cp} = k_F \frac{Q}{120.2\pi r K_p};$$

$$M_{cp} = \frac{k_F Q}{120.2\pi r K_p} \quad (II-12)$$

При подстановке значений k_F в кг/см² и Q в м³/ч формула (II-12) будет иметь вид

$$M_{cp} = \frac{k_F Q}{120.2\pi r K_p} \text{ (тм)}. \quad (II-12)$$

При тех же размерностях k_F и Q средняя мощность, затрачиваемая на копанье грунта, на валу ротора может быть записана как

$$N_{cp} = \frac{Q k_F}{36.7 K_p} \text{ (квт)}. \quad (II-13)$$

Определение расчетных усилий на оси ротора от сопротивления грунта копанью

Для динамического расчета элементов конструкции роторного экскаватора внешние сопротивления от копанья грунта можно заменить обобщенными нагрузками, приложенными к оси ротора (рис. 34): моментом M и силой P , действующими в плоскости ротора, обобщенной силой P_0 от боковых усилий копанья и моментом M_0 , закручивающим стрелу.

Для расчетов силу P целесообразно представлять в виде вертикальной и горизонтальной составляющих P_0 и P_2 , так как P_0 является основной силой, возбуждающей колебания конструкции в вертикальной плоскости.

Для динамического расчета элементов конструкции необходимо в первую очередь выявить характер изменения момента M на валу ротора от сопротивлений грунта копанью в функции угла поворота ротора α и времени поворота t .

Согласно зависимостям (II-2) и (II-4) момент от касательного сопротивления грунта копанию на любом ковше \bar{K}_{pi} относительно оси ротора O (рис. 34) запишем в виде

$$M_i = rk_L(a \sin \alpha + b), \quad (II-14)$$

где r — радиус ротора по режущей кромке ковша.

В первом приближении можно считать, что при входе ковша в забой в процессе работы вертикальной стружкой момент на валу ротора скачком увеличивается на величину $M_1 = rk_L b$, а выход ковша из забоя соответственно сопровождается уменьшением

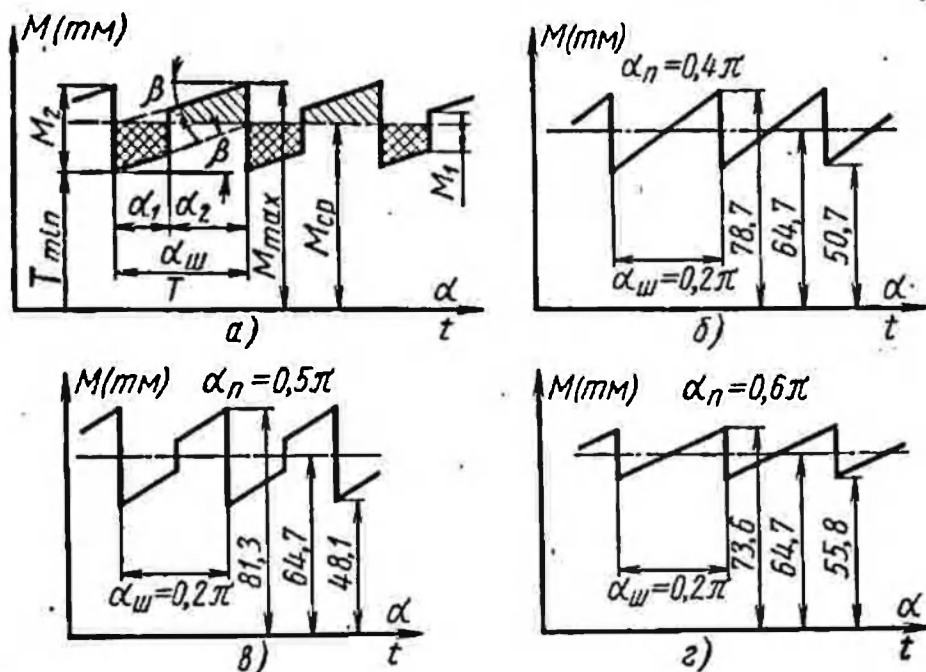


Рис. 35. Изменение расчетного момента сопротивления копанию на валу ротора:

a — в общем случае; b, z, g — для роторного экскаватора ЭРГ-1600 соответственно при $\alpha_n = 0,4 \pi$; $\alpha_n = 0,5 \pi$ и $\alpha_n = 0,6 \pi$

суммарного момента на валу ротора от сопротивления копанию на величину $M_2 = rk_L(a \sin \alpha_n + b)$.

Если не учитывать изменения сопротивления копанию за счет сколов грунта, изменения его механических свойств по длине стружки и некоторых других факторов, приводящих к вариации сил сопротивления копанию, и предположить, что в период времени от входа ковша в грунт до его выхода момент сопротивления на валу M_i изменяется равномерно, то график изменения суммарного момента на валу ротора $M(\alpha)$ от сопротивлений копанию на всех ковшах можно построить в следующей последовательности (рис. 35, a).

По формуле (II-12) определяется осредненная величина момента сопротивления копанию $M_{ср}$.

Определив величины скачков момента M_1 и M_2 , необходимо вычислить далее углы α_1 и α_2 , отвечающие работе ротора

соответственно с меньшим и большим количеством ковшей в забое. Величины этих углов определяются в соответствии с рис. 34 как

$$\alpha_1 = (m + 1) \alpha_{ш} - \alpha_n; \quad (II-15)$$

$$\alpha_2 = \alpha_n - m \alpha_{ш}, \quad (II-15')$$

где $\alpha_{ш}$ — угловой шаг ковшей; m равно целой части отношения $\frac{\alpha_n}{\alpha_{ш}}$.

Если обозначить среднее число ковшей, одновременно взаимодействующих с грунтом, как $j = \frac{\alpha_n}{\alpha_{ш}} = \frac{\alpha_{ш} z}{2\pi}$, то можно записать,

что $\frac{\alpha_1}{\alpha_{ш}} = (m + 1) - j$ и $\frac{\alpha_2}{\alpha_{ш}} = j - m$, т. е. излишек в j от цело-

го числа m будет составлять долю α_2 в $\alpha_{ш}$, а недостаток до следующего целого числа $(m + 1)$ будет составлять долю α_1 в $\alpha_{ш}$.

В реальных конструкциях роторов, при $z = 6 \div 14$ и углах $\alpha_n = (0,4 \div 0,6)\pi$, j изменяется от 1,2 до 4,2 и соответственно число одновременно взаимодействующих с грунтом ковшей будет изменяться от 1—2 до 4—5. При этом большее число ковшей $(m + 1)$ участвует в копании в течение угла α_2 , а меньшее число ковшей m в течение угла α_1 попеременно.

Величина угла β (рис. 35, а), необходимая для построения $M(\alpha)$, определяется как $\text{tg } \beta = \frac{M_2 - M_1}{\alpha_{ш}}$.

Величины M_{\max} и M_{\min} определяются в общем виде, исходя из условия равенства заштрихованных площадей, находящихся сверху и снизу от M_{cp} :

$$M_{\max} = M_{cp} + \frac{M_2}{2} - M_1 [j - (m + 0,5)]; \quad (II-16)$$

$$M_{\min} = M_{cp} - \frac{M_2}{2} - M_1 [j - (m + 0,5)]. \quad (II-17)$$

При целом числе ковшей, постоянно взаимодействующих с грунтом, т. е. когда $j = \frac{\alpha_n}{\alpha_{ш}} = m$, будем иметь

$$M_{\max} = M_{cp} + \frac{M_2 - M_1}{2}; \quad (II-16')$$

$$M_{\min} = M_{cp} - \frac{M_2 - M_1}{2}. \quad (II-17')$$

Следует иметь в виду, что при постоянной скорости вращения ротора построенный график $M = f(\alpha)$ одновременно является графиком изменения момента в функции времени $M = f(t)$.

В качестве примера рассмотрим построение $M(\alpha)$ и $M(t)$. Рассмотрим работу в грунтах с $k_F = 3 \text{ кг/см}^2$ при $K_p = 1,25 \text{ ро}$.

торного экскаватора ЭРГ-1600 при производительности $Q = 3750 \text{ м}^3/\text{ч}$, числе оборотов ротора $n = 3,7 \text{ об/мин}$. По формулам (II-9), (II-9'), (II-10) и (II-12') определяем величины k_L , a , b и M_{cp} , а затем величины скачков M_1 и M_2 для углов $\alpha_n = 0,4\pi$; $0,5\pi$; $0,6\pi$, когда взаимодействует с грунтом среднее количество ковшей, соответственно равное 2; 2,5 и 3. Данные расчетов сведены в табл. 1 и представлены на графиках (рис. 35, б, в, г).

Таблица 1

Результаты расчетов момента M для экскаватора ЭРГ-1600 при $k_T = 3 \text{ кг/см}^2$

α_n в рад	M_{cp} в тм	a в см	b в см	k_L в кг/см	M_1 в тм	M_2 в тм
0,4 π	64,7	79,6	43,6	65,5	16,1	44,1
0,5 π	64,7	61,4	38,9	58,5	12,9	33,25
0,6 π	64,7	51,8	35,6	53,5	10,74	25,6

Более точные суммарные графики $M = f(\alpha)$ и $M = f(t)$ можно получить путем построения кривых $M_i(\alpha)$ для отдельного ковша по формуле (II-14) и последующего суммирования моментов от всех ковшей, находящихся в забое. Однако практика показывает, что этот путь более трудоемок, а получающиеся графики $M(\alpha)$ очень незначительно отличаются от рассчитанных изложенным выше способом.

Определение величин и построение зависимостей для силы $P(\alpha)$ или вертикальной $P_v(\alpha)$ и горизонтальной $P_z(\alpha)$ ее составляющих можно выполнить по той же схеме, что и для момента. Вертикальная P_v и горизонтальная P_z составляющие силы P , в свою очередь, могут быть представлены в виде суммы сил:

$$P_v = P'_v + P''_v; \quad (II-18)$$

$$P_z = P'_z + P''_z, \quad (II-19)$$

где P'_v и P'_z — составляющие от касательных сил R_{pi} ;

P''_v и P''_z — составляющие от нормальных сил R_{ni} .

Следуя изложенной методике построения $M(\alpha)$, получаем, например, следующие зависимости, необходимые для построения $P'_v(\alpha)$:

$$P'_{v, cp} = \frac{k_L}{\alpha_{ш}} \left[a \frac{2\alpha_n - \sin 2\alpha_n}{4} + b(1 - \cos \alpha_n) \right]; \quad (II-20)$$

$$P'_{v, \max} - P'_{v, \min} = k_L [a \sin \alpha_n + b] \sin \alpha_n; \quad (II-21)$$

$$P'_{v, \min} = k_L \left[b \sum_{j=1}^m \sin(\alpha_n - j\alpha_{ш}) + a \sum_{j=1}^m \sin^2(\alpha_n - j\alpha_{ш}) \right]. \quad (II-22)$$

Исходя из этих условий, изменение P'_z от $P'_{z \min}$ до $P'_{z \max}$ может быть выражено параболической зависимостью типа

$$P'_z = A \left(\frac{\alpha}{\alpha_{ш}} \right)^2 + B \frac{\alpha}{\alpha_{ш}} + C, \quad (II-23)$$

где коэффициенты A , B и C определяются из условий (II-20) — (II-23) как

$$A = 3(P'_{z \max} - P'_{z \min} - 2P'_{z \text{ср}});$$

$$B = 2(3P'_{z \text{ср}} - P'_{z \max} - 2P'_{z \min});$$

$$C = P'_{z \min}.$$

В качестве примера на рис. 36 пунктирными линиями даны графики изменения вертикальной составляющей P'_z для экскаватора ЭРГ-1600, построенные по формулам (II-20) — (II-23) для

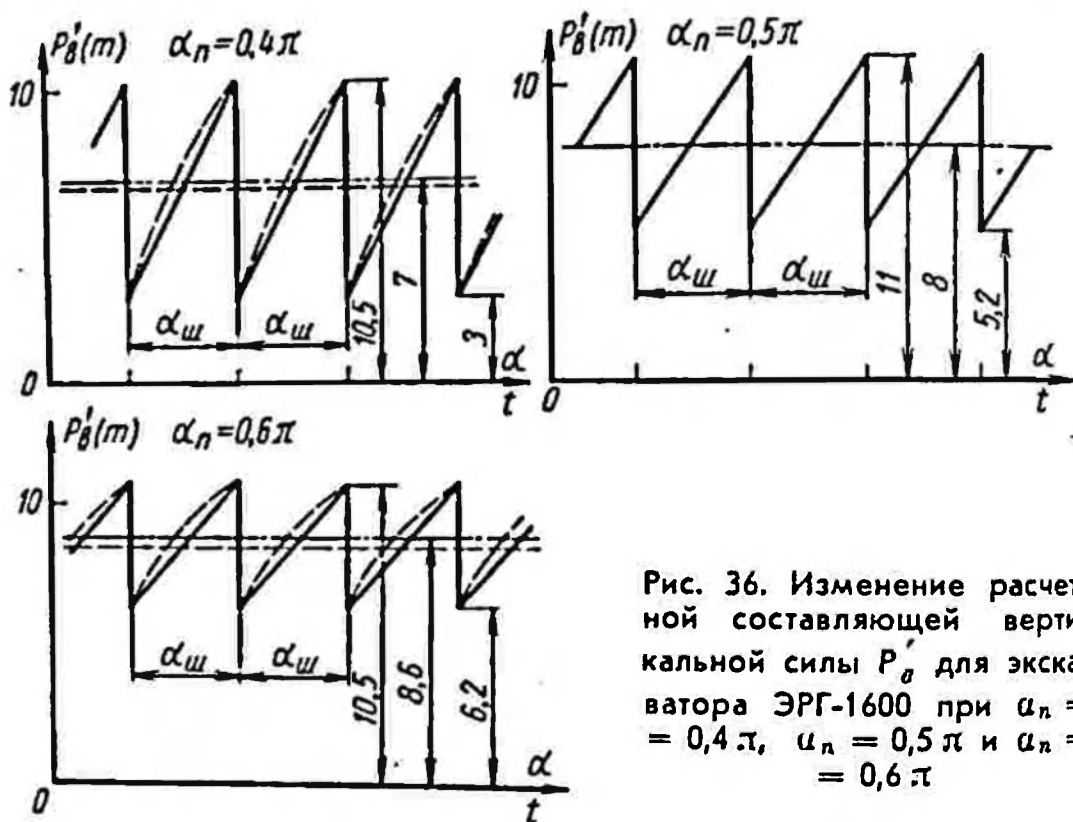


Рис. 36. Изменение расчетной составляющей вертикальной силы P'_z для экскаватора ЭРГ-1600 при $\alpha_n = 0,4\pi$, $\alpha_n = 0,5\pi$ и $\alpha_n = 0,6\pi$

того же расчетного случая, для которого были построены графики $M(\alpha)$, приведенные в табл. 1 и на рис. 35, б, в, г. Сплошными линиями дано упрощенное представление изменения P'_z .

Таким же образом можно получить основные зависимости, необходимые для построения $P'_z(\alpha)$. Так, величина $P'_{z \text{ср}}$ определится зависимостью

$$P'_{z \text{ср}} = \frac{k_L}{\alpha_{ш}} \left[a \frac{1 - \cos 2\alpha_n}{4} + b \sin \alpha_n \right]. \quad (II-24)$$

Вход ковша в забой соответствует скачкообразному увеличению P'_2 на величину $P'_{21} = k_L b$. Выход ковша из забоя соответствует скачкообразному уменьшению P'_2 на величину,

$$P'_{22} = k_L \left[\frac{1}{2} a \sin 2\alpha_n + b \cos \alpha_n \right],$$

следовательно, построение $P'_2(\alpha)$ можно выполнить подобно графику $M(\alpha)$ с использованием для отыскания величин $P'_{2 \min}$ и $P'_{2 \max}$ формул, аналогичных формулам (II-16) и (II-17).

На рис. 37 в качестве примера приведены графики изменения горизонтальной составляющей P'_2 для экскаватора ЭРГ-1600,

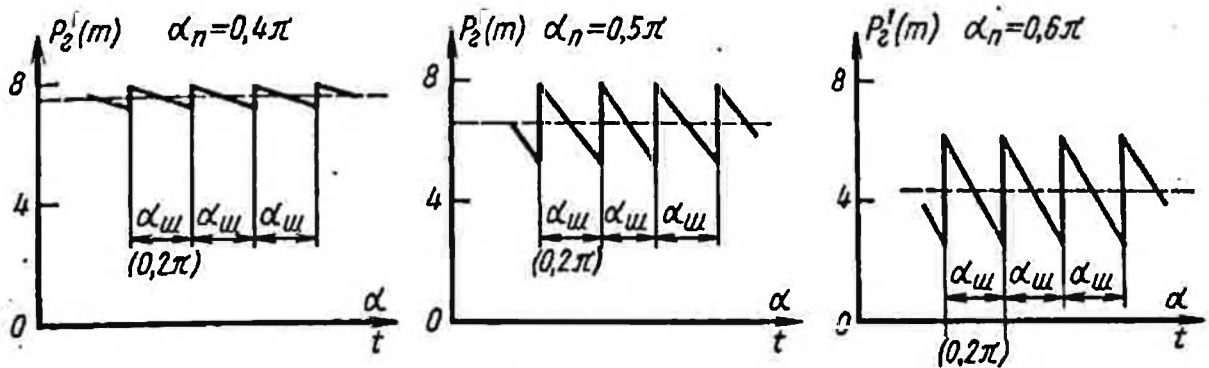


Рис. 37. Изменение расчетной составляющей горизонтальной силы P'_2 для экскаватора ЭРГ-1600 при $\alpha_n = 0,4\pi$; $\alpha_n = 0,5\pi$ и $\alpha_n = 0,6\pi$

построенные для того же случая, для которого строились графики $M(\alpha)$ и $P'_0(\alpha)$ (см. рис. 35 и 36). Сравнивая графики, видим, что $P'_2(\alpha)$ отличается от $P'_0(\alpha)$ тем, что возрастание P'_2 происходит сначала скачком с последующим плавным падением, а изменение $P'_0(\alpha)$ — наоборот.

В ряде случаев при построении $P'_2(\alpha)$ на участке плавного падения возможны промежуточные скачки с возрастанием (при $\alpha_n > \frac{\pi}{2}$) или уменьшением (при $\alpha_n < \frac{\pi}{2}$) усилия, связанные с выходом ковшей из забоя. Отсутствие промежуточных скачков в приведенном случае объясняется тем, что при $\alpha_n = 0,4\pi$ и $\alpha_n = 0,6\pi$ они совпали со скачком входа ковша в забой, а при $\alpha_n = 0,5\pi$ скачок, связанный с выходом ковша, обращается в нуль.

Рассмотрим изменение составляющих P''_0 и P''_2 , возникающих от нормальных составляющих сопротивления грунта копанию R_{ni} .

В соответствии с формулой (II-3) нормальная составляющая \bar{R}_{ni} на любом из ковшей, взаимодействующих с грунтом, определится как

$$R_{ni} = \psi_n k_L (b + a \sin \alpha) \cos \alpha. \quad (\text{II-25})$$

Так как $R_{нi} \perp R_{pi}$, то P'_2 функционально не будет отличаться от P'_2 , и график для $P'_2(\alpha)$ будет тем же, что и для P'_2 (рис. 37), при условии его умножения на коэффициент ψ_n . Исходя из этого в соответствии с формулой (II-18) можно построить график для полной вертикальной силы P_o . Так например, для случая совпадения входа в грунт ковшей с выходом из грунта значение суммарного скачка усилия будет определяться по формуле

$$P_{o\max} - P_{o\min} = (P'_{o\max} - P'_{o\min}) - \psi_n (P'_{2\max} - P'_{2\min}). \quad (\text{II-26})$$

Расчеты показывают, что учет влияния $\bar{R}_{нi}$ на P_o не вносит существенных поправок в значения P_o , полученные исходя из учета только составляющих R_{pi} . Поэтому график на рис. 36, характеризующий $P'_2(\alpha)$, практически может характеризовать и $P_o(\alpha)$.

Зависимость для определения $P'_2(\alpha)$ определится из формулы (II-25), учитывая, что функционально $P'_2(\alpha)$ не отличается от $P'_2(\alpha)$. Здесь, следует учитывать, что роль P'_2 в полном усилии P_o большая, поэтому построение $P_o(\alpha)$ должно быть выполнено исходя из формулы (II-19), путем сложения $P'_2(\alpha)$ и $P'_2(\alpha)$.

Определение величин и построение зависимостей для боковой силы $P_o(\alpha)$ и бокового момента $M_o(\alpha)$ может быть проведено путем суммирования отдельных составляющих боковых усилий R_{oi} на ковшах, взаимодействующих с грунтом, и соответственно суммирования боковых моментов от этих сил, взятых относительно продольной оси приведения. Графики изменения $P_o(\alpha)$ и $M_o(\alpha)$ идентичны приведенным на рис. 35 и 36.

Отметим, что все изложенное выше может быть перенесено и на работу экскаватора горизонтальной стружкой. Следует учесть, что, например, скачки моментов в зависимости $M(\alpha)$ поменяются местами и M_2 будет отвечать возрастанию момента, а M_1 — его уменьшению. Также изменится и соотношение усилий P_o и P_2 . Изложенная методика определения $M(\alpha)$, $P_o(\alpha)$ и $P_2(\alpha)$ применима и для траншейных роторных экскаваторов.

Кроме нагрузок от сил сопротивления копанью на роторное колесо воздействуют также переменные нагрузки, связанные с подъемом отделяемого от массива грунта на выгрузку и вызываемые инерцией грунта при вовлечении его в движение вместе с ковшами и центробежными силами инерции грунта в ковшах.

Вертикальная нагрузка на роторное колесо от подъема грунта определяется из следующих соображений.

Бес грунта в ковше при $\alpha < \alpha_n$ (рис. 34) определится по следующей формуле:

$$Q_i = \gamma a b r (i - \cos \alpha), \quad (\text{II-27})$$

где γ — объемный вес грунта;

при $\alpha_n < \alpha < \left(\pi - \frac{\alpha_p}{2}\right)$, где α_p — угол разгрузки ковшей,

$$Q_{\text{max}} = \gamma ab r (1 - \cos \alpha_n) = \text{const.}$$

В процессе разгрузки при $\left(\pi - \frac{\alpha_p}{2}\right) < \alpha < \left(\pi - \frac{\alpha_p}{2} + \alpha_{\text{ш}}\right)$ величина Q изменяется от Q_{max} до 0.

Суммирование величин Q_i по всем ковшам дает полную вертикальную силу P_Q на роторе от подъема грунта.

Исходя из величин Q_i для каждого ковша с грунтом и длины их плеч относительно оси вращения ротора определяется суммарный момент M_n на валу привода ротора от подъема грунта всеми ковшами.

Периодичность изменения нагрузок M_n и P_Q от подъема грунта та же, что и для нагрузок от копания грунта M и P_g , т. е.

$$T = \frac{60}{zn}.$$

Анализ M_n и P_Q за один оборот ротора показывает, что они носят статический характер и их величины по отношению к соответствующим нагрузкам M и P_g при разработке достаточно прочных грунтов сравнительно невелики.

Нагрузки на роторное колесо от сил инерции при вовлечении грунта в движение определим из предположения о мгновенном нарастании скорости срезаемой стружки. Тогда касательная сила инерции на одном ковше определится по теории удара струи [45] как

$$P_{ul} = \frac{\gamma}{g} ab \sin \alpha V^2. \quad (\text{II-28})$$

Момент на валу ротора от касательной силы инерции на одном ковше будет

$$M_{ul} = \frac{\gamma}{g} ab r \sin \alpha V^2. \quad (\text{II-29})$$

В формулах (II-28) и (II-29) V — скорость резания грунта в вертикальной плоскости, равная $\frac{\pi nr}{30}$; $g = 9,8 \text{ м/сек}^2$.

Центробежная сила инерции P_{ci} массы грунта, находящегося в ковше, на угле резания $\alpha < \alpha_n$ может быть определена по формуле

$$P_{ci} = \frac{\gamma ab (1 - \cos \alpha) V^2}{g}.$$

Центробежные силы инерции от грунта в ковшах при угле $\alpha > \alpha_n$ определяются из предположения, что все ковши на угле $\alpha_n < \alpha < \pi - \frac{\alpha_p}{2}$ заполнены грунтом полностью. Центробежные

силы инерции направлены перпендикулярно траектории резания, поэтому момента относительно оси вращения ротора они не создают.

Расчеты показывают, что нагрузки от инерции грунта для переменных скоростей резания сравнительно невелики и не влияют существенно на характер изменения основных нагрузок на роторе. В целом характер изменения расчетных нагрузок, действующих на вал ротора в процессе копания, определяется в основном изменением нагрузок от сопротивления грунта копанью (рис 35—37).

В общем виде график изменения суммарных внешних нагрузок на роторе в процессе копания в функции угла поворота α

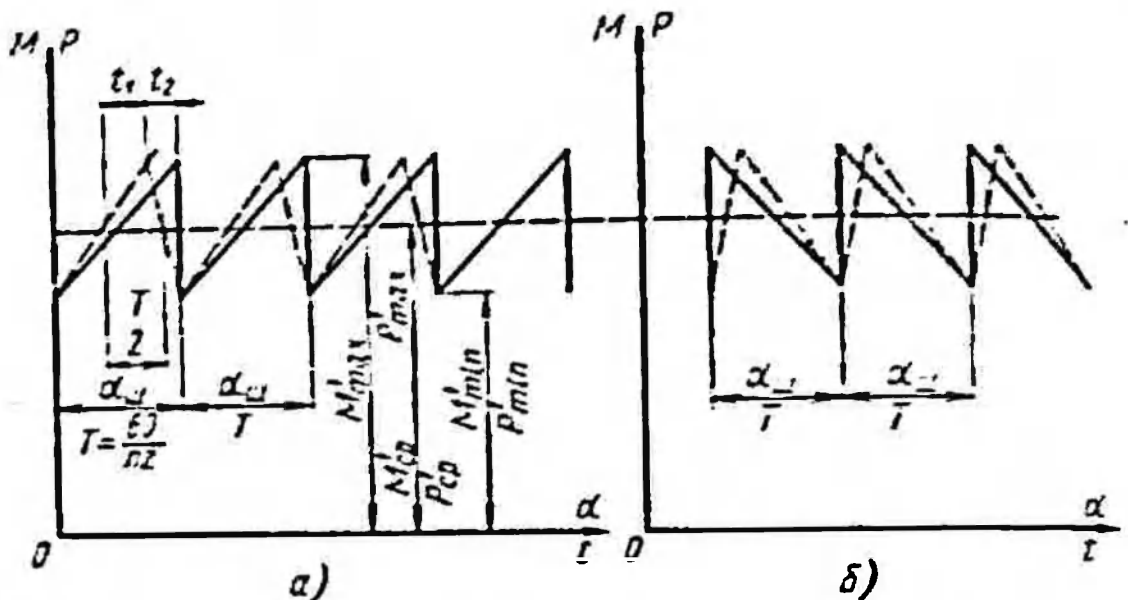


Рис 33. Приближенный характер изменения внешних нагрузок на валу ротора: а — при работе вертикальными стружками; б — при работе горизонтальными стружками

или времени t можно представить в первом приближении в виде пилообразных кривых (рис. 38, а, б). Пунктирные кривые на этих графиках учитывают возможное отклонение максимумов момента или сил от расчетного положения за счет наблюдающихся сколов верхней части грунта при выходе ковша из забоя; при этом на 10—20% будет снижаться и общий размах колебаний M и P . Угол скола грунта и соответствующее время t_2 , характеризующие отклонение максимума усилий от расчетного положения, зависят от физико-механических свойств разрабатываемых грунтов, конструкции режущего периметра и размеров снимаемой стружки.

Чаще всего угол $\alpha_{ср}$ колеблется в пределах от 5 до 15°, и соответственно время t_2 колеблется примерно в пределах $t_2 \approx (0,1 \div 0,4)T$.

Динамичность внешних нагрузок на роторе в процессе копания характеризуется коэффициентами динамичности, которые в соответствии с рис. 38 можно выразить:

для момента

$$K_{d.m} = \frac{2M'_{\max}}{M'_{\max} + M'_{\min}}; \quad (\text{II-30})$$

для сил

$$K_{d.p} = \frac{2P'_{\max}}{P'_{\max} + P'_{\min}}, \quad (\text{II-30}')$$

где M'_{\max} , M'_{\min} , P'_{\max} , P'_{\min} — суммарные максимальные и минимальные моменты и силы, действующие на ротор от сопротивления грунта копанью, подъему и от инерционных сил. Если не учитывать по малости динамичность периодического изменения нагрузок от подъема грунта и сил инерции, то коэффициенты динамичности для суммарных внешних нагрузок на ротор можно определить в первом приближении по следующим формулам:

для суммарного момента

$$K_{d.m} = \frac{M_{\max} + M_n + M_u}{\left(\frac{M_{\max} + M_{\min}}{2}\right) + M_n + M_u}; \quad (\text{II-31})$$

для суммарной вертикальной силы

$$K_{d.p} = \frac{P_{s \max} + P_Q + P_u}{\left(\frac{P_{s \max} + P_{s \min}}{2}\right) + P_Q + P_u}; \quad (\text{II-31}')$$

Если не учитывать влияния инерционных сил, то из приведенных формул видно, что коэффициенты динамичности внешних нагрузок на роторе будут увеличиваться по мере увеличения сопротивления грунтов копанью и соответственно уменьшения доли нагрузок от веса грунта в суммарных нагрузках.

Коэффициенты динамичности внешних нагрузок при равных грунтовых условиях увеличиваются также по мере уменьшения суммарного количества ковшей, одновременно копающих грунт. Расчеты и результаты экспериментальных исследований показывают, что коэффициенты динамичности внешних нагрузок могут колебаться в пределах от 1,1—1,2 при разработке легких грунтов до 1,5—1,9 при разработке тяжелых пород, углей и мерзлых грунтов.

Для роторных экскаваторов, предназначенных для разработки тяжелых и мерзлых грунтов, влияние нагрузок от веса грунта и от сил инерции на коэффициенты динамичности становится незначительным, и в сторону безопасности для расчетов последние могут определяться только исходя из условий, определяемых

сопротивлениями грунта копанью. В этих случаях, например, формулы (II-31) и (II-32') могут быть записаны в виде

$$K_{\partial M} = \frac{2M_{\max}}{M_{\max} + M_{\min}}, \quad (\text{II-32})$$

$$K_{\partial P} = \frac{2P_{\max}}{P_{\max} + P_{\min}}. \quad (\text{II-32}')$$

Графики изменения внешних нагрузок (показанные сплошными линиями на рис. 38) при использовании их для расчета динамических нагрузок в элементах конструкций роторных экскаваторов можно представить в виде суммы среднего момента или силы и гармонических составляющих [71]:

$$M' = M'_{cp} + \sum_{\gamma=1}^{\gamma=k} \frac{2M'_{cp} (K_{\partial M} - 1)}{\gamma\pi} \cos \gamma\pi \sin \gamma\theta t; \quad (\text{II-33})$$

$$P' = P'_{cp} + \sum_{\gamma=1}^{\gamma=k} \frac{2P'_{cp} (K_{\partial P} - 1)}{\gamma\pi} \cos \gamma\pi \sin \gamma\theta t, \quad (\text{II-33}')$$

где $\theta = \frac{2\pi}{T}$ — круговая частота периодического изменения внешней нагрузки, определяемая через среднее число оборотов ротора n и число ковшей на роторе z как $\theta = \frac{\pi z n}{30}$.

При изменении нагрузок по пунктирной кривой (рис. 38) амплитуды гармонических составляющих в формулах (II-33) и (II-33') будут определяться соответственно величинами $\frac{2M'_{cp} (K_{\partial M} - 1)}{\gamma_a^2 (\pi - a)} \sin \gamma a$ и $\frac{2P'_{cp} (K_{\partial P} - 1)}{\gamma_a^2 (\pi - a)} \sin \gamma a$, где $a = \theta t_2$. Число чле-

нов ряда, обеспечивающих приемлемую точность аппроксимации внешней нагрузки на роторном колесе, обычно не превышает $k = 3 \div 4$.

При анализе характера изменения внешних нагрузок на роторном колесе следует также иметь в виду, что периодическое колебание сопротивлений копанью и соответственно приведенных нагрузок к оси ротора может происходить вследствие эксцентричного расположения режущих периметров ковшей и торцового биения всего ротора из-за неточности изготовления и монтажа ротора и неравномерности износа режущих кромок.

Эти колебания внешних нагрузок происходят обычно с периодом T_0 , равным времени одного оборота ротора и соответственно в z раз превышающим период $T = \frac{60}{nz}$ (рис. 35—38), отвечающий времени поворота ковша на угол $\alpha_{ш}$, а также с $T_1 = 0,5T_0$. Такая периодичность изменения момента обычно не приводит

к дополнительным динамическим нагрузкам элементов конструкции в вертикальной плоскости вследствие большой разницы с периодами собственных колебаний. Однако при анализе колебаний их собственных колебаний достигает 5—8 сек, влияние указанных колебаний внешней нагрузки следует учитывать.

Трудности учета влияния колебаний внешних нагрузок с периодом T_0 определяется отсутствием необходимых норм, регламентирующих точность изготовления роторных колес и условий замены и ремонта рабочих органов или их режущих периметров.

Эксперименты, проведенные на роторных экскаваторах, подтверждают наличие периодического изменения сопротивления грунта копанию и внешних нагрузок на роторе в целом с периодом $T = \frac{60}{zn}$.

Наиболее четко эта периодичность проявляется на экскаваторах, имеющих сравнительно жесткую конструкцию, при разработке достаточно однородных грунтов и пород, где меньше сказывается влияние вариаций сил резания. На рис. 29, а видно изменение крутящего момента с периодом T на валу привода ротора траншейного экскаватора ЭР-7А, отвечающим времени поворота ковша на угловой шаг.

В качестве примера, характеризующего периодическое изменение внешних нагрузок на роторе в процессе копания, на рис. 39 приведены графики изменения суммарных составляющих сопротивления грунта копанию на роторе экскаватора ЭРГ-400, полученные при разработке углей.

Следует отметить, что как приведенные нами, так и другие многочисленные экспериментальные данные не показывают мгновенного падения внешних нагрузок от максимума до минимума, а также в известной мере на сглаживание вершин максимумов и минимумов. Это можно объяснить как существенным влиянием скола верхней части грунта при выходе ковшей из забоя, так и влиянием периодических упругих колебаний ротора и колебанием сопротивлений грунта копанию в целом. При этом реальные значения коэффициентов $K_{\partial M}$ и $K_{\partial P}$ при прочих равных условиях могут оказаться на 10—20% меньше вычисленных по расчетным

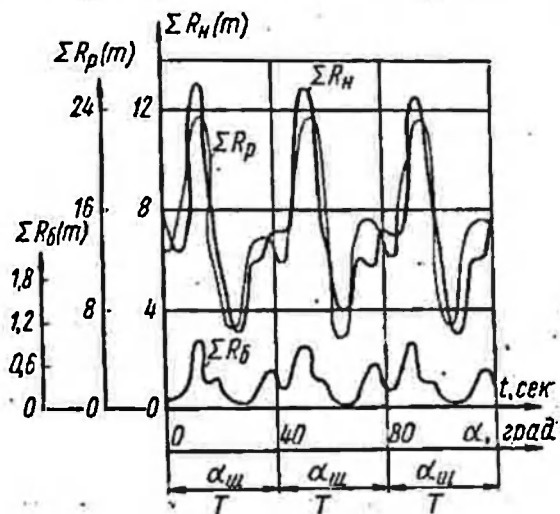


Рис. 39. Изменение суммарных составляющих сопротивления копанию при разработке углей экскаватором ЭРГ-400:

$\Sigma R_p, \Sigma R_n, \Sigma R_\delta$ — касательная (окружающая), нормальная и боковая составляющие усилия копания

схемам, предполагающим мгновенные изменения усилий на входе и выходе ковша. Так, например, при разработках грунта вертикальными стружками во время падения нагрузки на ковше, выходящем из забоя, одновременно происходит нарастание нагрузок на остальных режущих ковшах, что и приводит к уменьшению величин $M_{\max} - M_{\min}$ и $P_{\max} - P_{\min}$, а потому и $K_{\partial M}$ и $K_{\partial P}$.

Опыты и анализ показывают, что влияние возникающих упругих колебаний ротора и колебания сопротивления грунта копанью, связанные с неоднородностью и со сколами грунта, особенно для крупных машин, часто становятся существенными, и отмеченная периодичность изменения внешних нагрузок, связанная со входом и выходом ковшей из забоя, оказывается слабо выраженной. В таких случаях анализ характера изменения внешней нагрузки на роторном колесе, видимо, целесообразно рассматривать уже исходя из теории случайных процессов.

Прежде чем переходить к рассмотрению и анализу изменения внешних нагрузок на роторе, исходя из теории случайных процессов, рассмотрим взаимовлияние колебаний конструкции роторного экскаватора и внешних нагрузок от сил резания и возможность возникновения неустойчивых колебаний.

§ 6. ВЗАИМОВЛИЯНИЕ ВНЕШНЕЙ НАГРУЗКИ НА РОТОРЕ И СОБСТВЕННЫХ НИЗКОЧАСТОТНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОНСТРУКЦИИ

А. Вертикальная плоскость

Рассмотрим вначале возможное влияние упругих колебаний ротора в вертикальной плоскости на процесс резания грунта и обратно (рис. 40).

Для простоты анализа представим колебания ротора как упругой одномассовой системы (рис. 40, б) при работе экскаватора горизонтальными стружками (рис. 40, а). При этом траектория 1 характеризует движение режущей кромки ковша без учета вертикальных колебаний ротора, а траектория 2 учитывает эти колебания.

Возможное изменение углов резания за счет вертикальных колебаний ротора принимаем гармоническим по закону $x = A \sin pt$. Наибольший угол отклонения касательных к действительной траектории 2 и траектории 1 β_{\max} будет характеризовать наибольшее изменение угла резания. Величина его определится исходя из зависимости

$$\beta = \frac{dx}{du} = \frac{dx}{dt} \cdot \frac{dt}{du} = \frac{\frac{dx}{dt}}{\frac{du}{dt}}, \quad (\text{II-34})$$

где $u = \omega r t$ — путь, проходимый режущей кромкой ковша в функции времени по своей траектории.

Исходя из этого

$$\beta = \frac{x}{\omega r} = \frac{A\rho}{\omega r} \cos \rho t; \quad (\text{II-34}')$$

тогда величина β_{\max} определится как

$$\beta_{\max} = \frac{A\rho}{\frac{\pi n}{30} r} \approx 10 \frac{A\rho}{nr}. \quad (\text{II-35})$$

Если предположить, что частота собственных упругих колебаний ротора совпадает с частотой изменения внешней нагрузки, т. е. когда $\rho = \frac{2\pi}{T} = \frac{\pi n z}{30}$, то

$$\beta_{\max} = \frac{Az}{r}. \quad (\text{II-36})$$

Реально наблюдавшиеся амплитуды колебания центра ротора в вертикальной плоскости, например, на экскаваторах ЭРГ-1600 и ЭРГ-400 не превышали соответственно 6 и 4 см, а значения $\beta_{\max} \approx 5^\circ$.

Следует отметить, что и подстановка в формулу (II-35) реальных значений основных частот собственных колебаний ротора и соответствующих им амплитуд дает величины β_{\max} в пределах 3—5°. Незначительное изменение угла резания за счет колебания ротора даст также незначительные изменения усилия резания (до 6—7%). Поэтому дальнейший анализ проведем без учета изменения направления касательных и нормальных усилий за счет колебания ротора.

При этом будем учитывать лишь влияние колебаний ротора на изменение параметров стружки и соответственно на изменение сопротивления копанью грунта R_p и R_n . Тогда с учетом колебаний ротора усилия R_p и R_n в соот-

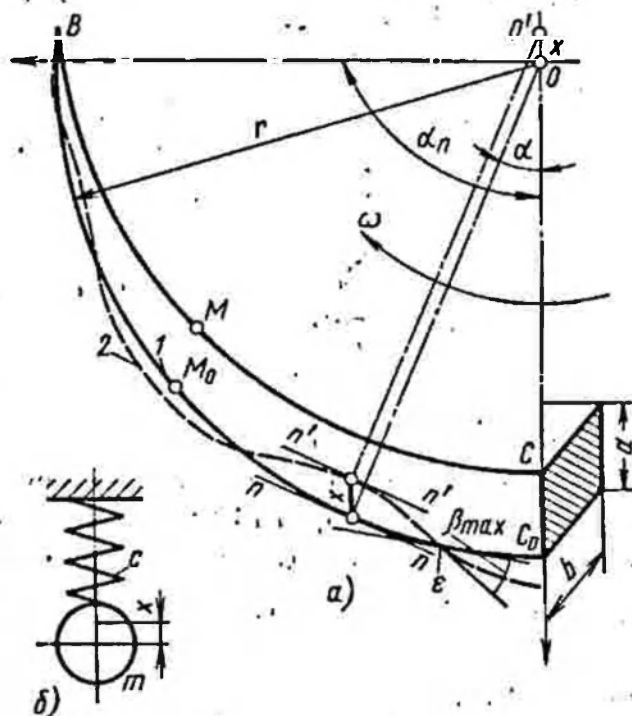


Рис. 40. Схемы к анализу взаимовлияния колебаний ротора в вертикальной плоскости и внешних нагрузок в процессе копания:

а — схема резания грунта горизонтальной стружкой; б — упрощенная динамическая система колебаний ротора

ветствии со схемой стружки на рис 40, а для одного ковша запишутся:

$$R_p = [(a - x) \cos \alpha + b] k_L; \quad (II-37)$$

$$R_n = \psi_n [(a - x) \cos \alpha + b] k_L. \quad (II-38)$$

Вертикальная составляющая от сопротивления резанию на одном ковше, расположенном на траектории на угле α , определится как

$$P_{sl} = R_p \sin \alpha + R_n \cos \alpha = \left\{ (a - x) \left[\frac{\sin 2\alpha}{2} + \psi_n \cos^2 \alpha \right] + b(\sin \alpha + \psi_n \cos \alpha) \right\} k_L. \quad (II-39)$$

Общая вертикальная составляющая от всех ковшей, разрабатывающих грунт, будет

$$P_s = k_L \left\{ a \left[\frac{1}{2} \sum_{j=0}^{m-1} \sin 2(\alpha + j\alpha_{ш}) + \psi_n \sum_{j=0}^{m-1} \cos^2(\alpha + j\alpha_{ш}) \right] + b \left[\sum_{j=0}^{m-1} \sin(\alpha + j\alpha_{ш}) + \psi_n \sum_{j=0}^{m-1} \cos(\alpha + j\alpha_{ш}) \right] - x \left[\frac{1}{2} \sum_{j=0}^{m-1} \sin 2(\alpha + j\alpha_{ш}) + \psi_n \sum_{j=0}^{m-1} \cos^2(\alpha + j\alpha_{ш}) \right] \right\}, \quad (II-40)$$

где m — количество ковшей, одновременно режущих грунт.

В зависимости (II-40) коэффициенты при a , b , x являются периодическими функциями угла α , а следовательно, и времени t , так как текущий угол может быть выражен через шаговый угол $\alpha_{ш}$ и соответствующий ему период времени $T \doteq \frac{60}{nz}$ как

$$\alpha = \frac{\alpha_{ш}}{T} t.$$

Поэтому выражение (40) запишется в виде

$$P_s = \Phi_1(t) - x\Phi_2(t). \quad (II-41)$$

Для простоты представления примем, что

$$\Phi_1(t) = B + C \sin \theta t; \quad \Phi_2(t) = D + E \sin \theta t; \quad \theta = \frac{\pi n z}{30} = \omega z,$$

где $\omega = \frac{\pi n}{30}$ — угловая скорость вращения ротора.

Исходя из этого, уравнение, описывающее колебания ротора как простейшей упругой одномассовой системы (рис. 40, б) под действием вертикальной силы P_a , может быть записано в виде

$$m\ddot{x} + 2n\dot{x} + cx = B + C \sin \theta t - x(D + E \sin \theta t), \quad (\text{II-42})$$

где c — приведенная жесткость конструкции экскаватора;
 m — приведенная масса ротора и стрелы к центру ротора;
 n — коэффициент, учитывающий демпфирующие сопротивления.

Перепишем это выражение в виде

$$m\ddot{x} + 2n\dot{x} + cx \left(1 + \frac{D}{c} + \frac{E}{c} \sin \theta t \right) = B + C \sin \theta t. \quad (\text{II-43})$$

Из формулы (II-43) более наглядно видна роль коэффициентов D и E . Коэффициент D увеличивает жесткость упругой системы и характеризует влияние срезаемого грунта как своего рода дополнительной упругой опоры при колебаниях конструкции.

Член $\frac{E}{c} \sin \theta t$ в коэффициенте при x делает выражение (II-43) уравнением Матье [8], что говорит о принципиальной возможности параметрических колебаний. Если принять, например, что $\alpha_{ш} = \frac{2\pi}{10} = 36^\circ$, $\alpha_n = \frac{\pi}{2}$, ($2 \leq m \leq 3$), а $\psi_n = 0,5$, то величины коэффициентов D и E будут составлять $D \approx 1,4k_L$ и $E \leq 0,25k_L$.

Для реальных конструкций достаточно мощных экскаваторов обычно $c > 2000$ кг/см. Соответственно этому будем иметь $\frac{D}{c} \approx \frac{1,4}{2000} k_L$. При $k_L = 70$ кг/см, что отвечает примерно разработке грунтов III группы таким экскаватором как ЭРГ-1600, $\frac{D}{c} \approx 0,05$. Это показывает, что влияние коэффициента D на частоту собственных колебаний ротора в вертикальной плоскости будет несущественным и в практических расчетах может не учитываться.

Коэффициент $\frac{E}{c}$, например, при $k_L \leq 70$ кг/см будет менее 0,01. В то же время для возникновения параметрических колебаний ротора, когда $\theta = 2\sqrt{\frac{c}{m}}$, необходимо, чтобы соблюдалось условие $\frac{E}{c} \geq \frac{2\delta}{\pi}$, где δ — логарифмический декремент затухания.

В реальных конструкциях для наиболее низких частот вертикальных колебаний ротора обычно δ не менее 0,10—0,15;

следовательно, параметрические колебания возникать не должны, так как $\frac{2\delta}{\pi} \gg \frac{E}{c}$.

Для определения амплитуд колебания ротора решим уравнение (II-43); при этом для простоты не будем учитывать влияние члена $2lx$, что для нерезонансных областей колебаний допустимо. Решение может быть записано в виде

$$x = \lambda_0 + \sum_{i=1}^{\infty} [\lambda_i \cos i\theta t + \mu_i \sin i\theta t].$$

Однако в силу малости влияния коэффициентов D и E решение этого уравнения практически не будет отличаться от решения уравнения

$$m\ddot{x} + cx = B + C \sin \theta t, \quad (\text{II-44})$$

которое запишется в виде

$$x = \frac{B}{c} + \frac{C}{m(p^2 - \theta^2)} \sin \theta t, \quad (\text{II-45})$$

где $p^2 = \frac{c}{m}$.

Для реальных конструкций малая величина коэффициента C в нерезонансных областях предопределяет и малые значения

амплитуд вынужденных колебаний ротора.

Значительно сильнее оказывается влияние скорости колебаний ротора на характер колебаний конструкции и прежде всего в режиме резонанса. Рассмотрим движение режущей кромки ковша в соответствии со схемой на рис. 41, отвечающей резанию грунта вертикальной стружкой. На этой схеме обозначено: O — центр вращения

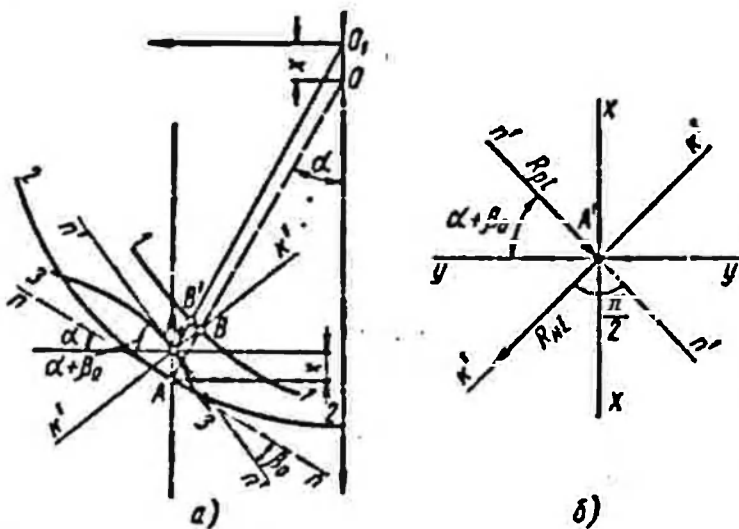


Рис. 41. Схема к анализу колебаний ротора в вертикальной плоскости:

a — схема движения режущей кромки; b — схема сил, действующих на ковш в точке A

ротора без колебаний; $1-1$ — кривая, очерчивающая грудь забоя; $2-2$ и A — траектория и точка контакта режущей кромки ковша при отсутствии колебаний ротора; $3-3$ и A_1 — действительная траектория и точка контакта режущей кромки с грунтом при колебаниях ротора; nn и $n'n'$ — касательные к траекториям; $k'k''$ — нормальная к траектории $3-3$ в точке A .

Будем рассматривать, как и ранее, случай, когда положение стрелы ротора горизонтальное, и считать, что проекция касательной составляющей усилия резания на ковше \bar{R}_{pi} на радиальную плоскость ротора практически не отличается от самого усилия. Значение усилия резания с учетом изменения угла резания (β_0 на рис. 41, а) согласно [11] для применяемых углов резания 25—40° можно считать равными

$$R'_{pi} = R_{pi} (1 + k_s \beta_0), \quad (\text{II-46})$$

где β_0 — изменение угла резания при колебаниях в рад;
 k_s — коэффициент, учитывающий изменение угла резания; для песчано-глинистых малопластичных грунтов $k_s = 0$, для пластичных глин $0 < k_s < 1$.

Величина β_0 может быть выражена линейно через скорость \dot{x} в виде

$$\beta_0 = \frac{\dot{x}}{\omega r} \cos \alpha. \quad (\text{II-47})$$

Величина вертикальной составляющей от касательного усилия копания при наличии колебаний ротора по координате x определится (см. рис. 41, б) как

$$R'_{pvi} = \bar{R}_{pi} \sin(\alpha + \beta_0) (1 + k_s \beta_0). \quad (\text{II-48})$$

При малых значениях β_0

$$R'_{pvi} = R_{pi} \sin \alpha + R_{pi} \beta_0 [k_s \sin \alpha + \cos \alpha]. \quad (\text{II-48}')$$

Для отыскания вертикальной составляющей полного усилия копания выразим величину нормальной составляющей усилия копания \bar{R}_{ni} в соответствии с [11]:

$$R_{ni} = \bar{R}_{pi} \operatorname{ctg}(\delta_0 + \mu) - R_{ui} \operatorname{ctg}(\delta_1 + \mu), \quad (\text{II-49})$$

где R_{poi} — касательная составляющая усилия копания острым зубом;

R_{ui} — дополнительное сопротивление от затупления зуба;

δ_0 — угол резания;

μ — угол трения между грунтом и режущей кромкой;

δ_1 — угол между траекторией резания и площадкой износа.

Учитывая, что величина $R_{poi} = \bar{R}_{pi} - R_{ui}$, выражение (II-49) можно записать в виде

$$R_{ni} = R_{pi} \operatorname{ctg}(\delta_0 + \mu) - R_{ui} [\operatorname{ctg}(\delta_0 + \mu) + \operatorname{ctg}(\delta_1 + \mu)]. \quad (\text{II-49}')$$

С учетом изменения угла резания при колебаниях выражение для \bar{R}_n на ковше примет вид

$$R'_{ni} = \bar{R}_{ni} - R_{pi} \beta_0 [(k_s + 1) \operatorname{ctg}(\delta_0 + \mu) + 1] - R_{ui} \beta_0 [\operatorname{ctg}(\delta_1 + \mu) - \operatorname{ctg}(\delta_0 + \mu)].$$

Так как проекция \bar{R}'_{ni} на радиальную плоскость ротора равна $P'_{ni} \cos \varphi$ (рис. 42), то проекция $R'_{ni} \cos \varphi$ на вертикальное направление (рис. 41, б) будет равна

$$R'_{nvi} = \bar{R}'_{ni} \cos \varphi \cos \alpha - \bar{R}'_{ni} \cos \varphi \beta_0 \{ \operatorname{ctg}(\delta_0 + \mu) [(1 + k_3) \cos \alpha + \sin \alpha] + \cos \alpha \} - \bar{R}'_{ni} \cos \varphi \beta_0 \{ \operatorname{ctg}(\delta_1 + \mu) (\cos \alpha - \sin \alpha) - \operatorname{ctg}(\delta_0 + \mu) (\cos \alpha + \sin \alpha) \}. \quad (\text{II-50})$$

Таким образом, суммарная вертикальная составляющая на одном ковше, действующая в радиальной плоскости, будет равна (рис. 41, б)

$$P_{oi} = \bar{R}'_{ni} \sin \alpha + R_{ni} \cos \varphi \cos \alpha + R_{ni} \beta_0 [k_3 \sin \alpha + \cos \alpha] - \bar{R}'_{ni} \cos \varphi \beta_0 \{ \operatorname{ctg}(\delta_0 + \mu) [(1 + k_3) \cos \alpha + \sin \alpha] + \cos \alpha \} - R_{vi} \cos \varphi \beta_0 \{ \operatorname{ctg}(\delta_1 + \mu) (\cos \alpha - \sin \alpha) - \operatorname{ctg}(\delta_0 + \mu) (\cos \alpha + \sin \alpha) \} = P_{oi} - f_i(\alpha, k_3, \mu) \beta_0, \quad (\text{II-51})$$

где P_{oi} — полная вертикальная составляющая сила копания на ковше без учета колебаний, определяемая по (II-39); член $f_i(\alpha, k_3, \mu) \beta_0$ учитывает влияние колебаний.

Уравнение колебаний ротора в вертикальной плоскости как одномассовой упругой системы (рис. 40, б) под действием суммарной вертикальной силы от всех ковшей P'_o запишется, так же как и ранее, в виде (II-42); только правая часть этого уравнения, как показывает анализ функций $f_i(\alpha, k_3, \mu)$ и P_{oi} , примет вид

$$B + C \sin \omega z t - \dot{x} [F + k \sin \omega z t]. \quad (\text{II-52})$$

Поскольку второе слагаемое (II-52) определяет демпфирование колебаний, можно считать его равным просто $F\dot{x}$.

Значение F вычисляется по известному выражению $f_i(\alpha, k_3, \mu)$ для отдельных ковшей из следующего интегрального равенства:

$$-F\dot{x} = \frac{\alpha_n}{\alpha_{us}} \int_0^{\alpha_n} f_i(\alpha, k_3, \mu) \beta_0 d\alpha. \quad (\text{II-53})$$

Определим величину F для вертикальной стружки, положив $R_u = \text{const}$; $\bar{R}_{pi} = k_{Fab} \sin \alpha$. Тогда с учетом (II-47) величина F определится как

$$F = \frac{k_{Fab}}{\omega r} \cdot \frac{\alpha_n}{\alpha_{us}} \left\{ \frac{\cos \varphi}{3} \{ \operatorname{ctg}(\delta_0 + \mu) [(1 + k_3) (1 - \cos^3 \alpha_n) + \sin^3 \alpha_n] + 1 - \cos^3 \alpha_p \} - \frac{1}{3} [k_3 \sin^3 \alpha_n + 1 - \cos^3 \alpha_n] + \frac{R_u}{k_{Fab}} \cdot \frac{\cos \varphi}{2} \{ \operatorname{ctg}(\delta_1 + \mu) (\alpha_n - \sin \alpha_n \cos \alpha_n - \sin^2 \alpha_n) - \operatorname{ctg}(\delta_0 + \mu) (\alpha_n - \sin \alpha_n \cos \alpha_n + \sin^2 \alpha_n) \} \right\}. \quad (\text{II-54})$$

При средних условиях работы, принимая $\alpha_n = \frac{\pi}{2}$, $\alpha_{ш} = \frac{\pi}{5}$; $\delta_0 = 30^\circ$; $\mu = 13 \div 15^\circ$; $\delta_1 = 10^\circ$; $\text{ctg}(\delta_0 + \mu) = 1$; $ab = \frac{q}{rK_p}$ и $k_3 = 0$, будем иметь

$$F = \frac{k_F q}{\omega r^2 K_p} \left[1,33 - 0,38 \frac{R_u}{abk_F} \right], \quad (\text{II-54}')$$

где q — емкость ковша.

Поскольку $abk_F > R_u$, так как R_u — часть R_p , а $abk_F = R_{p \max}$, то можно принять

$$F \geq \frac{k_F q}{\omega r^2 K_p}. \quad (\text{II-55})$$

Следует иметь в виду, что полученные зависимости справедливы при условии, что $\beta_{0 \max}$ будет меньше заднего угла резания.

При изменении k_3 в широких пределах (от 1 до -2) первый член в (II-54') изменяется от 1,23 до 1,56. Таким образом, коэффициент F можно считать мало зависящим от k_3 .

Учитывая малое влияние изменения k_3 и R_u на величину F , примем при дальнейшем анализе зависимости (II-54) $k_3 = 0$ и $R_u = 0$. Тогда для рассматриваемого случая при любом $\alpha_{ш}$ имеем

$$F = \frac{k_F q}{K_p \omega r^2} \frac{\pi}{2\alpha_{ш}} = 0,533.$$

Учитывая, что $\alpha_{ш} = \frac{2\pi}{z}$, $\omega = \frac{\pi n}{30}$, $q = \frac{Q}{60nz}$, получим

$$F = \frac{1}{15\pi} \frac{k_F Q}{n^2 r^2 K_p}. \quad (\text{II-56})$$

Это показывает, что с увеличением n и r демпфирование колебаний благодаря взаимодействию режущих органов с грунтом прогрессивно уменьшается. Анализируя также зависимость коэффициента F от угла α_n , получим, что при $45^\circ < \alpha_n < 105^\circ$, $1,15 < F \frac{\omega R^2}{k_F q} < 1,4$, т. е. F мало зависит также и от α_n . Анализ зависимости (II-54) показывает также, что демпфирование колебаний при резании затупленными зубьями будет несколько больше, чем острыми.

При разработке забоя горизонтальными стружками значение F определится, если в (II-53) подставить $K_{n1} = k_F ab \cos \alpha$. Тогда при $\alpha_n = \frac{\pi}{2}$, $\delta_0 + \mu = 45^\circ$, $\delta_1 = 10^\circ$, $\mu = 15^\circ$ получим

$$F = \frac{k_F q}{\omega r^2 K_p} \left[1,94 - 0,38 \frac{R_u}{abk_F} \right]. \quad (\text{II-57})$$

Сравнение формул (II-57) и (II-54') показывает, что демпфирование колебаний при копании горизонтальными стружками больше, чем при копании вертикальными стружками.

В случае определения усилия резания K_{pr} через коэффициент k_r получаем большие на 10—12% значения коэффициента F . Поэтому расчет коэффициента F можно вести по формулам (II-54)—(II-56).

Малое влияние α_n на коэффициент F показывает, что и при наклонных положениях стрелы значение этого коэффициента может вычисляться по тем же формулам, которые выведены для горизонтального положения.

Анализ показывает, что полученные формулы для определения F можно применять и для ковшей с большим числом зубьев.

Необходимо также отметить, что учет совместного влияния x и y приводит при малых x к тем же результатам.

В качестве примера определим логарифмический декремент затухания низкочастотных колебаний для роторного экскаватора ЭРГ-1600 от взаимодействия ротора с грунтом.

Для рассматриваемой упрощенной динамической системы (рис. 40, б) в соответствии с уравнением, описывающим ее колебания, связь величины F с декрементом затухания может быть выражена (см., например, § 28), как

$$F = \frac{\delta}{\pi} p m,$$

где p — частота собственных колебаний;

m — приведенная масса установки ротора и стрелы;

δ — логарифмический декремент затухания колебаний.

Тогда, исходя из (II-55), величина δ определится как

$$\delta = \frac{\pi k_r q}{\omega r^2 p m K_p}.$$

При $R = 5,65$ м; $q = 1,6$ м³. $k_r = 30$ т/м², $m = 25$ т/м·сек² и $p = \omega z = 4$ (при резонансе) величина $\delta = 0,096$. Если же учесть отличие действительной формы низкочастотных колебаний от принятой, то величина δ от взаимодействия ротора с грунтом уменьшится до 0,05—0,06.

Б. Горизонтальная плоскость

В горизонтальной плоскости (плоскости поворота) низкая частота собственных колебаний ротора часто бывает меньше, чем в вертикальной плоскости. Это особенно характерно для экскаваторов с шарнирным креплением стрелы на поворотной платформе, когда ротор раскачивается вместе со стрелой на канатах подвески относительно опоры как маятник, а период колебаний дости-

гает $T = 5 \div 8$ сек. Для таких систем взаимодействие режущего органа с грунтом приводит не только к демпфированию колебаний, но в определенных случаях к их неустойчивости.

Для рассмотрения условий возникновения неустойчивости динамической системы в плоскости поворота запишем уравнение, описывающее низкочастотные колебания роторной стрелы как одномассовой упругой системы под действием бокового усилия на роторном колесе при копании:

$$m\ddot{x} + 2n\dot{x} + cx = R_b. \quad (\text{II-42}')$$

Ниже, в § 30, будет показано, что низкочастотные колебания ротора в плоскости поворота в ряде случаев практически могут

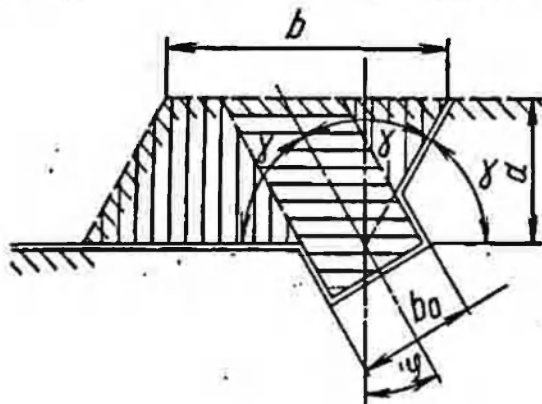


Рис. 42. Схема поперечного сечения стружки, снимаемой ковшем конструкции КИСИ

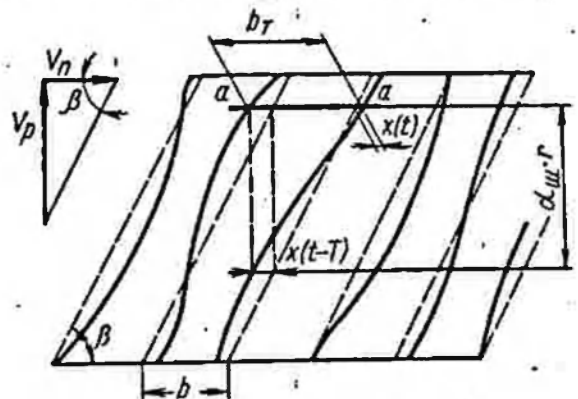


Рис. 43. Траектория движения ковша на развертке груди забоя

рассматриваться независимо от колебаний других масс динамической системы.

В соответствии с [11] боковое усилие при копании на одном ковше конструкции КИСИ можно записать через касательную и нормальную составляющие полного усилия в виде

$$R_{\delta l} = R_{pl} \frac{V_n}{V_p} - R_{nl} \sin \varphi, \quad (\text{II-58})$$

где V_n и V_p — скорость резания в плоскости поворота и окружная скорость резания;

φ — угол по рис. 42.

Выражая R_{nl} согласно формуле (II-49) при $\sin \varphi = 0,5$ и $(\delta_1 + \mu) = 25^\circ$, зависимость для $R_{\delta l}$ запишем как

$$R_{\delta l} = R_{pl} \left[\frac{V_n}{V_p} - 0,5 \right] + 1,57 R_{ul}. \quad (\text{II-59})$$

При колебаниях ротора значение ширины стружки в зависимости $R_{pl} = k_{Fab} \sin \alpha$ не будет постоянным.

На рис. 43 дана развертка груди забоя на плоскость; на нем пунктирные наклонные прямые линии, идущие параллельно,

определяют траектории движения ковшей при отсутствии колебаний ротора, а непрерывные кривые характеризуют траектории движения с учетом колебания ротора. Принимая за текущее значение ширины стружки величину b_r , которая не отличается от ширины стружки в нормальном сечении, можно выразить ее в виде

$$b_r = b - x(t) + x(t - T), \quad (\text{II-60})$$

где $T = \frac{60}{nz}$ — период, соответствующий шаговому углу ковшей;

$b = \frac{2\pi r}{z} \frac{V_n}{V_p}$ — ширина стружки без учета колебаний.

Следует отметить, что в случае резонансных колебаний с частотой $p = \frac{2\pi}{T}$: $b_r = b$.

Величина V_n в (II-59) вследствие колебаний ротора также не постоянна, а определяется соотношением

$$V_{nr} = V_n - \dot{x}. \quad (\text{II-61})$$

Таким образом, боковое усилие $R_{\delta i}$ при колебании ротора в плоскости поворота можно записать следующим образом:

$$R_{\delta i} = \left[\frac{V_n - \dot{x}}{V_p} - 0,5 \right] k_{fa} [b - x(t) + x(t - T)] \sin \alpha + 1,57 R_{ul}. \quad (\text{II-62})$$

Среднее суммарное боковое усилие, равное $R_\delta = \sum_{i=1}^n R_{\delta i}$ (где n — число ковшей, находящихся в работе), определится как

$$\begin{aligned} R_\delta &= \left[\frac{V_n - \dot{x}}{V_p} - 0,5 \right] k_{fab_r} \frac{\alpha_n}{\alpha_{\text{ш}}} \int_0^{\alpha_n} \sin \alpha d\alpha + 1,57 \sum_{i=1}^n R_{ul} = \\ &= \psi \left[\frac{V_n}{V_p} - 0,5 - \frac{\dot{x}}{V_p} \right] [b - x(t) + x(t - T)] + D_0, \end{aligned} \quad (\text{II-63})$$

где

$$\psi = \frac{zk_{fa}}{2\pi} \alpha_n (1 - \cos \alpha_n); \quad (\text{II-64})$$

$$D_0 = 1,57 \sum_{i=1}^n R_{ul}.$$

Подставив (II-63) в (II-42'), получим

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + 2n\dot{x} + cx &= \left[m_0 \left(\frac{V_n}{V_p} - 0,5 \right) b + D_0 \right] - m_0 \frac{\dot{x}}{V_p} b + \\ + m_0 \frac{\dot{x}}{V_p} [x(t) - x(t - T)] &- m_0 \left(\frac{V_n}{V_0} - 0,5 \right) [x(t) - x(t - T)]. \end{aligned} \quad (\text{II-65})$$

Правая часть этого уравнения не содержит гармонических составляющих внешнего усилия, так как в качестве R_6 взято его средненитегральное значение.

Первый член правой части есть некоторая постоянная, определяющая статическое отклонение упругой системы. Второй член определяет демпфирование колебаний за счет взаимодействия режущих органов с грунтом. Анализ четвертого слагаемого правой части уравнения (II-65) показывает на возможность возникновения неустановившихся возрастающих колебаний. Для определения условий возможности возбуждения таких колебаний третье слагаемое не играет никакой роли. Произведя деление членов уравнения (II-65) на m , вводя обозначения

$$\psi\left(0,5 - \frac{V_n}{V_p}\right) = \psi_0; \quad \frac{c}{m} = p^2; \quad \xi = \frac{\psi_0}{c}$$

$$\text{и } \frac{1}{m} \left(2n + \frac{\psi b}{V_p}\right) = \frac{\delta}{\pi} p,$$

где δ — логарифмический декремент затухания;
 p — период собственных колебаний упругой системы, запишем его в виде:

$$\ddot{x} + \frac{\delta}{\pi} p \dot{x} + p^2(1 - \xi)x - p^2 \xi x(t - T) = 0. \quad (\text{II-66})$$

Решение уравнения (II-66) ищем в виде, как это обычно делается при отыскании областей неустойчивости [8]

$$x = a_0 e^{kt}, \quad (\text{II-67})$$

где a_0 и k некоторые комплексные коэффициенты.

После подстановки (II-67) в (II-66) имеем следующее характеристическое уравнение, получающееся после сокращения на $a_0 e^{kt}$

$$k^2 + \frac{\delta}{\pi} p k + p^2(1 - \xi) + \xi p^2 e^{-kT} = 0. \quad (\text{II-68})$$

Предполагая комплексность числа k , обозначаем его как

$$k = \alpha + \beta i. \quad (\text{II-69})$$

Так что уравнение (II-68) имеет уже вид:

$$\alpha^2 + 2\alpha\beta i - \beta^2 + \frac{\delta}{\pi} p(\alpha + \beta i) + p^2(1 - \xi) + \xi p^2 e^{-\alpha T} (\cos \beta T - i \sin \beta T) = 0. \quad (\text{II-70})$$

Т. к.

$$e^{-(\alpha + \beta i)T} = e^{-\alpha T} [\cos \beta T - i \sin \beta T],$$

уравнение (II-70) разбивается на два совместных

$$\begin{cases} \alpha^2 - \beta^2 + p^2(1 - \xi) + \xi p^2 e^{-\alpha T} \cos \beta T + \frac{\delta}{\pi} p \alpha = 0; \\ 2\alpha\beta - \xi p e^{\alpha T} \sin \beta T + \frac{\delta}{\pi} p \beta = 0, \end{cases} \quad (\text{II-71})$$

из которых следует определить α и β . Уравнения (II-71) — трансцендентные. Для того, чтобы яснее представлять смысл дальнейших выкладок, перепишем решение (II-67) в развернутом виде:

$$x = e^{\alpha t} [a_{01} \sin \beta t + a_{02} \cos \beta t], \quad (\text{II-72})$$

где a_{01} и a_{02} — действительные числа.

Если $\alpha \leq 0$ — решение устойчиво, в случае же $\alpha > 0$ x с течением времени возрастает. Для возбуждения неустановившихся возрастающих колебаний нужны некоторые начальные условия. Поэтому исследование системы (II-71) будем проводить с целью определения условий, когда $\alpha \leq 0$.

Поскольку решение системы уравнений (II-71) может проводиться только численными методами, запишем их в удобном для вычислений виде:

$$\frac{\sin \bar{\beta}}{\bar{\beta}} = \frac{1}{\xi T^2} e^{-\bar{\alpha}} \left[2\bar{\alpha} + \frac{\delta}{\pi} \bar{p} \right] \quad (\text{II-73})$$

и

$$\bar{\alpha}^2 - \bar{\beta}^2 + \frac{\delta}{\pi} \bar{\alpha} \bar{p} + \bar{p}^2(1 - \xi) + \xi \bar{p}^2 e^{-\bar{\alpha}} \cos \bar{\beta} = 0, \quad (\text{II-74})$$

где $\bar{\alpha} = \alpha T$; $\bar{\beta} = \beta T$; $\bar{p} = p T$.

Положим в (II-73) и (II-74) $\bar{\alpha} = 0$ (т. е. $\alpha = 0$). В этом случае последние примут вид

$$\xi \bar{p}^2 \sin \bar{\beta} = \frac{\delta}{\pi} \bar{p} \bar{\beta}; \quad (\text{II-73}')$$

$$\xi \bar{p}^2 \cos \bar{\beta} = \bar{\beta}^2 - \bar{p}^2(1 - \xi). \quad (\text{II-74}')$$

Исключая из них $\bar{\beta}$, определим критическое значение $\bar{p}_{кр}$ (и $p_{кр}$ соответственно), такое, что если $\bar{p} < \bar{p}_{кр}$, то колебания возбуждаются. В противном случае не возбуждаются.

После некоторых преобразований уравнений (II-73') и (II-74') получим:

$$z^4 - 2z^2 \left[(1 - \xi) - 0,5 \left(\frac{\delta}{\pi} \right)^2 \right] + 1 - 2\xi = 0, \quad (\text{II-75})$$

где $z = \left(\frac{\bar{\beta}}{\bar{p}} \right)$. Т. к. член $0,5 \left(\frac{\delta}{\pi} \right)^2$, как правило, чрезвычайно мал, опускаем его в (II-75).

Тогда:

$$(z)_{1,2}^2 = 1 - \xi \pm \xi; z_1^2 = 1; z_2^2 = 1 - 2\xi.$$

Решение $z_1^2 = 1$ следует отбросить. Решение $z_2^2 = 1 - 2\xi$ справедливо, пока $\xi < 0,5$. Следовательно, при $\xi > 0,5$ решения неустойчивы всегда.

Подставим $z_2 = \sqrt{1 - 2\xi}$ в (II-73'), разделив его предварительно на p^2

$$\xi \sin [pT \sqrt{1 - 2\xi}] = \frac{\delta}{\pi} \sqrt{1 - 2\xi}. \quad (\text{II-76})$$

Формула (II-76) при $\delta = 0$ вырождается в следующую

$$\sin [pT \sqrt{1 - 2\xi}] = 0. \quad (\text{II-77})$$

Откуда следует, что

$$pT = \frac{\pi}{\sqrt{1 - 2\xi}}. \quad (\text{II-78})$$

График этой функции (кривая *a*) представлен на рис. 44. Кривая *a* разделяет область всевозможных пар чисел pT и ξ на две — лежащие левее и выше ее соответствуют области неустойчивости I, правее и ниже — области устойчивости II при $\delta = 0$. Для $\delta = 0,3$ формула (II-77) дает линию *б*, разграничивающую области устойчивости и неустойчивости.

Из анализа графиков рис. 44 видно, что если $\xi = 0,2$, то для невозбуждения неустойчивых колебаний необходимо, чтобы (практически независимо от δ , если $\delta > 0,3$) соблюдалось неравенство $pT \geq \frac{6}{5}\pi$

или

$$p \geq \frac{6\pi}{5T}. \quad (\text{II-79})$$

При $T = 1,25$ сек ($z = 12; n = 4$) $p \geq 3$ рад/сек, т. е. период собственных свободных колебаний системы должен удовлетворять условию $T \leq 2,1$ сек.

Замечаем, что частота собственных колебаний машины в процессе копания будет равна

$$\beta = pz_2, \text{ где } z_2 = \sqrt{1 - 2\xi}.$$

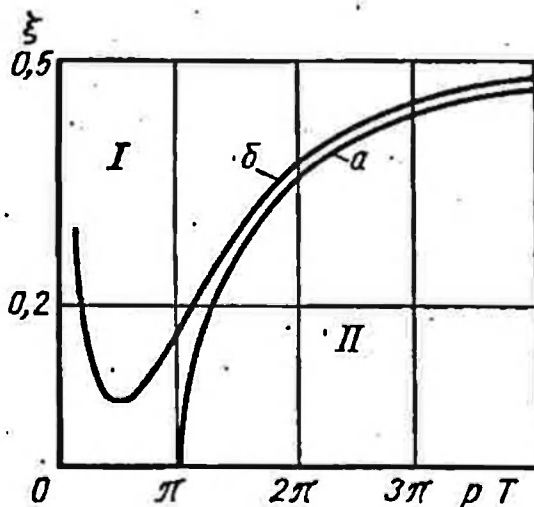


Рис. 44. Графики функции $\xi(pT)$

При $\xi = 0,2$ $\beta = 0,775\rho$, т. е. период собственных колебаний ее увеличится в 1,29 раза и составит для рассматриваемого примера (при $T = 2,1$ сек) уже 2,72 сек. Например, для ЭРГ-1600 принципиально возможна динамическая неустойчивость системы в плоскости поворота, так как периоды собственных колебаний конструкции ЭРГ-1600 в плоскости поворота лежат в пределах 4,5—7 сек.

При более точном математическом описании сопротивления грунта копанию, например, по рекомендациям Ю. А. Ветрова [11], приходим к тем же результатам относительно возможности возникновения динамической неустойчивости.

Анализ конструкций экскаваторов показывает, что у машин, роторные стрелы которых жестко закреплены на поворотной платформе и работают как консоли в плоскости поворота, неустойчивые колебания практически не возбуждаются.

Как отмечено в § 5, вынужденные колебания с периодом, равным времени одного оборота ротора T_0 , или с периодом T_1 , в 2 раза меньшим T_0 , имеют тенденцию значительно проявляться при, казалось бы, слабом внешнем воздействии и отсутствии резонанса или близости $T_0(T_2)$ к периоду собственных свободных колебаний. Основная причина этого заключается в переменности ширины стружки [формула (II-60)]. Для доказательства этого получим выражение коэффициента динамичности приложения гармонической внешней нагрузки.

Добавим в правую часть (II-65) член $A \sin \theta t$, где θ равно $\frac{2\pi}{T_0}$

$$\text{или } \frac{2\pi}{T_1} = \frac{4\pi}{T_0}.$$

Решение этого уравнения будем искать в виде

$$x(t) = C_1 \sin(\theta t + E_1) + C_2 \sin(2\theta t + E_2) + \dots + \\ + C_i \sin(i\theta t + e_i) + \dots + \dots$$

Ограничиваясь первыми двумя членами в этом выражении, найдем, что

$$K_{\partial A}^2 = \left[\frac{cC_1}{A} \right]^2 = \frac{1}{[1 - \alpha^2 + \mu]^2 + \left[\alpha \left(\frac{\delta}{\pi} + \lambda\mu \right) - k_0\mu \right]^2}, \quad (\text{II-80})$$

где

$$\alpha = \left(\frac{\theta}{\rho} \right); \quad \mu = \frac{iP_p}{4P_c} \left(0,5 - \frac{V_n}{V_p} \right) (1 - \cos \theta T); \\ k_0 = \frac{\sin \theta t}{1 - \cos \theta t}; \quad \lambda = \frac{P_c}{P_{CT} \left(0,5 - \frac{V_n}{V_p} \right) (1 - \cos \theta T)};$$

$$P_p = k_f ab; \quad P_c = cb; \quad P_{CT} = V_p \sqrt{mc}.$$

При $\theta = \frac{2\pi}{T_0} = \frac{\pi}{30}$ $\theta T = \frac{2\pi}{n}$; при $\theta = \frac{2\pi}{T_1}$ $\theta T = \frac{4\pi}{n}$.

Значения P_p , P_c , $P_{ст}$ имеют размерность усилий и определенный физический смысл. При заданном числе ковшей z и реальном соотношении $\frac{V_p}{V_p}$, выражения, входящие в формулу (II-80), существенно упрощаются. Так, при $z = 10$, $\frac{V_p}{V_p} < 1$ для определения $k_{\partial A}^2$ при действии внешнего усилия $A \sin \frac{2\pi t}{T_2}$ имеем

$$\mu = (0,8 \div 0,9) \frac{P_p}{P_c}; \quad k_c \approx 1,4T_1; \quad \lambda \approx 3 \frac{P_c}{P_{ст}}$$

Анализ формулы (II-80) показывает, что для экскаватора ЭРГ-1600 в зависимости от величины k_F ($k_F = 5 \text{ кг/см}^2$), b , c и т. д. значения α , при которых $K_{\partial A}^2$ максимален, не постоянны и лежат в пределах от 1 до 2, т. е. оказываются возможны такие случаи, когда T_1 на 30—60% больше периода собственных свободных колебаний неработающей машины $T_c = \frac{2\pi}{p}$ ($T_1 = 7,5 \text{ сек}$, $T_c = 5 \div 6 \text{ сек}$), а при копании имеет место существенное усиление вынужденных колебаний.

Для более жестких конструкций машин могут иметь место колебания с соответствующими периодами, когда $T_c = \frac{2\pi}{p}$ близко к $\frac{T_0}{3}$ или $\frac{T_0}{4}$.

§ 7. СТАТИСТИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ХАРАКТЕРИСТИКЕ ВНЕШНИХ НАГРУЗОК ПРИ КОПАНИИ НА РАБОЧЕМ ОРГАНЕ

Кроме отмеченной выше возможности возбуждения собственных колебаний в роторных экскаваторах в процессе разработки грунта, возможно также возбуждение колебаний элементов конструкции с собственными частотами при незначительной переменности частот и амплитуд колебаний внешней нагрузки, вызываемой влиянием неоднородности грунта, вариацией его сколов при резании и другими факторами.

При отсутствии четко выраженной периодичности внешней нагрузки, каждая новая ее волна, как объясняет это А. Н. Крылов [46], при определенном частотно-амплитудном спектре способна обновлять колебания с собственной частотой, в то время как колебания с частотой внешней нагрузки могут утрачивать свое значение в общей картине колебаний конструкции.

Рассмотрим эти явления на простых примерах, отвечающих реальным конструкциям экскаваторов.

В качестве первого примера рассмотрим возможность возбуждения колебаний с собственной частотой для одномассовой упругой системы с $m = 25 \text{ тсек}^2/\text{м}$, $c = 250 \text{ т/м}$ и $\delta = 0,1$ под действием внешней нагрузки, представленной на рис. 45, а пунктирной линией. Эти параметры и соответственно период собственных колебаний этой системы $T_c = 2 \text{ сек}$ ($p = 3,14 \text{ рад/сек}$) примерно отвечают низкочастотным колебаниям ротора экскаватора ЭРГ-1600 в вертикальной плоскости.

Внешняя нагрузка P_e и значения периода, средние величины которых составляют $T_{cp} = 1,75 \text{ сек}$ и $P_{e,cp} = 1,25 \text{ т}$, варьируются, как это показано на рис. 45, а, в некоторых пределах.

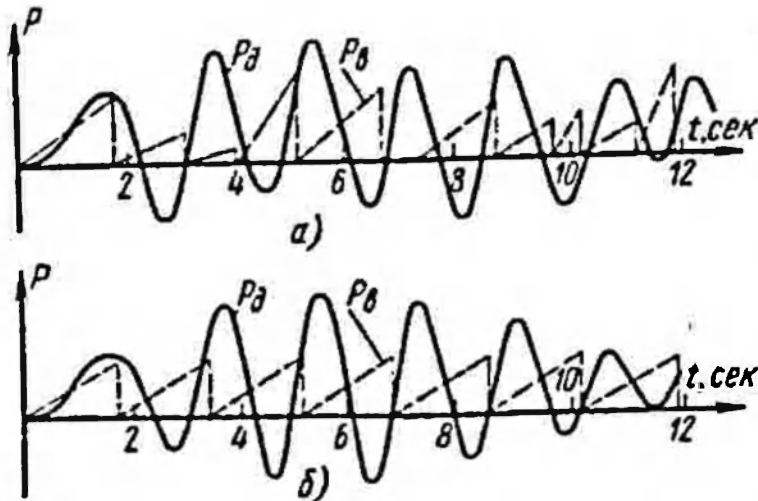


Рис. 45. Примеры возбуждения колебаний нагрузок в подвеске ротора экскаватора ЭРГ-1600 при различном изменении внешней нагрузки

Отыскание колебаний такой динамической системы осуществляется стыковкой поэтапных решений для каждого участка внешней нагрузки, которая может быть представлена в виде $P_e = \frac{P_e t}{T}$. При этом конечные условия предыдущего этапа являются начальными для следующего.

Смещение и скорость колебаний системы на каждом из этапов можно выразить [69] в виде

$$x = \frac{P_e t}{cT} + Ce^{-\delta t} \sin pt + De^{-\delta t} \cos pt; \quad (\text{II-81})$$

$$\dot{x} = \frac{P_e}{cT} - e^{-\delta t} \sin pt (Dp + C\delta) + e^{-\delta t} \cos pt (Cp - D\delta), \quad (\text{II-82})$$

где $D = x_0$; $C = \frac{x_0 + x_0 \delta}{p} - \frac{P_e}{cpT}$;

x_0 и \dot{x}_0 — начальные значения для этапов.

Для первого этапа принимаем $x_0 = 0$; $\dot{x}_0 = 0$. Величины P_e и T различны для этапов.

Непрерывная кривая $P_d = xc$ на рис. 45, а характеризует действительное изменение нагрузки в упругом элементе (подвеске ротора), полученное при решении системы указанным способом.

Кривая нагрузки в упругом элементе P_a , как видно из графика, имеет период колебаний этой величины, равный $\sim 1,85$ сек, который отличается как от периода собственных колебаний конструкции ($T_c = 2$ сек), так и от среднего периода изменения внешней нагрузки ($T_{cp} = 1,75$ сек).

Приведенная на рис. 28, б экспериментальная кривая напряжений β в одном из элементов надстройки ЭРГ-1600 имеет гармонику с $T = 2$ сек, в то время как период ссыпок равен $\sim 1,7$ сек, и по внешнему виду кривая β похожа на кривую P_a (рис. 45, а). На рис. 45, б приведено решение для случая, когда период изменения и величина максимального изменения внешней нагрузки P_a постоянные и равны: $T = 1,75$ сек и $P_{a, \max} = 2,5$ т. Кривая P_{a1} , характеризующая действительные нагрузки в упругом элементе для этого случая, имеет ярко выраженный режим биения, который происходит вследствие сложения вынужденных колебаний с периодом $T = 1,75$ сек, и собственных, которые, если продолжать процесс дальше, окончательно затухли бы.

Необходимо подчеркнуть не только то, что кривые P_a на рис. 45, а, б значительно различаются, но и то, что начало процесса всегда содержит в себе колебания с собственной частотой. Когда при копании внешняя нагрузка носит нерегулярный характер, всегда имеет место нестационарный процесс, вызывающий в значительной мере колебания конструкции с собственными частотами.

Вторым примером является выявление в конструкциях экскаваторов ЭРГ-400 и ЭРГ-1600 возможности возбуждения собственных колебаний с более высокой частотой, соответствующей крутильным колебаниям механизма привода ротора за счет колебаний внешней нагрузки с периодом, изменяющимся примерно в пределах $T \approx 0,2 \div 0,4$ сек, и вызываемых сколом грунта в процессе резания.

В этом случае рассмотрим упругую одномассовую динамическую систему с такими параметрами, которые примерно отвечают собственным крутильным колебаниям механизмов привода ротора, а именно: $m = 3$ тсек²/м; $c = 74$ т/м и $\delta = 0,1$. Период собственных колебаний здесь составляет $T_c \approx 0,4$ сек и соответственно $p = 15,7$ рад/сек.

На рис. 46, а, б кривая P_a характеризует изменение нагрузки в упругом элементе (механизме привода ротора) при воздействии нерегулярной внешней нагрузки, представленной пунктирными кривыми P_a . Решения получены аналогично предыдущим примерам. Кривые P_a в этих случаях имеют колебания с ярко выраженным периодом собственных колебаний $T_c \approx 0,4$ сек.

Рассмотрим решение задачи с общей точки зрения.

Значительная неоднородность физико-механических свойств грунта по разрабатываемому массиву, отсутствие четкой перио-

личности в происходящих сколах грунта при резании, влияние на процессы резания различных грунтов динамических свойств конструкции и влияние ряда других факторов нередко приводят к значительным вариациям сопротивления грунта копанью и соответственно внешних нагрузок, воздействующих на ротор, носящих случайный характер. Поэтому в последние годы для характеристики изменения внешних нагрузок на роторе начинают применять статистический метод [12, 51, 50].

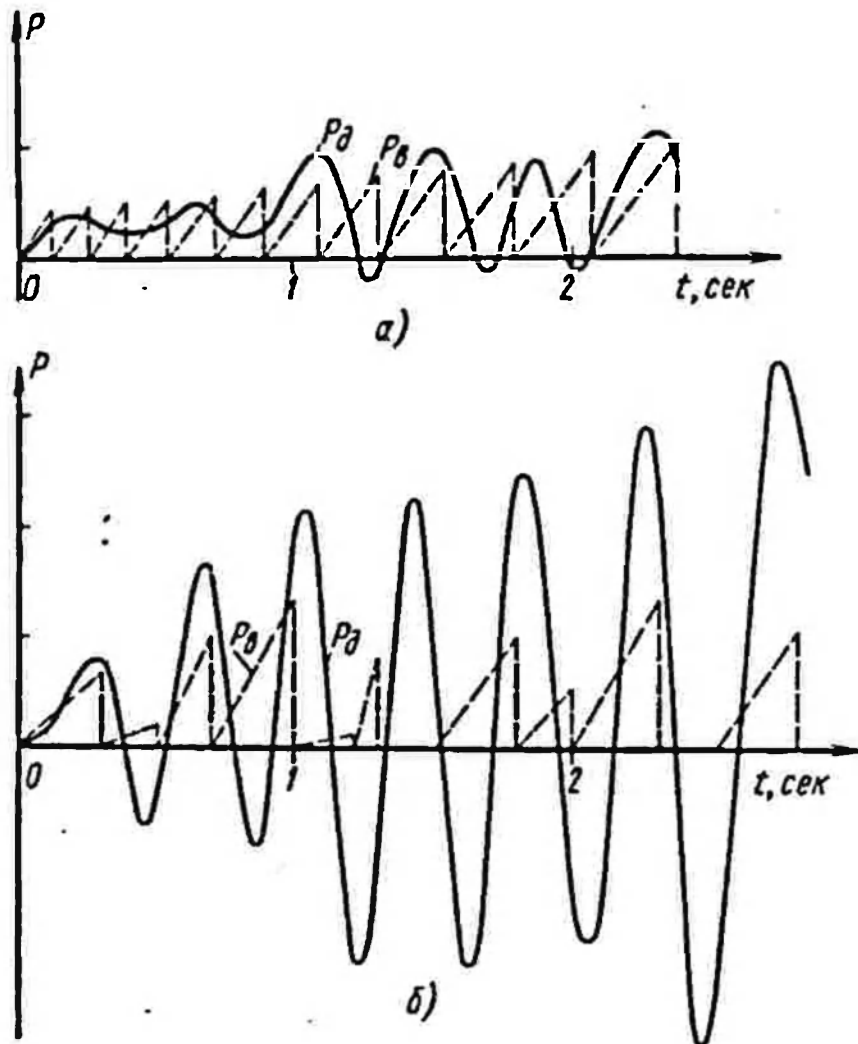


Рис. 46. Примеры возбуждения колебаний нагрузки в механизме привода ротора с собственной частотой

Для математического описания случайных величин суммарных внешних нагрузок на роторе от сопротивления грунта копанью, как показывают предварительные исследования [49], можно использовать нормальный закон распределения.

В соответствии с методами математической статистики в среднем сопротивление копанью на ковше роторного экскаватора можно охарактеризовать его математическим ожиданием, отвечающим его статистическому среднему значению.

Математическое ожидание, например, касательного сопротивления грунта копанию на одном ковше $\bar{R}_p(\alpha)$ представляется в виде [51]

$$\bar{R}_p(\alpha) = \bar{R}_{p.c.p} k(\alpha), \quad (II-83)$$

где α — определяет угловое положение ковша на дуге резания;
 $\bar{R}_{c.p.p}$ — математическое ожидание среднего по дуге резания сопротивления копанию;
 $k(\alpha)$ — функция, характеризующая изменение математического ожидания сопротивления копанию на дуге резания.

Величина $\bar{R}_{p.c.p}$ определяется по формулам (2) или (2') при средних значениях удельного сопротивления и параметров стружки. При непрерывном движении ковша ротора в грунте сопротивление копанию в некоторой точке дуги резания зависит от величины сопротивления копанию, возникшей ранее на обработанном участке стружки, и, со своей стороны, влияет на величины сопротивлений копанию на участке стружки перед ковшом. Такую вероятностную связь можно рассматривать как результат объемного распределения неоднородностей в грунтовой массе, как следствие явлений, сопутствующих процессу резания, — образования выколов и разрыхления некоторого объема вблизи режущих элементов. В связи с этим вероятностная связь сильно зависит от конструкции режущего органа.

Так как рабочий процесс роторного экскаватора характеризуется последовательной обработкой отдельных стружек по ширине забоя, то вероятностная связь между сопротивлениями копанию будет иметь место не только в направлении движения ковша по дуге резания, но и в направлении поворота роторной стрелы. Количественно такая связь между непрерывно изменяющимися случайными величинами, образующими случайные функции углового пути ротора, характеризуется взаимными корреляционными функциями, значение которых зависит от двух переменных — координат рассматриваемых сечений стружки.

Вследствие переменного математического ожидания, обусловленного в основном изменением толщины стружки по дуге резания, сопротивление копанию на одном ковше R_p можно отнести к классу нестационарных случайных функций. Как показали экспериментальные исследования, проведенные в МИСИ [51], в первом приближении нестационарную случайную функцию $R_{pi}(\alpha)$ можно представить в виде

$$R_{pi}(\alpha) = \bar{R}_p(\alpha) \chi_i(\alpha), \quad (II-84)$$

где $\bar{R}_p(\alpha)$ — детерминированная функция;
 $\chi_j(\alpha)$ — стационарная случайная функция с математическим ожиданием 1;

j — индекс, определяющий номер стружки, срезаемой отдельным ковшем в общей совокупности стружек при разработке определенного массива грунта.

Математическим ожиданием $R_{pj}(\alpha)$ будет $\bar{R}_p(\alpha)$, а нормированная корреляционная функция $r(\xi)$ является функцией углового расстояния ξ между рассматриваемыми сечениями стружки. Коэффициент вариации случайной функции $R_{pj}(\alpha)$

является практически постоянной величиной, равной среднеквадратичному отклонению σ стационарной случайной функции $\chi_j(\alpha)$.

На рис. 47 в качестве примера приведены пунктиром экспериментальные статистические характеристики $k(\alpha)$, $\sigma(\alpha)$ и $r(\xi)$, полученные при разработке экскаватором ЭРГ-400 твердой эвралитовой глины горизонтальными стружками [51]. Эти характеристики с абсолютными среднеквадратичными погрешностями, соответственно равными 0,15; 0,06 и 0,05, аппроксимируются (рис. 47) тригонометрической 1, линейной 2 и экспоненциальной 3 кривыми, описываемыми уравнениями:

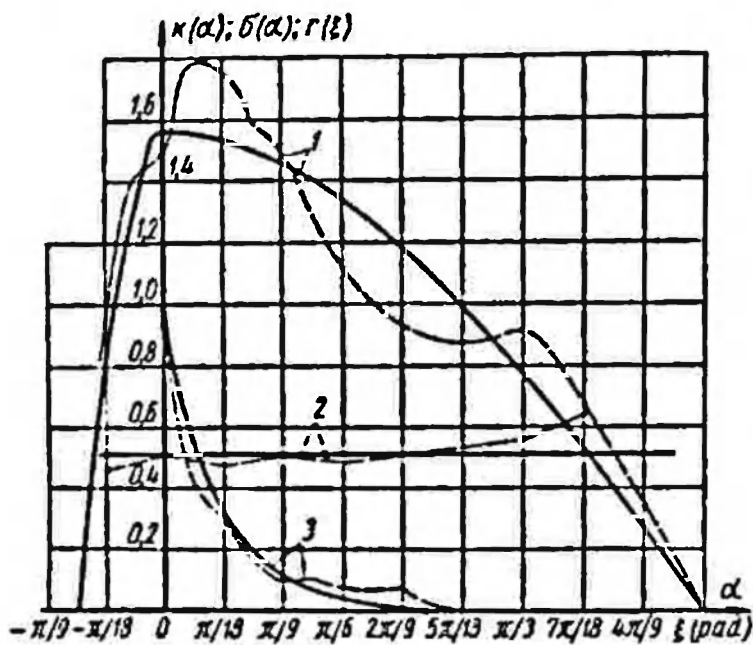


Рис. 47. Статистические характеристики сопротивления грунта копанию на ковше роторного экскаватора при резании горизонтальной стружкой:

1 — математическое ожидание, отнесенное к его среднему значению $k(\alpha) = \frac{R_p(\alpha)}{R_{pcp}}$; 2 — коэффициент вариации $\sigma(\alpha)$; 3 — нормированная корреляционная функция $r(\xi)$

где $A = 1,55$; $\sigma = 0,51$ и $k = 6,3$.

Математическое ожидание суммарного сопротивления копанию на роторе определится как сумма математических ожиданий сопротивлений копанию на ковшах, находящихся в работе:

$$\bar{R}_{rc}(\alpha) = \bar{R}_{p,cr} \{k(\alpha) + k(\alpha + \alpha_{ш}) + \dots + k[\alpha + (m - 1)\alpha_{ш}]\}, \quad (\text{II-88})$$

где $\alpha_{ш}$ — шаговый угол между ковшами;

m — количество ковшей, находящихся в работе;

α изменяется в интервале $0 < \alpha < \alpha_{ш}$.

Величина $\bar{R}_{pc}(\alpha)$ уже была определена в § 5.

При определении корреляционной функции $r_c(\xi)$ и дисперсии $\sigma_c(\xi)$ суммарного сопротивления копанню необходимо располагать количественными характеристиками корреляционной связи между сопротивлениями копания на разных ковшах ротора. Однако можно с некоторыми допущениями перейти от основных статистических характеристик сопротивления копанню на отдельном ковше, как случайной функции, к статистическим характеристикам сопротивления грунта копанню на роторном колесе. Действительно, если предположить равномерно затухающую корреляционную связь с увеличением расстояния между рассматриваемыми сечениями стружки, то можно приближенно представить систему нормированных корреляционных функций, участвующих в образовании $r_c(\xi)$, в виде однородных зависимостей $c_n r(\xi)$, где v — разность номеров стружек по ширине забоя ($c_1 > c_2 > c_3 > \dots$).

Используя зависимости (II-85), (II-86) и (II-87), получим приближенные выражения дисперсии и нормированной корреляционной функции суммарного сопротивления копанню. Для числа копающих ковшей, равного, например, трем, эти выражения имеют вид

$$\sigma_c^2 = A^2 \bar{R}_{pcp} \sigma^2 \sum_{i=1}^3 \cos^2 [\alpha + (i-1) \alpha_{ш}]; \quad (\text{II-89})$$

$$r_c(\xi) = e^{-k_1 |\xi|} \left[H_0 + H_1 \cos \left(\frac{\pi}{\alpha_{ш}} \xi \right) + H_2 \cos^{10} \left(\frac{\pi}{\alpha_{ш}} \xi \right) \right], \quad (\text{II-90})$$

где ξ измеряется как абсолютная разность углов поворота ротора; H_0, H_1, H_2 и k_1 — константы.

Следует отметить, что выражение (II-90) получено как результат аппроксимации уравнения корреляционной функции.

Для примера, приведенного выше, имеем: $k_1 = 1$; $H_2 = 0,69$; $H_1 = 0,114$; $H_0 = 0,196$. Графическое выражение функции $r_c(\xi)$ при данных числовых значениях представлено кривой на рис. 48. Если перейти от выражения дисперсии к коэффициенту вариации

$$k_s = \frac{\sigma_c(\alpha)}{R_{p.c.p}(\alpha)}, \quad (\text{II-91})$$

то для рассматриваемого примера $k_s = 0,3$, так как σ_c является практически постоянной.

Последнее обстоятельство вместе с уравнением (II-90) позволяет процесс изменения окружного сопротивления копанню на роторе относительно его средней линии рассматривать

как стационарный. Корреляционная функция суммарного сопротивления копанью на роторе определяется по следующей формуле:

$$\bar{r}_c(\xi) = r_c(\xi) \sigma_c^2. \quad (II-92)$$

Случайный характер колебания внешней нагрузки на роторном колесе при копании оказывает большое влияние на динамические нагрузки в элементах механизма привода ротора и в несущих металлоконструкциях роторных экскаваторов. Стационарный случайный процесс, каким является суммарное сопротивление копанью, представляет собой режим беспорядочных пульсаций около некоторого среднего значения. Существенную роль для такого процесса играет распределение его мощности по частотам пульсаций. Спектральные характеристики кладутся в основу спектрального метода опи-

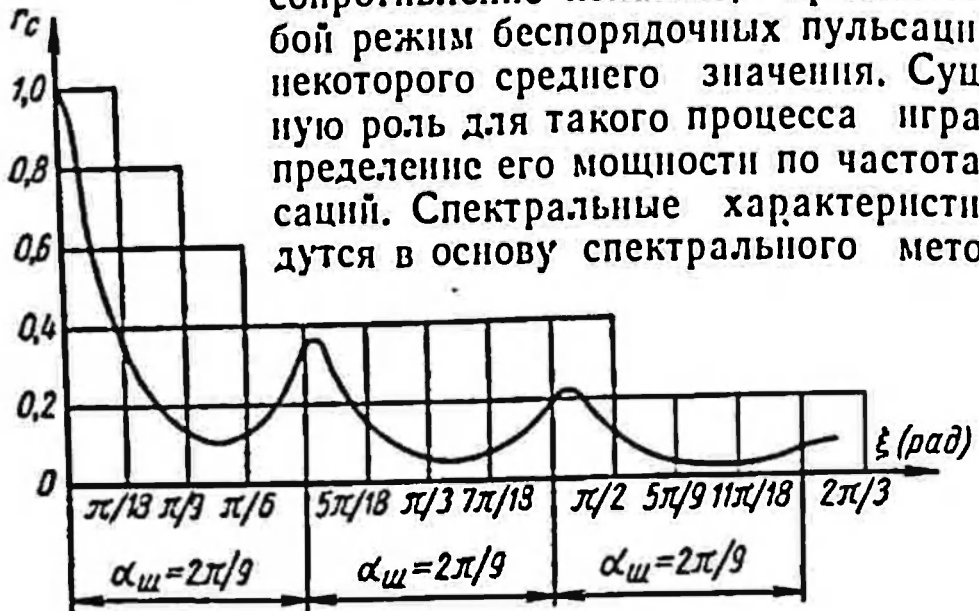


Рис. 48. Нормированная корреляционная функция $r_c(\xi)$

сания стационарных случайных процессов, являющегося одним из основных в теории колебаний упругих систем при случайных нагрузках [9]. Сущность этого метода заключается в следующем. Вводится понятие функции, называемой спектральной плотностью стационарного случайного процесса $\Phi(0)$. Она вычисляется как преобразование Фурье от корреляционной функции случайного стационарного процесса $\bar{r}_c(\xi)$:

$$\Phi(0) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} \bar{r}_c(\xi) \cos \theta \xi d\xi, \quad (II-93)$$

где θ — круговая частота; $0 < \theta < \infty$.

Для определения смысла $\Phi(0)$ следует учесть, что выражение (93) равносильно выражению [9]:

$$\bar{r}_c(\xi) = \int_0^{\infty} \Phi(0) \cos \theta \xi d\theta. \quad (II-94)$$

В свою очередь, уравнение (94) можно привести к выражению

$$\kappa U = \int_0^{\infty} \Phi(\theta) d\theta, \quad (\text{II-95})$$

где U — средняя мощность случайного процесса;

κ — постоянный коэффициент.

Из выражения (II-95) видно, что произведения $\Phi(\theta)d\theta$ соответствуют той доле мощности, которая заключена в интервале от 0 до $(\theta + d\theta)$.

Дальнейшую последовательность применения спектрального метода проследим на одном из простейших примеров.

Рассмотрим колебания, возникающие в механизме привода ротора экскаватора ЭРГ-400 при копании, числовые статистические характеристики суммарного сопротивления для которого были вычислены выше.

Уравнение колебаний в механизме привода при представлении его в виде простейшей одномассовой системы с одной степенью свободы, можно записать в виде

$$J_p \ddot{\varphi} + \frac{\delta}{\pi} p J_p \dot{\varphi} + c_n \varphi = S(\tau), \quad (\text{II-96})$$

где φ — угловая координата колебаний механизма привода ротора;

J_p — момент инерции ротора, равный $4530 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2$;

c_n — приведенная жесткость пружинной подвески и валов редуктора, равная $1\,220\,000 \text{ кгм/рад}$;

δ — декремент затухания;

$S(\tau)$ — окружное сопротивление копанию в функции времени.

Уравнение (II-96) составлено с учетом, что момент инерции якоря двигателя намного больше J_p , что позволяет представить систему приближенно в виде одномассовой, а $\tau = \frac{m}{\omega}$, где ω —

угловая скорость вращения ротора. Основная частота собственных колебаний механизма привода $p = 16,3 \text{ рад/сек}$.

Поскольку система находится под действием случайной нагрузки $S(\tau)$, изменение φ , а следовательно, крутящего момента механизма, равного φc_n , будет представлять также случайный процесс.

Характеристики этого процесса можно определить, используя известное выражение, связывающее спектральные плотности величин на входе и выходе динамической системы [9]:

$$\Phi_{\varphi}(\theta) = F(i\theta) F(-i\theta) \Phi(\theta), \quad (\text{II-97})$$

где θ — текущая круговая частота;

$\Phi(\theta)$ — спектральная плотность нагрузки $S(\tau)$;

$\Phi_{\varphi}(\theta)$ — спектральная плотность угловой координаты φ ;

$F(i\theta)$ — передаточная функция линейной системы [61];

$$F(i\theta) = \frac{1}{p^2 - \theta^2 + \frac{\delta}{\pi} i p \theta}, \quad (II-98)$$

где $i = \sqrt{-1}$, так как решение ведется в комплексной форме. На основании формул (II-97) и (II-98) имеем

$$\Phi_\varphi(\theta) = \frac{\Phi(\theta)}{(p^2 - \theta^2)^2 + \left[\frac{\delta}{\pi} p \theta\right]^2}. \quad (II-99)$$

Выражение $\Phi(\theta)$ вычисляется по формуле (II-93), а затем на основании зависимости (II-99) определяется $\Phi_\varphi(\theta)$. Графи-

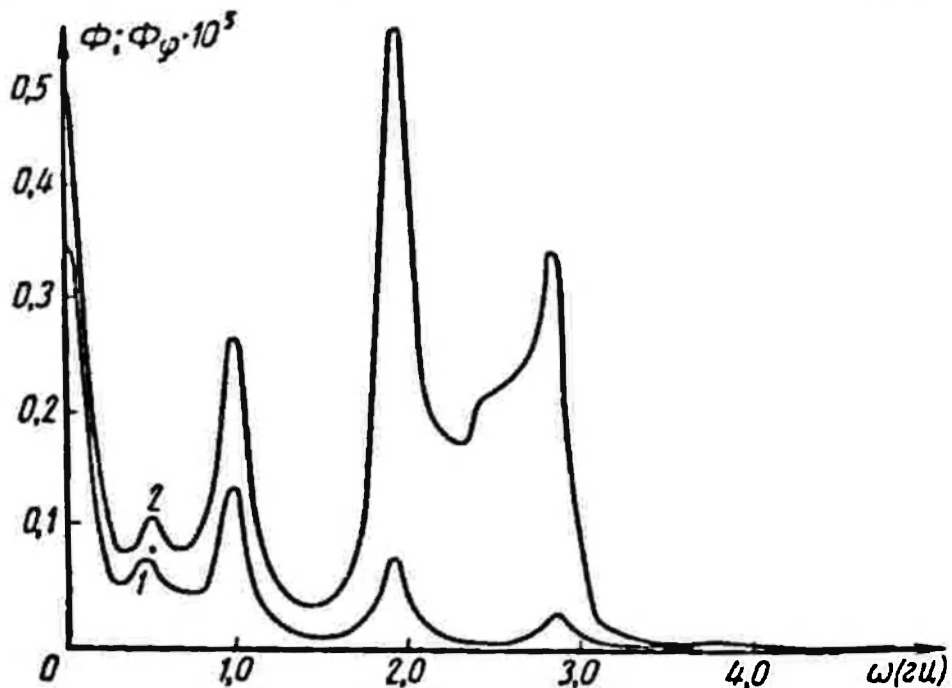


Рис. 49. Спектральные плотности нагрузок в элементах привода рабочего органа экскаватора ЭРГ-400:

1 — спектральная плотность окружного сопротивления копанью $\Phi(\theta)$; 2 — спектральная плотность крутящего момента на валу ротора $\Phi_\varphi(\theta)$

чески выражения $\Phi(\theta)$ и $\Phi_\varphi(\theta)$ для рассматриваемого примера представлены на рис. 49.

Среднеквадратичная амплитуда колебаний $\bar{\varphi}$ может быть выражена формулой

$$\bar{\varphi}^2 = \int_0^\infty \Phi_\varphi(\theta) d\theta = \int_0^\infty \frac{\Phi(\theta) d\theta}{(p^2 - \theta^2)^2 + \left[\frac{\delta}{\pi} p \theta\right]^2}. \quad (II-100)$$

Как видно из уравнения (II-100) и графиков на рис. 49, при малых δ динамическая система выполняет роль фильтра, пропускающая главным образом пульсации с частотами, близкими к p .

Здесь имеет место явление, похожее на резонанс с вынужденными колебаниями при детерминированном периодическом воздействии.

Возвращаясь к примеру, отметим, что амплитуда крутящего момента $c_n \varphi$ для указанных числовых характеристик параметров составляет ~ 4 тл и оказывается соизмеримой с амплитудой $c_n \varphi_0$, где φ_0 — угловая координата колебаний механизма привода ротора, обусловленных только периодическим воздействием внешней нагрузки (см. рис. 38).

§ 8. НАГРУЗКИ НА ПИТАТЕЛЬ И ПРИЕМНЫЙ ТРАНСПОРТЕР ПРИ РАЗГРУЗКЕ ГРУНТА ИЗ КОВШЕЙ РОТОРА

Нагрузка на питатель

Определение закономерности изменения нагрузки, действующей на питатель при разгрузке ковшей, представляет определенные трудности вследствие значительной разницы в физико-

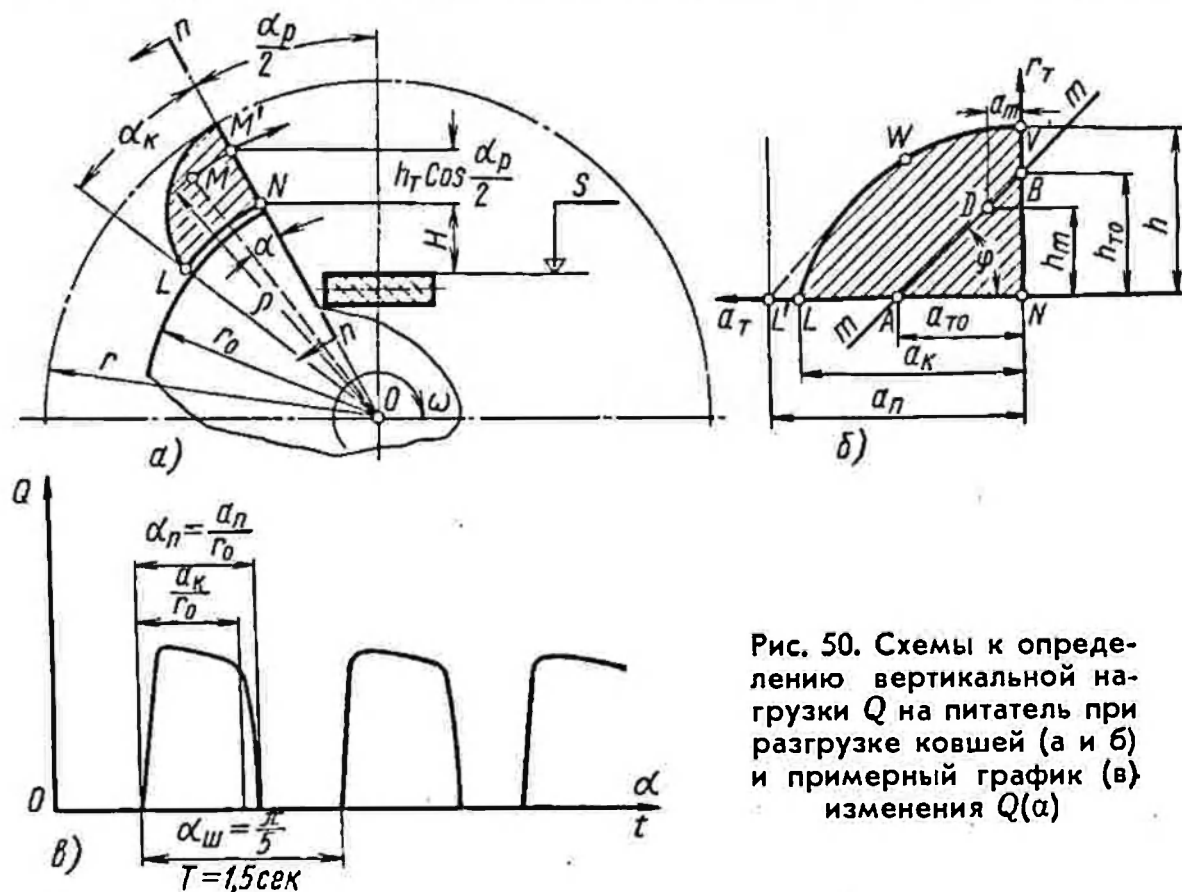


Рис. 50. Схемы к определению вертикальной нагрузки Q на питатель при разгрузке ковшей (а и б) и примерный график (в) изменения $Q(\alpha)$

механических свойствах грунтов, кусковатости, липкости и перемешивания грунта на питателе. Существенное влияние будет оказывать и конструкция самого питателя.

В качестве первого приближения нагрузку, действующую на поверхность плоского питателя S (рис. 50, а) при разгрузке

ковшей. можно оценить, используя теорию удара струи [45]. Можно полагать, что в определенный момент к поверхности питателя S из ковшей падает грунт потоком, площадь которого равна F . При этом частицы, одновременно подходящие к поверхности S , не будут иметь одинаковые нормальные к ней составляющие скоростей. Поэтому, если говорить об усредненной для всей площади F скорости \bar{V}_{cp} , определяемой из формулы

$$\int_{(F)} V_{cp}^2 dF = \bar{V}_{cp}^2 F,$$

то в определенный момент на площадку S со стороны грунтового потока будет действовать нормальная сила, равная согласно теории удара струи

$$Q = \gamma F \bar{V}_{cp}^2, \quad (II-101)$$

где γ — удельная плотность материала.

Рассмотрим порядок определения Q при разгрузке отдельного ковша для случая горизонтального положения стрелы. Грунт будем принимать сыпучим. Будем предполагать также, что до сечения nn (рис. 50, а) каждая частица покоится в ковше, а при выходе из сечения свободно падает.

Время падения частицы грунта из точки M' на поверхность S (рис. 50, а) будет равно

$$t_1 = \frac{V_0 + \sqrt{2H_n g + V_0^2}}{g}, \quad (II-102)$$

где в соответствии с рис. 50, а $V_0 = \rho \omega \sin \frac{\alpha_p}{2}$; ρ — текущий радиус OM ; ω — угловая скорость вращения ротора; α_p — угол разгрузки;

$$H_n = h_r \cos \frac{\alpha_p}{2} + H;$$

$$h_r = \rho - r_0; \quad g = 9,8 \text{ м/сек}^2.$$

Время, необходимое для того, чтобы частица грунта из точки M упала на поверхность S , равно

$$t = \frac{V_0 + \sqrt{2H_n g + V_0^2}}{g} + \frac{\alpha}{\omega}. \quad (II-103)$$

Учитывая, что точки (частицы) M и M' находятся на одном радиусе вращения ρ , при полете к поверхности S обе будут иметь нормальную к S составляющую скорости, равную

$$V_k = \sqrt{2gH_n + V_0^2}. \quad (II-104)$$

Формула (103) при $t = \text{const}$ является уравнением, связывающим ρ и α (или h_τ и a_τ , где $a_\tau = ar_0$) и тем самым определяет сечения по массе грунта в ковше, которые одновременно подлетают к поверхности питателя S . Эти сечения назовем изоклинами (рис. 50, б). Чтобы получить простое аналитическое уравнение этих изоклин в виде $f(a_\tau, h_\tau) = 0$, преобразуем уравнение (II-103), приняв новый отсчет времени:

$$\tau = t - t_0, \quad (\text{II-105})$$

где t_0 равно t при $\alpha = 0$ и $\rho = r_0$.

При новом отсчете времени первая частица грунта упадет на поверхность S при $\tau = 0$.

Для реальных конструкций машин уравнение (II-105) после ряда преобразований с учетом, что $\sin^2 \frac{\alpha_p}{2} < 1$ и $\frac{r\omega^2}{g} < 1$, может быть записано в виде

$$\tau \approx \frac{a_\tau}{\omega r_0} + \frac{h_\tau}{\sqrt{8gH}} \cos \frac{\alpha_p}{2} - \frac{\omega h_\tau}{g} \sin \frac{\alpha_p}{2}. \quad (\text{II-106})$$

Следовательно, a_τ практически линейно зависит от h_τ , поэтому на рис. 50, б изоклины ($m - m$) нанесены в виде прямых линий. Из этого рисунка, полагая вначале, что $h_\tau = h_{\tau_0}$ и $a_\tau = 0$, а затем $h_\tau = 0$ и $a_\tau = a_{\tau_0}$, легко заключить, что

$$\frac{a_{\tau_0}}{\omega r_0} = \frac{h_{\tau_0}}{\sqrt{8gH}} \cos \frac{\alpha_p}{2} + \frac{\omega h_{\tau_0}}{g} \sin \frac{\alpha_p}{2}. \quad (\text{II-107})$$

Следовательно, линии изоклин должны быть параллельны. Это уравнение преобразуем и запишем в виде

$$\frac{a_{\tau_0}}{h_{\tau_0}} = \text{ctg } \varphi = \omega r \sqrt{\frac{1}{8gH}} \cos \frac{\alpha_p}{2} + \frac{\omega^2 r_0}{g} \sin \frac{\alpha_p}{2}. \quad (\text{II-108})$$

Уравнение изоклин (II-108) позволяет, проводя сечения соответствующего наклона по массе грунта в ковше, получать зависимость $F = f(a_{\tau_0})$ для реальных конструкций и действительной формы грунта в ковше. Поясним применение уравнения (II-108) для конкретных задач и в первую очередь для определения времени, в течение которого грунт падает на площадку S , а также каким сечением подходит к ней в любой момент времени.

Сечение mm (рис. 50, б) определяет площадь сечения равной плотности в момент времени $\frac{a_{\tau_0}}{r_0 \omega}$. Крайнее левое сечение, показанное пунктиром, отсекает на оси a_τ величину a_n , которая определяет время $t_n = \frac{a_n}{r_0 \omega}$.

Анализ формулы (II-108) показывает, что, чем меньше ω , тем больше угол φ , и наоборот. Для реальных конструкций крупных машин, например, при $H = 0,4$ м. $\text{ctg } \varphi \leq 0,5$ и $a_n \approx \approx a_k$.

Из рисунка видно, что, если $\text{ctg } \varphi \leq \frac{a_n}{h}$, при времени $0 < t < \frac{h \text{ctg } \varphi}{\omega r_0}$ высота площади сечения F нарастает линейно от 0 до $\frac{h}{\cos \varphi}$, затем при $\frac{h \text{ctg } \varphi}{\omega r_0} < t' < \frac{a_n}{\omega r_0}$ высота поперечного сечения грунта F , одновременно подходящего к поверхности S в момент времени t' , определяется формой кривой стенки ковша LWV .

При $\frac{a_n}{\omega r_0} < t'' < \frac{a_n}{\omega r_0}$ высота площади сечения F определяется только кривой LWV и при $t = \frac{a_n}{\omega r_0}$ равна нулю.

Чтобы перейти к определению усилия Q , примем следующую последовательность вычислений. Ось a_τ (рис. 50, б) является практически осью времени, так как $t = \frac{a_\tau}{\omega r_0}$, поэтому определенным однозначно величинам a_τ соответствуют и определенные значения h_τ и F соответственно. Учитывая это и приняв ширину ковша на общем радиусе ρ равной $b(\rho)$, нагрузку на питатель Q , соответствующую определенному h_τ , а следовательно, и определенным значениям a_τ и τ определим по формуле

$$Q = \frac{\gamma}{g} \int_{r_0}^{(r_0+h_\tau)} b(\rho) V_k^2(\rho) d\rho, \quad (\text{II-109})$$

где значение $b(\rho)$ определяется для конкретных конструкций ковшей.

Из-за сложности аналитического вычисления Q целесообразно для конкретных примеров $Q(a_\tau)$ или $Q(\tau)$ определять для ряда сечений по ковшу, а затем строить эту функцию графически. При $b = \text{const}$ интеграл (II-109) можно решить, если воспользоваться формулой (104), и представить его в виде

$$Q_{\max} = \frac{\gamma b h_\tau}{3} \left[3 \left(2H + h_\tau \cos \frac{\alpha_p}{2} \right) + \frac{\omega^2}{g} (3r_0^2 + 3r_0 h_\tau + h_\tau^2) \right] \quad (\text{II-110})$$

при $r_\tau = r$.

Приведем пример расчета, отвечающий роторному экскаватору ЭРГ-1600 при $\gamma = 1,6$ т/м³; $H \approx 0,5$ м; $r_0 \approx 3,8$ м; $\frac{r_\tau}{2} \approx \approx 30^\circ$ $\omega \approx 0,4$ рад/сек; $b \approx a_k \approx 1,2$ м; $q = 1,6$ м³.

Примем, что $h = \sqrt{\frac{4g}{b\pi}} = 1,3$ м, тогда Q_{\max} , вычисленное по формуле (II-110), равно около 6 т. На рис. 50, в представлен примерный график $Q(\alpha)$ или соответственно $Q(t)$ для экскаватора ЭРГ-1600.

Следует отметить, что для экскаватора ЭРШР-1600, например, при $H \approx 1,6$ м, $r_0 \approx 6$ м, $\omega \approx 0,4$ рад/сек и $b \approx 1$ м, Q_{\max} , вычисляемое по формуле (II-110), составляет 11,5 т.

Для связных грунтов величины Q_{\max} могут быть существенно меньше расчетных, так как энергия удара будет расходоваться на перемешивание грунта, уже находящегося на питателе, т. е. удар будет смягчен. Если учесть, что реальные грунты не обладают абсолютной сыпучестью и имеют значительную кусковатость, а часто и липкость, то ударные усилия от грунта соседних ковшей могут растягиваться во времени и, как правило, перекрываются. Поэтому периодичность суммарного усилия Q от разгрузки ковшей, действующего на питатель, может существенно нарушаться.

Помимо вертикальных сил Q от падающего грунта будут возникать также горизонтальные силы, действующие в плоскости поверхности S (рис. 50, а), однако они имеют меньшие значения.

Анализ показывает, что, несмотря на то что реальные нагрузки Q_{\max} будут в большинстве случаев значительно меньше определяемых по изложенной методике, тем не менее значительная величина этих расчетных нагрузок, особенно для таких машин, как ЭРШР-1600, требует их учета. До проведения более всесторонних исследований максимальная величина нагрузок на питатели может оцениваться в первом приближении по предложенной методике.

Нагрузки на питатель Q с вертикальными нагрузками от сопротивления грунта копанию P_s следует суммировать в соответствии с положением стрелы с ротором в забое.

Нагрузка на приемный транспортер

Падение грунта на приемный транспортер, как правило, происходит на грунт, находящийся на транспортере. Важным обстоятельством, уменьшающим максимальные нагрузки на транспортер Q_T , является то, что грунтовые потоки от отдельных ковшей после прохождения через питатель значительно перекрываются при падении на основной транспортер. Величины скоростей падения потока на грунт при соприкосновении с приемным транспортером не превышают скоростей соприкосновения потока грунта с питателем. Для иллюстрации сказанного наметим схему построения суммарного графика сил Q_T для этого случая, опирающуюся также на метод изоклин.

Представим зависимость площадей $F_n(\alpha)$, одновременно падающих к поверхности питателя S (рис. 50, а) в виде, показанном на рис. 51. Будем считать, во-первых, что грунт, падающий из ковшей, равномерно распределяется по длине питателя (ширине ковша), и, во-вторых, ввиду небольших скоростей питателей ($V_n = 0,8 \div 1,5$ м/сек) эта скорость мгновенно сообщается грунту. Это положение определяется тем, что падающей на питатель со скоростью V_n частице грунта может быть мгновенно сообщена скорость $V_n f$, где f — коэффициент трения грунта по материалу поверхности питателя ($V_n f = 0,3 V_n$). Тогда построение графика площадей, одновременно

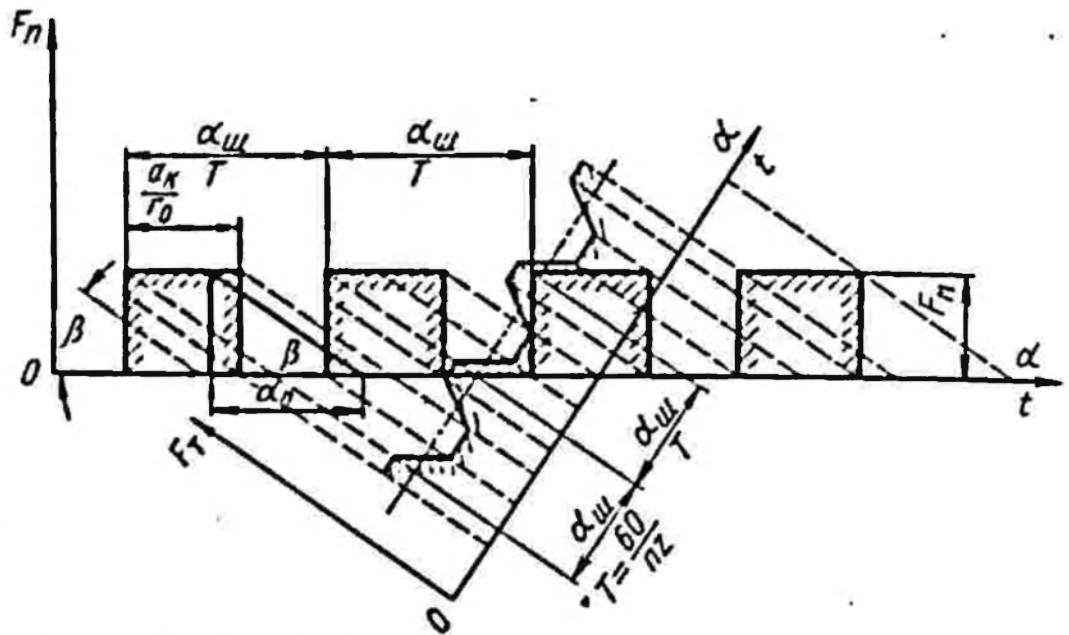


Рис. 51. Схема изменения площадей потока грунта на приемный транспортер

подлетаемых к ленте основного транспортера, можно провести графически по рис. 51.

Действительно, если время прохождения ширины фронта упавшего на питатель грунта равно $t_0 = \frac{b}{V_n}$, то сетка наклонных пунктирных прямых (изоклин) на рис. 51, проведенных под углом β ($\text{tg } \beta = \frac{F_n}{\alpha_0}$, а $\alpha_0 = \omega t_0$, так как на рис. 51 представлена зависимость F_n от угла поворота ротора), пересекая объемы ковшей $F_n \cdot \frac{\alpha_к}{r_0}$, определяет площади сечений, одновременно подлетаемые к поверхности основного транспортера. Параллельный сброс объемов $F_n \frac{\alpha_к}{r_0}$ (рис. 51) на ось, перпендикулярную к пунктирным прямым сетки, определяет зависимость $F_n(\alpha)$ — площадей равной плотности, одновременно падающих на ленту приемного транспортера. Усилия Q_r , воз-

никающие при этом, не будут превышать значений $Q_{\tau} = \sqrt{F_{\tau}(\alpha)} V_{\tau}^2$ где V_{τ} определяется исходя из высоты падения грунтового потока на транспортер H_{τ} .

Представленные на рис. 51 графики $F_{\tau}(\alpha)$ и $F_{\tau}(\alpha)$ построены применительно к экскаватору ЭРГ-1600, когда

$$\alpha_0 = \frac{1,2 \cdot 0,4}{1} \approx 0,48; \alpha_{\text{ин}} = \frac{2\pi}{10} = 0,628;$$

$$\alpha_{\kappa} \approx 0,348; \dot{V}_{\tau} = \sqrt{gH_{\tau}} = 3,5 \text{ м/сек.}$$

§ 9. ДИНАМИЧЕСКИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ НА НЕСУЩИЕ КОНСТРУКЦИИ, ВОЗНИКАЮЩИЕ ПРИ РАБОТЕ ТРАНСПОРТЕРОВ

При работе транспортеров конструкции отвальных и приемных консолей отвалообразователей, а также стрел и разгрузочных консолей роторных экскаваторов, кроме динамических нагрузок, появляющихся в периоды разгона или торможения, транспортеров, при установившемся движении также испытывают динамические воздействия от следующих основных факторов: 1) сбегания и набегания грунтового потока и от его неравномерности; 2) ударов комьев и грунтового потока в местах перегрузок; 3) дебаланса концевых (сбрасывающих) барабанов; 4) от биевания крупных комьев транспортируемой породы при прохождении ими периодически расставленных роликоопор; 5) от дебаланса и эксцентриситета роликоопор.

Кратко охарактеризуем каждую из перечисленных переменных нагрузок. Набегание грунтового потока на транспортеры и сбегание его не вызывают обычно сколько-нибудь заметных динамических воздействий на конструкции консолей, т. е. нагрузки от веса транспортируемого материала прикладываются в этих случаях практически статическим образом. Действительно, поступление грунта на транспортеры означает изменение масс динамической системы конструкции, что и должно вызывать ее колебания. Однако скорость изменения масс системы на реальных конструкциях происходит медленно в сравнении с наиболее низкими частотами собственных колебаний конструкции.

Так, например, если время набегания грунта на отвальный транспортер отвалообразователя равно $\tau = l_{\kappa} V_{\tau}$ (l_{κ} — длина отвальной стрелы, V_{τ} — скорость транспортерной ленты) и для конкретных конструкций отвалообразователей оказывается не меньше 15—20 сек, то низкие периоды собственных колебаний конструкций отвалообразователей в вертикальной плоскости не превышают $T = 2 \div 3$ сек. Для гармоник с более высокими частотами собственных колебаний время набегания грунтового потока на полуволну соответствующей формы колебаний и период колебаний различаются между собой еще больше.

Рассмотрение простейших примеров, представленных на рис. 52, а, б для реальных конструкций, показывает, что при $\frac{l_k}{V_T} \ll T$ приложение нагрузки может считаться статическим. Результаты экспериментальных исследований также не обна-

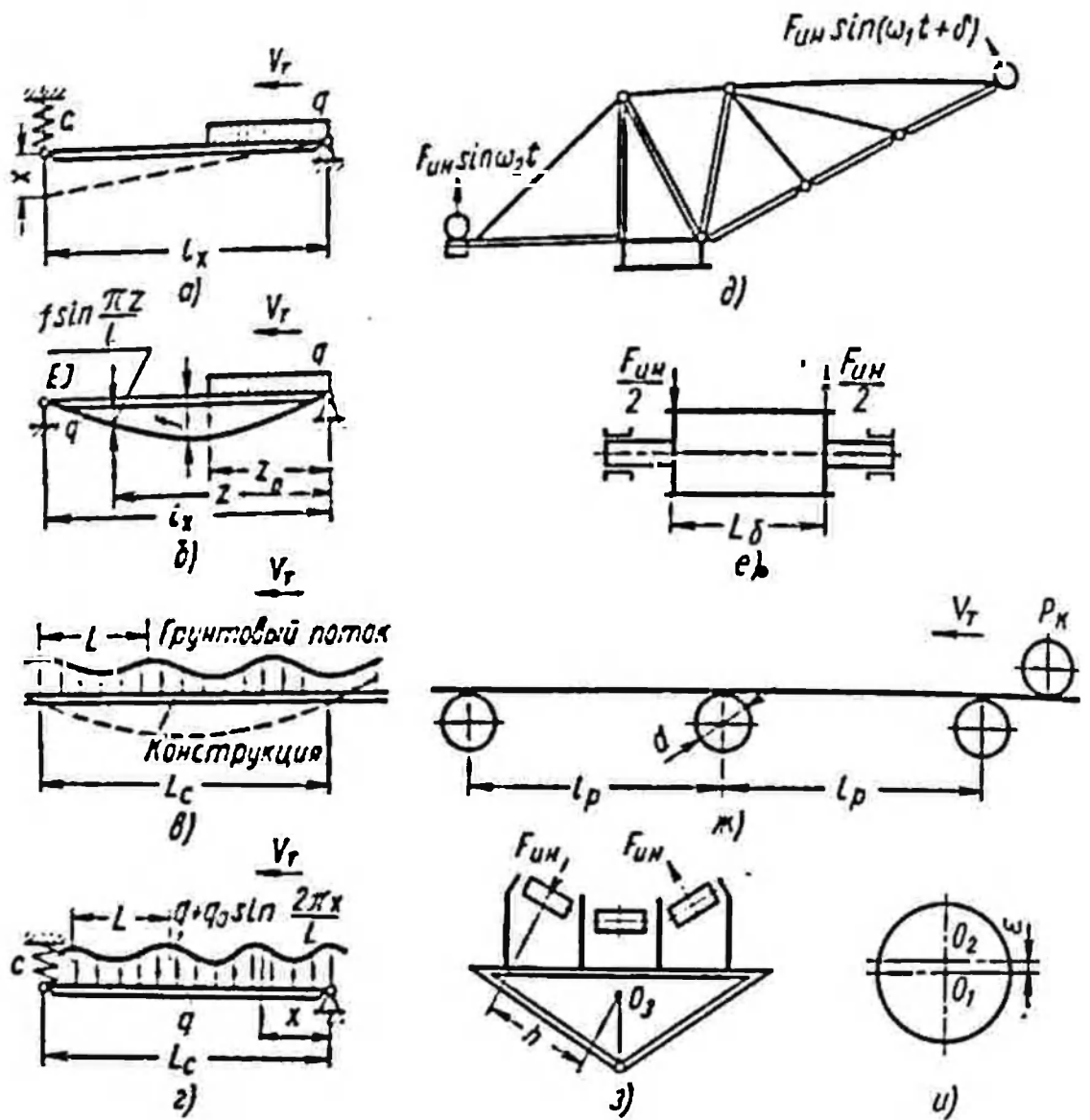


Рис. 52. Схемы внешних динамических воздействий на конструкции при работе транспортеров

руживают существенных динамических нагрузок в элементах конструкции машин от набегания и сбегания грунтового потока.

Принципиально возможная неравномерность грунтового потока, появляющаяся от периодических ссыпок грунта из ковшей роторного экскаватора с периодом $T = \frac{60}{n_z}$ (см. рис. 51), также практически не может сказываться на колебаниях конструкций консолей. Это объясняется тем, что длина волны неравномерности распределения движущегося грунтового потока L (рис. 52, в, г) значительно меньше длины волны собственных

колебаний L_c . Если скорость ленты лежит в пределах $V_r = 3 \div 6$ м/сек, то длина волны неравномерности грунтового потока при периодах сыпки грунта $T = 0,75 \div 2$ сек будет в пределах 2—12 м. Длины же форм собственных колебаний конструкций стрел и консолей, соответствующие периодам $T = 0,75 \div 2$ сек, находятся примерно в пределах $40 < L_c < 100$ м.

По тем же причинам не может приводить к появлению заметных динамических нагрузок в конструкции прохождение по транспортерам консолей прерывистого грунтового потока.

В случае прерывистого поступления грунта на транспортеры, в элементах конструкций стрел, консолей и др. изменения напряжений внешне могут напоминать такие, которые имеют место при колебаниях. Однако это является просто результатом восприятия конструкцией статической движущейся распределенной прерывисто по длине консоли весовой нагрузки.

Удары переменного или прерывистого потока грунта и отдельных комьев в местах перегрузок ввиду значительности масс конструкций стрел и консолей практически также не вызывают сколько-нибудь значительных динамических нагрузок в несущих элементах конструкции. Но в то же время в элементах конструкций, непосредственно воспринимающих эти удары, могут возникать существенные динамические нагрузки, которые необходимо учитывать при их расчете. Несбалансированные концевые барабаны при вращении создают периодические инерционные нагрузки, которые могут приводить к появлению колебаний консолей и стрел в вертикальной плоскости, а также крутильных или изгибно-крутильных колебаний этих элементов. В случае резонанса эти колебания могут вызывать значительные динамические нагрузки в несущих элементах конструкции.

Круговые частоты и периоды воздействия инерционных сил от дебаланса барабанов транспортеров определяются зависимостями

$$\omega_b = \frac{2V_r}{D_b} \text{ рад/сек}; \quad T_b = \frac{2\pi}{\omega_b} = \frac{\pi D_b}{V_r}, \quad (\text{II-111})$$

где V_r — скорость транспортерной ленты;

D_b — диаметр барабана.

Так, например, для конструкций отвалообразователей, созданных НКМЗ, значения ω_b и T_b находятся соответственно в пределах $8 < \omega_b < 12$ рад/сек и $0,55 < T_b < 0,85$ сек.

Расчеты и эксперименты показывают, что значения T_b часто совпадают с периодами низких собственных колебаний конструкций консолей в вертикальной плоскости и периодами крутильных колебаний консолей.

Величина амплитуды инерционного усилия, имеющего периодичность T_0 , равна

$$F_{ин} = \omega_0^2 S, \quad (II-112)$$

где $S = \overset{M}{M} e_0^2$ — статический момент инерции неуравновешенных масс;

M — масса вращающихся частей барабана;

e_0 — смещение центра тяжести массы от оси вращения.

Например, для барабанов с диаметром $D_0 = 1,2$ м значение S может достигать величины, подсчитанной из возможных погрешностей изготовления, около 2 кгсек^2 , а сила инерции $F_{ин}$ при $\omega_0 = 8 \text{ рад/сек}$ соответственно 120 кг . На рис. 52, д показано схематически приложение инерционных сил $F_{ин} \sin \omega_0 t$ для конструкций отвалообразователя.

Максимально возможная величина крутящего инерционного момента, действующего со стороны барабана на конструкцию, может быть вычислена согласно схеме приложения нагрузки $F_{ин}$ на барабане, представленной на рис. 52, е, по формуле

$$M_{ин} = 0,5 S \omega_0^2 L_0, \quad (II-112')$$

где L_0 — расстояние между ступицами барабана.

Расчеты показывают, например, что для барабанов с $D_0 = 1,2$ м и $L_0 = 1,8$ м $M_{ин} \leq 0,12 \text{ тм}$.

Следует отметить также, что несбалансированность барабанов может быть вызвана не только технологическими погрешностями изготовления, но и неравномерным налипанием грунтов на обечайку барабана.

Ввиду того что декременты затухания крутильных колебаний стрел и консолей малы ($\delta \approx 0,05$), а сами консоли, как правило, плохо воспринимают крутящие моменты, резонансные крутильные колебания конструкций консолей отвалообразователей от дебаланса барабанов могут вызвать значительные динамические нагрузки в элементах этих конструкций; их следует избегать.

Определенную опасность в случае резонанса может представлять также динамическое воздействие инерционных сил от дебаланса барабанов при колебаниях консолей в вертикальной плоскости.

При прохождении по транспортеру значительного кома транспортируемой породы (P_k на рис. 52, ж) последний может отрываться от ленты в момент перехода через роликоопору, а затем падать на нее. При этом на конструкцию, как упругую динамическую систему, будут воздействовать в вертикальной плоскости определенные периодически чередующиеся импульсы, вследствие чего конструкция будет претерпевать практически

мгновенные также периодически чередующиеся отклонения от состояния равновесия.

Период приложения нагрузок такого рода равен

$$T_k = \frac{l_p}{V_T}, \quad (11-113)$$

где l_p — расстояние между роликоопорами;

V_T — скорость транспортной ленты.

Для конструкций отвалообразователей НКМЗ, например, значения T_k (при $V_T = 4 \div 6$ м/сек и $l_p = 1 \div 1,25$ м) лежат в пределах от 0,16 до 0,26 сек. Соответственно значения круговой частоты внешней нагрузки находятся в пределах $24 < \omega_k < 40$ рад/сек.

Реальные конструкции консолей этих машин имеют собственные частоты изгибных колебаний в вертикальной плоскости, лежащие в этих пределах. Поэтому возможно возникновение резонансных явлений, для которых следует оценивать величины динамических нагрузок.

Рассмотрим теперь характер внешней переменной нагрузки, действующей на конструкции стрел и консолей, от дебаланса и эксцентриситета роликоопор. Сила инерции от дебаланса роликов и круговая частота ее изменения определяются по формулам (11-112) и (11-111) при подстановке в них вместо диаметра барабана диаметра ролика d .

Величины ω_p , например, для ряда отвалообразователей НКМЗ (при $d = 152$ мм) лежат в пределах $60 < \omega_p < 80$ рад/сек.

Амплитуда инерционной силы, действующей в вертикальной плоскости от дебаланса одной роликоопоры, может быть вычислена так же, как и от дебаланса барабана по формуле (11-112), где в данном случае должны быть подставлены ω_p — угловая скорость вращения роликов и S — статический момент инерции всех роликов роликоопоры.

Для конкретных конструкций роликоопор транспортеров производительностью до 5000 м³/ч при весе вращающихся частей роликоопоры до 50 кг и величине $\epsilon = 0,5$ мм (согласно техническим нормам на изготовление роликоопор) S может доходить до 0,003 кг·сек². Поэтому, например, для отвалообразователя ОШ-4500/90 при $\omega_p^2 = 4340$ рад/сек² $F_{ин} \leq 12$ кг.

Амплитуда суммарного крутящего инерционного момента, действующего на одной роликоопоре от дебаланса боковых роликов, инерционные силы каждого из которых $\bar{F}_{ин}$ действуют в противофазе (рис. 52, з), будет равна

$$M_{ин} \approx \frac{2}{3} Sh\omega_p^2$$

где h — расстояние от оси кручения конструкции до линии действия силы $F_{ин}$.

Продолжая предыдущий пример, получим для отвалообразователя ОШ-4500/90 при $h = 2,5$ м $M_{ин} \approx 0,02$ т.м.

Из-за наклонного расположения боковых роликов могут возникать также инерционные периодически действующие нагрузки и в плоскости поворота. Указанные инерционные силы и моменты, ввиду того что длины консолей и секций всегда значительно больше шага между роликоопорами l_p , можно рассматривать как равномерно распределенные:

$$q_{ин} = \frac{F_{ин}}{l_p}, \quad m_{ин} = \frac{M_{ин}}{l_p}.$$

Следует отметить, что величины $q_{ин}$ и $m_{ин}$ составляют, например, для отвалообразователей НКМЗ около 2% от весовой их нагрузки. Это показывает, что динамическое воздействие от дебаланса роликоопор в случае отсутствия резонансных явлений практически никакой опасности для несущих конструкций не представляет. Резонансные же случаи приложения этих нагрузок, как будет показано ниже, могут приводить в отдельных случаях к появлению существенных динамических нагрузок в основных несущих элементах конструкции.

Влияние эксцентриситета роликоопор (смещения центра вращения ролика O_2 на рис. 52, и его собственно геометрического центра O_1) состоит в том, что при колебании точки контакта движущейся ленты с грунтом и роликоопоры возникают колебания ленты с грунтом, а потому и всей конструкции с частотой ω_p . В дальнейшем, при определении амплитуд колебаний и нагрузок, возникающих в конструкции, будет учтено это обстоятельство, роль которого оказывается соизмеримой с эффектом от дебаланса роликоопоры.

Удвоенная амплитуда относительных колебаний точки контакта ленты и роликов роликоопоры согласно техническим условиям на изготовление роликоопор конструкции НКМЗ не превышает величины $e = 0,5$ мм.

Чрезвычайно сильно на величину динамических нагрузок в конструкции влияет характер формы приложения внешней нагрузки от дебаланса и эксцентриситета роликоопор, ибо даже в том случае, когда по частотам имеется резонанс, форма внешнего воздействия может быть такова, что динамических нагрузок в конструкции не возникает. Влияние формы внешнего воздействия, зависящей от смещения по фазам инерционных нагрузок от дебаланса и эксцентриситета различных роликоопор, также рассматривается ниже.

Следует подчеркнуть, что форма приложения внешней нагрузки может играть и играет решающее значение, в основном

и определяя величину действительных динамических нагрузок в элементах конструкций консолей. При рассмотрении воздействия на конструкции консолей дебаланса и эксцентритета роlikоопор необходимо учитывать также и режим работы транспортеров. Например, работа холостых транспортеров, как показывают и расчеты и эксперименты, сопровождается появлением больших динамических нагрузок и напряжений в элементах несущих конструкций, чем грузеных. Меньшие величины динамических нагрузок при работе грузеных транспортеров объясняются значительным гашением колебаний грунтовым потоком.

Высокочастотные внешние периодические воздействия могут приводить также к возникновению резонансных колебаний отдельных элементов конструкции — элементов, поддерживающих роlikоопоры, — канатов, поясов и раскосов решетчатых ферм и т. д. Этого надо избегать.

Следует иметь в виду также, что инерционные нагрузки, возникающие от дебаланса и эксцентритета роlikоопор, могут в сильной степени влиять и на долговечность подшипников роlikоопор, и на долговечность гибких роlikоопор холостой части транспортерной ветви, которые при больших скоростях движения транспортерной ленты могут оказаться в режиме работы с критическими оборотами вращения.

В случаях, когда нормальная работа транспортеров с установившейся скоростью не вызывает опасности возникновения резонансных высокочастотных (от дебаланса и эксцентритета роlikоопор) и низкочастотных (от дебаланса барабанов) колебаний несущей конструкции, явления резонанса могут иметь место в периоды пуска и торможения транспортеров. Однако проход резонансных областей представляет обычно меньшую опасность, чем режимы резонанса при установившемся движении.

§ 10. ДИНАМИЧЕСКИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ НА КОНСТРУКЦИИ ПРИ ПЕРЕДВИЖЕНИИ

Роторные экскаваторы и отвалообразователи оборудуются в основном гусеничным и рельсово-шагающим ходовым оборудованием. Кроме того, для отвалообразователей применяется также шагающее ходовое оборудование, которое может создавать существенные динамические нагрузки на несущие конструкции. Поэтому ниже рассмотрим внешние динамические воздействия на несущие конструкции и сами механизмы передвижения, возникающие на машинах, оборудованных шагающим, гусеничным и рельсово-шагающим ходовым оборудованием.

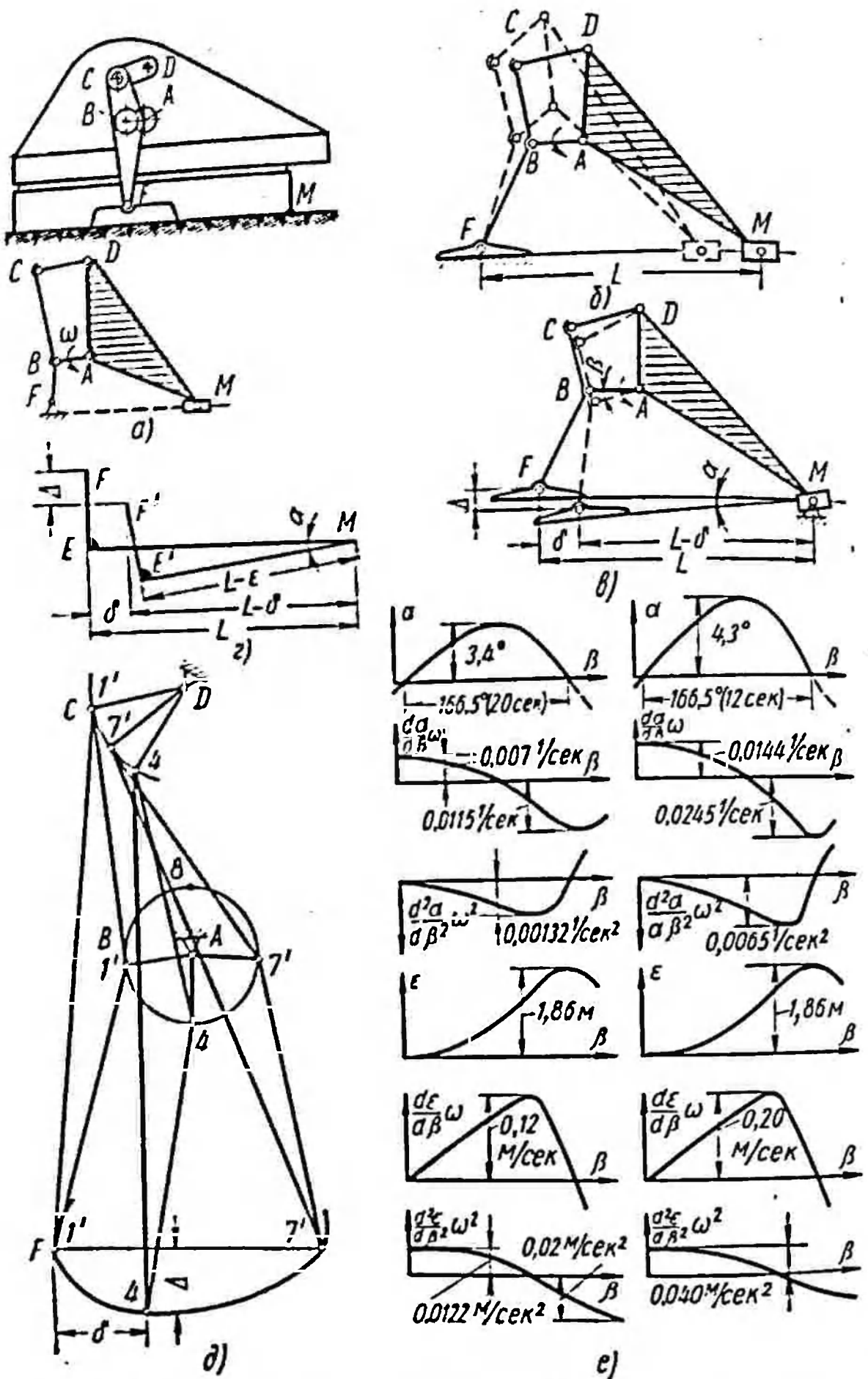


Рис. 53. Схемы к кинематическому анализу (а — д) и графики изменения перемещений, скоростей и ускорений (е) при шагающем ходовом оборудовании

А. Шагающее ходовое оборудование

Для определения факторов, вызывающих колебания и, следовательно, динамическое нагружение конструкции шагающих отвалообразователей при передвижении, необходимо рассмотреть кинематику механизма шагания. Кинематический анализ четырехзвенного кривошипно-рычажного механизма шагания, примененного, например, на отвалообразователях ОШ-4500/90 и ОШ-1500/105 (рис. 53, а); целесообразно проводить графическим способом, используя метод обращения движения. Существо метода заключается в том, что вместо построения действительной кинематики движения машины, когда при переносе базы смещается и центр вращения ведущего звена АВ (рис. 53, б), предполагается движущейся лыжа, а база и вся конструкция остаются на месте (рис. 53, в). С другой стороны, смещение, скорость и ускорение любой точки конструкции отвалообразователя можно представить как смещение ε , скорость и ускорение точки волочения базы М (рис. 53, а, б) плюс поворот α , скорость поворота и ускорение вокруг точки волочения.

С помощью графических построений (рис. 53, г, д) легко могут быть определены смещение точки волочения и угол поворота всей конструкции вокруг этой точки для различных положений ведущего звена АВ. На рис. 53, е представлены графики α и ε и их первых и вторых производных по времени в функции угла поворота ведущего звена β , полученные для отвалообразователей ОШ-4500/90 слева и ОШ-1500/105 справа указанным методом при условии постоянства вращения ведущего звена АВ.

Если скорость вращения вала двигателя механизма шагания постоянна, что имеет место практически при работе привода шагания с электродвигателем переменного тока, работающем на естественной характеристике (кривая 1 на рис. 54, а), то ось абсцисс на графиках (рис. 53, е) является одновременно и осью времени.

В общем случае, когда β переменна, скорость вращения базы вокруг точки волочения определяется по формуле

$$\dot{\alpha} = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{d\alpha}{d\beta} \cdot \frac{d\beta}{dt};$$

соответственно

$$\ddot{\alpha} = \frac{d^2\alpha}{d\beta^2} \left[\frac{d\beta}{dt} \right]^2,$$

$$\dot{\varepsilon} = \frac{d\varepsilon}{d\beta} \cdot \frac{d\beta}{dt},$$

и

$$\ddot{\varepsilon} = \frac{d^2\varepsilon}{d\beta^2} \left[\frac{d\beta}{dt} \right]^2.$$

При $\frac{d\beta}{dt} = \text{const}$

$$\frac{d\beta}{dt} = \omega = \frac{\pi n}{30i}$$

где i — передаточное отношение механизма шагания;
 n — число оборотов вала двигателя в минуту.

Для случая работы на искусственной характеристике (кривая 2 на рис. 54, а) следует брать значения β , соответствующие статическому моменту на валу двигателя (рис. 54, б). Влиянием

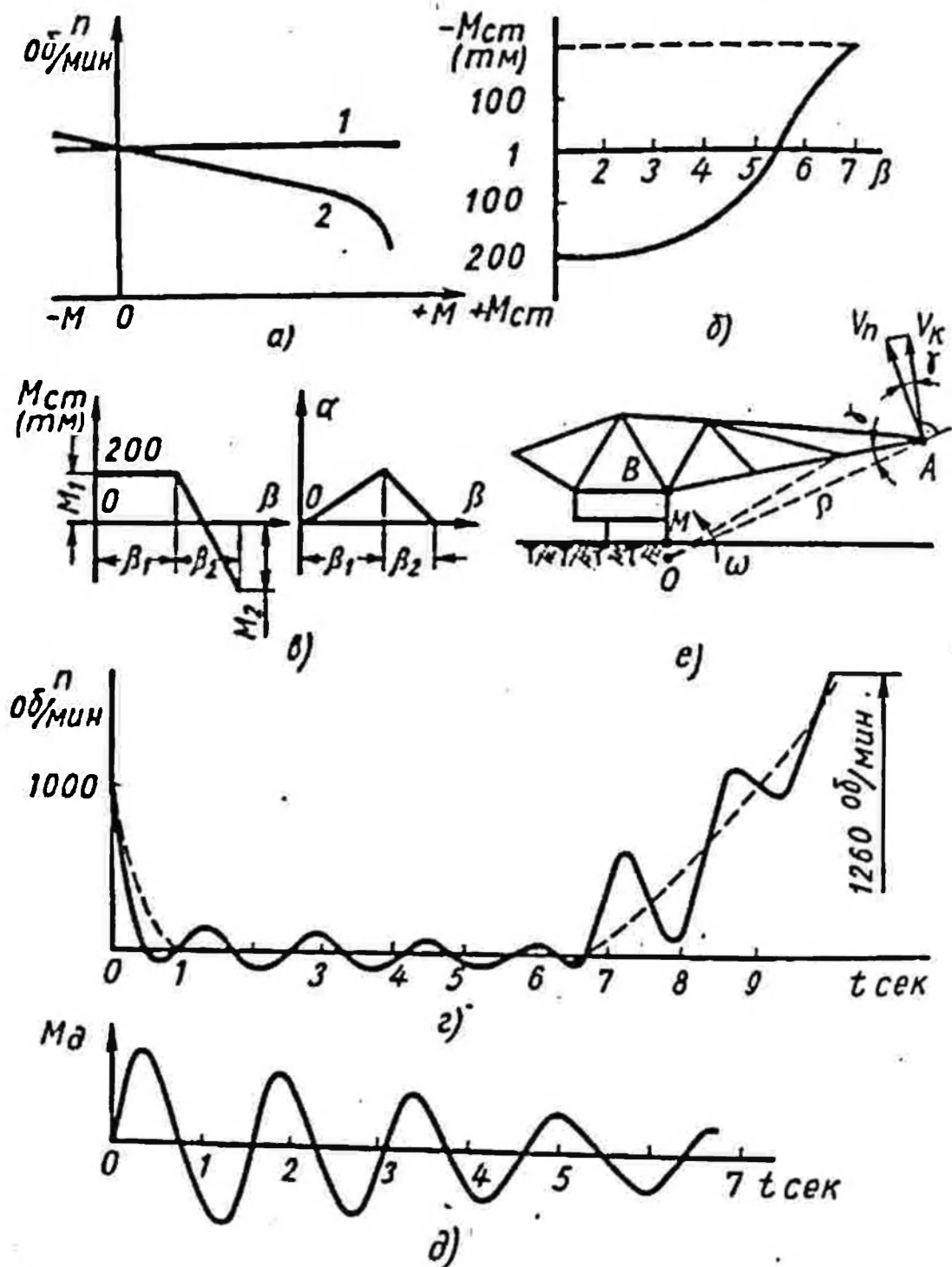


Рис. 54. Схемы к анализу динамических воздействий при шагающем ходовом оборудовании

колебаний скорости вращения вала двигателя и момента в механизме привода можно пренебречь по малости.

Для примера рассмотрим изменение $n(t)$ при работе двигателя на искусственной характеристике (кривая 2 на рис. 54, а) в период переноса базы без учета колебаний механизма привода.

Уравнения низкочастотных колебаний конструкции отвалообразователя под действием движущего момента двигателя привода механизма с учетом затухания колебаний запишутся в виде

$$M_{дв} = J_n \ddot{\varphi} + M_{ст} - J_k \left(\frac{d\alpha}{dt} \right)^2 p^2 (\gamma - \alpha) = 0,$$

$$\ddot{\gamma} + 2n\dot{\gamma} + p^2[\gamma - \alpha] = 0; \quad (II-114)$$

здесь $M_{дв}$ — момент на валу двигателя; $M_{дв} = A - B\dot{\varphi}$, где A и B определяются по характеристике привода;

J_n — момент инерции привода механизма шагания, приведенный к оси вала двигателя;

J_k — момент инерции конструкции вокруг мгновенного центра вращения машины, практически вокруг точки волочения M ;

p^2 — квадрат низкой частоты собственных колебаний конструкции в вертикальной плоскости, в которой в основном и колеблется несущая конструкция при шагании;

φ — угол поворота вала двигателя;

α — угол поворота конструкции вокруг мгновенного центра кинематического вращения (положение машины); если $\varphi = i\beta$ и $\alpha = f(\beta)$, то $\alpha = \psi(\varphi)$;

β — угол поворота ведущего звена AB (рис. 53, в);

$(\gamma - \alpha)$ — деформация условной приведенной жесткости $J_k p^2$;

$J_k p^2 (\gamma - \alpha)$ определяет суммарное воздействие несущей металлоконструкции на привод шагания без учета податливости грунта;

$M_{ст}$ — статический момент на валу двигателя;

$2n$ — коэффициент, учитывающий затухание колебаний конструкции;

J_k , $M_{ст}$ и α являются функциями φ , т. е. имеем систему нелинейных дифференциальных уравнений.

Рассмотрим числовой пример для отвалообразователя ОШ-1500/105, обладающего большими скоростями шагания по сравнению с ОШ-4500/90. В качестве первого приближения аппроксимируем $M_{ст}(\beta)$ (см. рис. 54, б) по закону, представленному на рис. 54, в, а зависимость α от β примем линейной на двух участках. Основные параметры, входящие в уравнения

(II-114), павны: $J_n = 0,0045 \text{ тмсек}^2$; $J_\kappa = 30\,000 \text{ тмсек}^2$, $\rho^2 = 14 \text{ рад/сек}^2$; $2n = 0,125$, что соответствует логарифмическому декременту затухания $\delta \approx 0,1$; $M_{\partial} = 1,667 - 0,01667 \text{ ф тм}$ по кривой 2 (рис. 54, а); $i = 400$ — передаточное число механизма передвижения.

Дифференциальные уравнения имеют следующие начальные условия: на первом этапе, когда $0 < \varphi < \varphi_1$, $\dot{\gamma}(0) = \dot{\gamma}(0) = \varphi(0) = 0$; $\dot{\varphi}(0) = \omega_{\partial}$, где ω_{∂} соответствует номинальным оборотам двигателя. На втором этапе, когда $\varphi_1 < \varphi < \varphi_2$, начальные условия определяются из предыдущего этапа. Решая систему уже линейных для отдельных этапов движения дифференциальных уравнений, получим зависимость $\varphi(t)$; а следовательно, и $n(t)$.

На рис. 54, з представлен график изменения $n(t)$, а на рис. 54, д — кривая $M_{\partial} = J_\kappa \rho^2 (\dot{\gamma} - \alpha)$ на первом этапе движения.

Кривая M_{∂} практически соответствует решению только одного уравнения (II-115) при $\alpha = 0$ и $\dot{\gamma}(0) = -\dot{\alpha}(0)$, где $\dot{\alpha}(0)$ определяется оборотами двигателя при M_1 (рис. 54, в):

$$\dot{\alpha} = \frac{d\alpha}{d\beta} \Big|_{\beta=0} \cdot \frac{\pi n}{30i} \Big|_{\beta=0} \quad (\text{II-115})$$

Это является результатом того, что J_κ , приведенное к валу двигателя, значительно меньше J_n : $J_\kappa = (0,1 \div 0,2) J_n$ (в реальных конструкциях).

Кривая $n(t)$ на рис. 54, з показывает, что обороты двигателя в начале движения быстро достигают оборотов, соответствующих статическому моменту на его валу, и, если не считать колебаний, практически соответствуют закону изменения $M_{ст}$ (рис. 54, в). К моменту же посадки $n(t)$ соответствует M_2 .

Усиление колебаний $n(t)$ на втором этапе движения произошло в данном примере из-за искусственного излома функции $\alpha = f(\beta)$ (рис. 54, в), что фактически не наблюдается.

Можно также отметить, что при работе привода на естественной характеристике все выводы относительно характера колебаний M_{∂} для приведенного примера остаются в силе.

Определение $n(t)$ и M_{∂} может проводиться более точно, если аппроксимировать $M_{ст}$ и α не двумя интервалами линейного изменения, как это было сделано в рассмотренном примере по рис. 54, в, а большим числом.

Анализируя представленные на рис. 53, е, ω ускорения при кинематическом вращении отвалообразователей ОШ-4500/90 и ОШ-1500/105 вокруг точки волочения базы, видим, что они малы, и даже для максимально удаленных от M точек конструкции [рис. 54, е] в 15—20 раз меньше, чем $g = 9,8 \text{ м/сек}^2$, что

говорит о незначительном влиянии этих ускорений на нагрузки. Влияние ускорения $\ddot{\varepsilon}(t)$ точки волочения еще меньше.

На реальных конструкциях процесс переноса базы осуществляется плавно в течение времени ($T = 12 \div 20$ сек; см. рис. 53, *e*), значительно превосходящем низкий период собственных колебаний конструкций этих машин. Поэтому в основном только импульсные скорости, приобретаемые элементами конструкции в моменты подъема и посадки, как показывают соответствующие расчеты и экспериментальные исследования, вызывают колебания в вертикальной плоскости и динамические нагрузки в элементах несущих конструкций.

При пробуксовании одной из лыж при шагании возможен разворот базы в процессе ее переноса и возникновение колебаний в плоскости поворота, что будет рассмотрено ниже.

При посадке машины на грунт статический момент для механизмов шагания всех отвалообразователей отрицателен (рис. 54, *b*), т. е. посадка осуществляется в генераторном режиме работы двигателя. Это для искусственной характеристики асинхронных двигателей соответствует обычно оборотам двигателя, большим номинальных в 1,2—1,3 раза; поэтому посадка машины на этой характеристике будет приводить к увеличению динамических нагрузок в конструкции.

Необходимо иметь в виду также возможность усиления колебаний конструкции отвалообразователя при непрерывном шагании, вследствие того, что колебания от импульсов при каждом шаге не успевают часто полностью затухнуть ко времени действия нового.

Анализ кинематики шагания дает как величины посадочных скоростей, так и распределение их по конструкции, и направление. Так, например, исходя из рис. 54, *e*, где O — мгновенный центр вращения, M — точка волочения, ω — угловая скорость поворота машины в момент посадки (или подъема), ρ — расстояние от точки O до головы отвальной консоли, можем определить величину полной $V_n (V_n = \omega\rho)$ и перпендикулярной к поясам консоли \vec{V}_x линейных скоростей, вызывающих колебания и дополнительные динамические нагрузки в элементах конструкции.

Как в момент подъема, так и в момент посадки импульсные скорости направлены таким образом, что составляющие их вдоль отвальных консолей отвалообразователей практически отсутствуют, а в самих консолях в начальный момент происходит вычитание динамических нагрузок из статических.

Следует отметить, что исследование кинематики и динамики шагания позволяет получить величины внешних воздействий не только на несущую конструкцию, но и на привод механизма шагания. Так, например, в момент посадки базы на достаточно

твердое грунтовое основание при последующем отрыве лыж усилие в упругих звеньях механизма и скорость ротора двигателя не соответствует статическому внешнему моменту на привод от веса опорных башмаков, поэтому в приводе будут возникать колебания и дополнительные динамические нагрузки.

При анализе динамических нагрузок в механизме шагания следует рассматривать также, как это указывалось нами ранее [20], случай возможного включения механизма при примерзших к грунту базе или опорных башмаков.

Б. Гусеничное ходовое оборудование

При гусеничном ходовом оборудовании прежде всего могут представлять интерес динамические воздействия на конструкцию роторных экскаваторов и отвалообразователей практически импульсно приложенных скоростей вследствие наличия значительных зазоров в механизмах привода и гусеничного движителя в начале движения машины и при ее остановке, в случаях резкого торможения. Однако вследствие малых скоростей передвижения этих машин, как будет показано ниже, в этих случаях обычно сколько-нибудь существенных динамических нагрузок в несущих элементах конструкции не возникает.

При исследовании влияния передвижения машины на гусеничном ходу на динамические нагрузки в элементах конструкции необходимо учитывать, так же как и в одноковшовых экскаваторах, периодическую неравномерность скорости передвижения [26] и передвижение по неровной поверхности. В первом случае период изменения внешней нагрузки может быть вычислен по формуле

$$T = \frac{l}{V},$$

где l — длина гусеничного звена;

V — скорость передвижения.

Величина T колеблется от $\sim 0,5$ — 3 сек для машин небольшой мощности, выполненных на базе одноковшовых универсальных экскаваторов, до ~ 6 — 9 сек у мощных машин. Поэтому от периодической неравномерности скорости хода могут возникать в основном лишь низкочастотные вынужденные колебания несущих конструкций. Практически же ввиду малости скорости передвижения динамические добавки усилий в несущих элементах конструкции от периодического изменения скорости передвижения оказываются несущественными.

Наибольшую опасность с точки зрения возникновения динамических нагрузок в несущих конструкциях в случае применения гусеничного ходового оборудования вызывает обычно передвижение по неровной площадке, проезды через твердые неровности, съезды с одного уровня на другой и т. п.

Рассмотрим подробнее, например, съезд машины с одного уровня на другой (рис. 55, а) на твердом основании.

Машина после переезда точки O начинает поворачиваться вокруг нее и при посадке на поверхность OB может получить на твердом основании определенные посадочные скорости, вызывающие колебания конструкции.

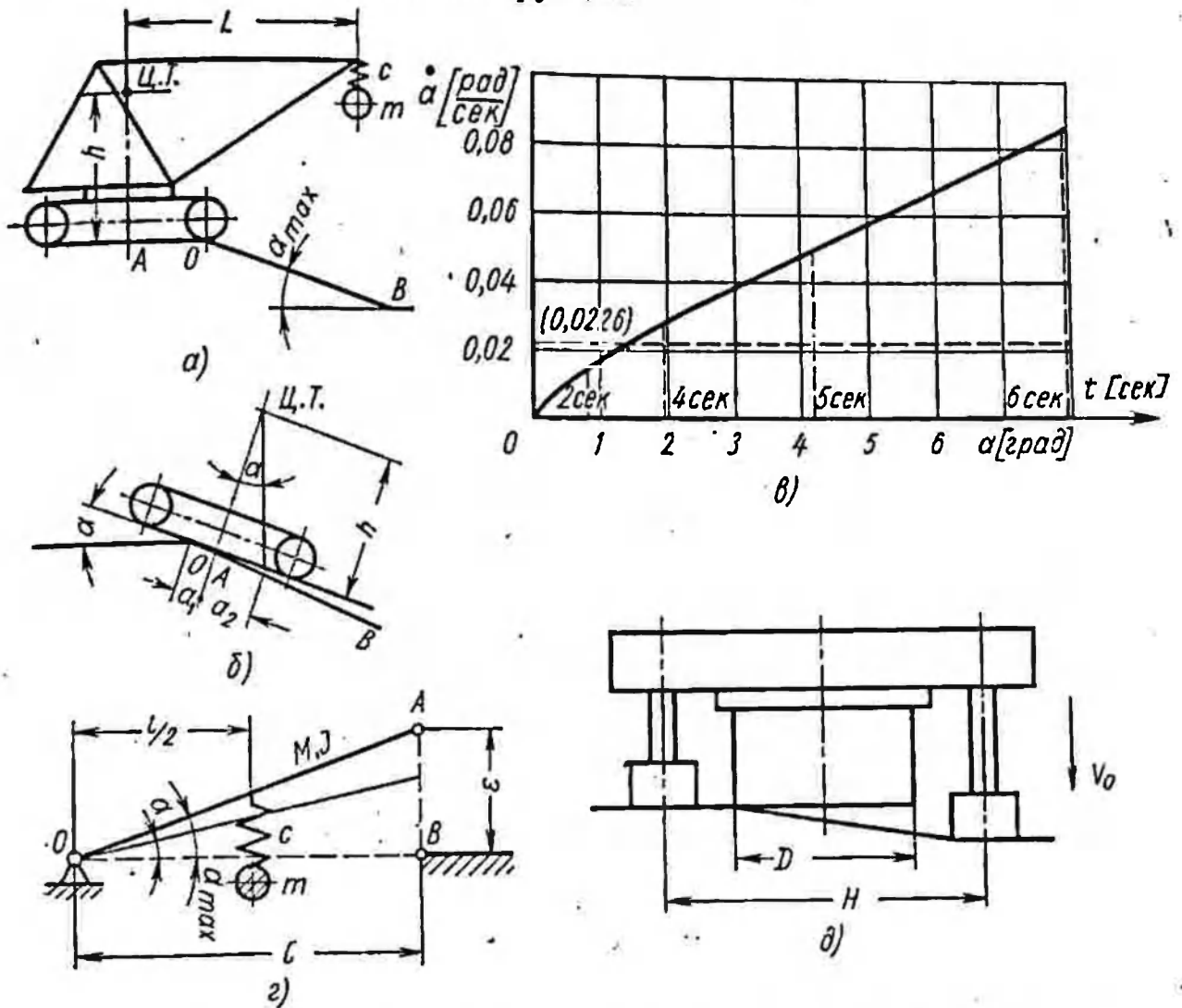


Рис. 55. Схемы к анализу динамических воздействий при гусеничном (а — г) и шагающе-рельсовом (д) ходовом оборудовании

Если обозначить J — полный момент инерции машины вокруг точки A , Q — вес машины, h — высоту центра тяжести, V — скорость передвижения машины, \bar{p} — низшую частоту собственных колебаний конструкции в вертикальной плоскости, то уравнения, описывающие движение опорной части машины и приведенной массы ее верхнего строения m , определяемой как

$m = \frac{J}{L^2}$, после того как точка A перейдет через точку O (рис. 55, а) и до момента, когда зависшая опорная часть опустится на основание OB (рис. 55, б), запишутся в виде

$$Q(Vt + h\alpha) = c(\alpha - \beta), \quad J\ddot{\beta} = c(\alpha - \beta); \quad \ddot{\beta} = p^2(\alpha - \beta), \quad (\text{II-116})$$

где α — угол поворота машины вокруг точки O (рис. 55, б);
 $(\alpha - \beta)$ — деформация условной приведенной жесткости конструкции $c = p^2 J$;
 α_{\max} — малый угол, поэтому при записи уравнения (II-116) принято $\sin \alpha = \alpha$.

Из уравнений (II-116) после ряда преобразований будем иметь

$$\ddot{\alpha} = -\frac{p^2 Q h}{c - Q h} \alpha + \frac{p^2 Q V}{c - Q h} t, \quad \beta = \alpha - \frac{Q(Vt + h\alpha)}{c}. \quad (\text{II-117})$$

Для существующих конструкций роторных экскаваторов и отвалообразователей $c \gg Qh$, поэтому можно принять, что $c - Qh \approx c$. В связи с этим уравнения (II-117) можно привести к виду

$$\ddot{\alpha} - \frac{Qh}{J} \alpha = \frac{QV}{J} t, \quad \beta = \alpha - \frac{QV}{c} t. \quad (\text{II-118})$$

Нарастание усилия в упругих элементах конструкции будет происходить по закону

$$\frac{d[c(\alpha - \beta)]}{dt} = QV. \quad (\text{II-119})$$

Решение первого линейного дифференциального уравнения системы (II-118) будет

$$\alpha = \frac{V}{k\lambda} [\text{sh } \lambda t - \lambda t]; \quad (\text{II-120})$$

$$\dot{\alpha} = \frac{V}{h} (\text{ch } \lambda t - 1), \quad (\text{II-121})$$

где

$$\lambda = \sqrt{\frac{Qh}{J}}.$$

Подставив в уравнение (II-120) значение α_{\max} , определим время поворота машины t_k .

По t_k согласно формуле (II-121) найдем величину $\dot{\alpha}(t_k)$, а по формуле (II-118) — обобщенную нагрузку в конструкции $c(\alpha - \beta) = QVt_k$.

На рис. 55, в приведен график $\dot{\alpha} = f(\alpha)$ применительно к машине класса отвалообразователя ОШ-1500/105 на гусеничном ходу с параметрами $V = 0,15$ м/сек, $J = 30\,000$ тмсек², $Q = 560$ т, $h = 10$ м.

Пунктирной горизонтальной линией на рис. 55, в показана посадочная скорость ($\dot{\alpha} = 0,0226$ рад/сек) шагающего механизма передвижения отвалообразователя ОШ-1500/105. Как видно из графика, уже при $\alpha_{\max} \approx 1,5^\circ$ скорости при посадке машины

на гусеничном ходу могут достигать значения, соответствующего шагающему оборудованию этой машины. Следует, однако, иметь в виду, что это может иметь место только на очень твердых, каменных или мерзлых грунтах при двухгусеничном жестком многоопорном ходовом оборудовании.

Динамические нагрузки может вызвать также переезд машины через неровности. Виды гусеничного хода и его конструктивные особенности (количество опорных тележек и гусениц, «жесткие» и «мягкие», малоопорные и многоопорные конструкции и т. д.) могут существенно влиять на величины динамических нагрузок в несущих конструкциях и в элементах самого хода.

Рассмотрим схематизированный пример прохода одной гусеницей при «жесткой» двухгусеничной малоопорной конструкции хода через камень, лежащий на твердом основании, с точки зрения выяснения внешних воздействий на конструкцию, возникающих при этом.

При наезде на камень гусеница поднята; после схода гусеницы в целом или одного из ее катков с камня движение машины при опускании на землю может быть рассмотрено на схеме на рис. 55, з. На этой схеме стержень с характеристиками M, J, l моделирует жесткую опорную часть конструкции, масса m на пружине c моделирует податливое верхнее строение конструкции (стреловые консоли); l — расстояние между гусеницами, e — размер камня (неровности).

Рассматривая падение машины после переезда гусеницы через камень по рис. 55, з, можем записать уравнения движения:

$$J\ddot{\alpha} + \frac{clx}{2} = -\frac{Ql}{2} \cdot m \left(\ddot{x} - \frac{\ddot{\alpha}l}{2} \right) + cx = 0. \quad (\text{II-122})$$

Первое уравнение здесь означает равенство моментов всех сил вокруг точки O (гусеницы, находящейся на основании); второе уравнение описывает равенство динамических сил, действующих на массу m .

Решение этих уравнений при начальных условиях: $t = 0$; $x(0) = 0$; $\dot{x}(0) = 0$; $\alpha(0) = 0$; $\dot{\alpha}(0) = \frac{e}{l}$ имеет вид

$$x = -\frac{Ql^2}{4Jp^2} (1 - \cos pt); \quad (\text{II-123})$$

$$\dot{x} = -\frac{Ql^2}{4Jp} \sin pt; \quad (\text{II-124})$$

$$\alpha = -\frac{Ql}{4J + ml^2} t^2 + \frac{e}{l} + \frac{ml^2}{4J + ml^2} \cdot \frac{Ql}{2Jp^2} (1 - \cos pt); \quad (\text{II-125})$$

$$\dot{\alpha} = -\frac{2Ql}{4J + ml^2} \cdot t + \frac{ml^2}{4J + ml^2} \cdot \frac{Ql}{2Jp} \sin pt, \quad (\text{II-126})$$

где $p^2 = \frac{c}{m} \left[1 + \frac{ml^2}{4J} \right]$.

При $\alpha = 0$ по формуле (II-125) вычисляем время падения машины t_n . Уравнения (II-123) и (II-124) позволяют определить начальные условия, возбуждающие колебания упругих элементов конструкции машины после посадки поднятой гусеницы на грунт (при $t = t_n$).

Числовые расчеты, например для роторного экскаватора ЭРГ-400, показывают, что импульсные воздействия и начальные упругие деформации в несущей конструкции при переезде твердых неровностей высотой 5—10 см уже могут давать достаточно ощутимые динамические нагрузки и напряжения в основных металлоконструкциях (до 200—500 кг/см²).

При езде машины, когда на камень или другие неровности наезжает поочередно каток за катком, возможно сложение колебаний от отдельных воздействий, возникающих при проходе каждого катка через неровность, и усиление их. Приведенные выше примеры носят схематический характер и дают максимально возможные значения внешних воздействий, реальные значения которых будут значительно меньше, особенно для машин с балансирным гусеничным ходом. Однако можно отметить, что всякого рода неровности грунтового основания неблагоприятны с точки зрения возникновения колебаний в несущих конструкциях отвалообразователей и роторных экскаваторов на гусеничном ходу.

Жесткие удары, возникающие при езде по неровностям, создают также динамические нагрузки в элементах конструкции самого ходового оборудования и в опорно-поворотных устройствах.

В. Шагающе-рельсовое ходовое оборудование

При шагающе-рельсовом ходовом оборудовании ввиду малых скоростей опускания опорных башмаков и базы V_0 , а также малых скоростей перемещения машины V_n (например, для отвалообразователя ОШ-4500/180 $V_0 = 1,14$ см/сек; $V_n = 13$ см/сек) существенных динамических нагрузок в несущих конструкциях при передвижении машины обычно не возникает.

Угловая скорость посадки при опускании базы на неровную площадку (рис. 55, д) будет равна $\alpha = \frac{V_0}{D}$, где D — диаметр базы. При этом скорость головы стрелы в момент посадки базы составляет, например для отвалообразователя ОШ-4500/180, 0,16 м/сек.

При перемещении машины по лыжам в момент трогания и остановки могут иметь место колебания конструкции в плоскости поворота и крутильные колебания консолей.

При передвижении машин, оборудованных шагающе-рельсовым ходом, по неровностям грунта также могут возникать колебания в несущих конструкциях. Так, при отрыве опорных башмаков после опускания базы, если последняя опирается на неровное основание, возможно качание базы и всей машины, вызывающее колебание конструкции, что неоднократно наблюдалось на практике. Существенные динамические нагрузки могут возникать при подъеме с отрывом примерзшей базы или опорных башмаков или при их «присосе». При этом будет происходить дополнительно нагружение, в основном надстройки, поворотной и опорной части машины и механизмов привода передвижения.

3

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТНЫХ СХЕМ РЯДА ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ КАК УПРУГИХ ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ

При расчете динамических нагрузок в роторных экскаваторах и отвалообразователях с достаточной для инженерной практики точностью в большинстве случаев можно представить как отдельные элементы конструкции, так и машины в целом в виде упругих динамических систем, состоящих из ряда сосредоточенных масс, связанных невесомыми упругими элементами и находящихся под воздействием приведенных внешних сопротивлений и нагрузок от приводных устройств.

Общая методика определения сосредоточенных приведенных масс, моментов инерции и жесткостей механизмов привода и ряда других элементов конструкции, изложенная нами применительно к одноковшовым экскаваторам [20], может быть использована и при составлении расчетных схем роторных экскаваторов и отвалообразователей. Поэтому в настоящей главе рассматриваются лишь особенности схем, необходимые для правильного представления консольных и стреловых конструкций роторных экскаваторов и отвалообразователей как упругих динамических систем.

§ 11. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИВЕДЕННЫХ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ СЕЧЕНИЙ СТРЕЛОВЫХ И КОНСОЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПРИ РАСЧЕТЕ ИХ ИЗГИБНОЙ ЖЕСТКОСТИ

Характерной особенностью при определении изгибной жесткости стреловых и консольных конструкций, особенно решетчатых, является необходимость учета в ряде случаев не только деформативности поясов, но и деформативности раскосов решетки.

Рассмотрим на примере (рис. 56) влияние раскосов решетки ферм на величину приведенного момента инерции J_{np} сечения эквивалентного сплошного однородного бруса с жесткостью C , которым можно заменять при составлении динамических систем реальные конструкции стрел и консолей при условии сохранения одной-двух наиболее низких собственных частот и форм колебаний [7].

Значение J_{np} может быть определено исходя из следующих двух положений. Прогиб середины двухопорной фермы (табл. 2) от нагрузки равен прогибу середины приведенного бруса от той же нагрузки, а прогиб свободного конца консольной фермы равен прогибу свободного конца приведенного бруса.

Это положение при небольшом влиянии деформации сдвига практически отвечает также равенству кинетических энергий действительной ферменной конструкции и приведенного бруса, если их неприведенные распределенные и сосредоточенные массы одинаковы. Математически это условие запишется в виде

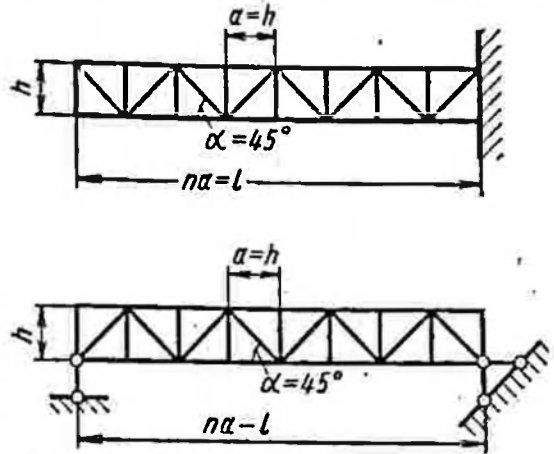


Рис. 56. Схема раскосной решетки ферм

$$\int_0^l \frac{M_1(x) M_2(x)}{EJ_{np}} dx = \int_0^l \frac{M_1(x) M_2(x)}{EJ_n} dx + \int_0^l \frac{Q_1(x) Q_2(x)}{EF_{p,np}} dx, \quad (III-1)$$

где $M_1(x)$ — момент в сечении фермы или приведенного бруса от внешней нагрузки, для которой производится приведение;

$M_2(x)$ — момент от единичной силы, действующей в середине двухопорной или на конце консольной конструкции;

$Q_1(x)$ и $Q_2(x)$ — соответствующие перерезывающие силы в сечениях;

J_{np} — момент инерции сечения эквивалентного бруса;

J_n — момент инерции поясов фермы, определяемый через площадь поясов и расстояние их центра сечения до центра инерции сечения фермы как

$$J_n = \frac{F_n h^2}{2};$$

$F_{p,np}$ — приведенная площадь сечения раскосной решетки, определяемая для схем на рис. 56, как

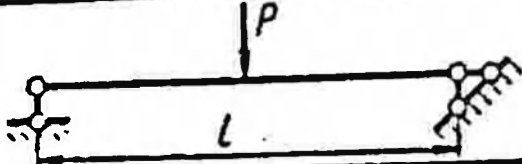
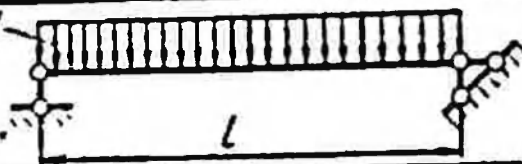
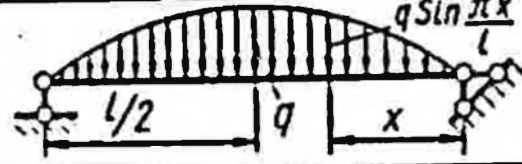
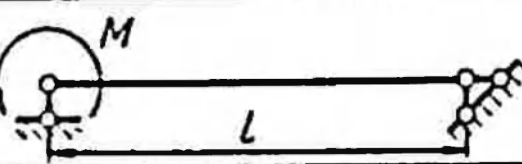
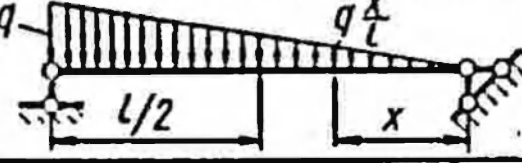
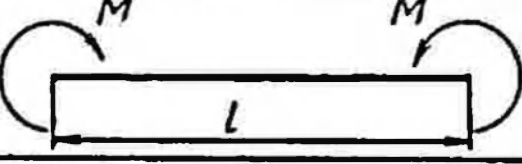
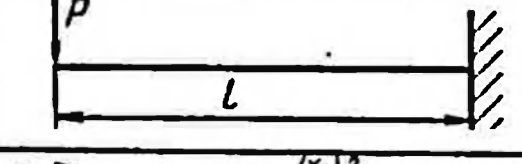
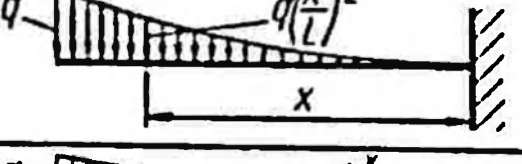
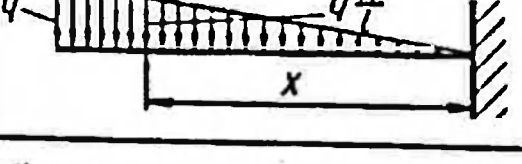
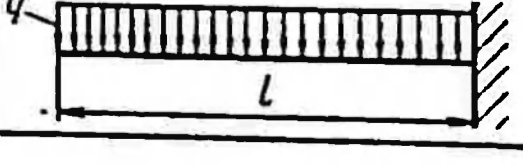
$$F_{p,np} = \frac{F_p}{2\sqrt{2}}, \text{ а в случае, когда } a \neq h, \text{ как}$$

$$F_{p,np} = F_p \cdot \frac{ah^2}{(a^2+h^2)^{3/2}}.$$

Величины J_n и F_p могут быть как постоянными, так и переменными по длине фермы.

Более точно, учитывая реальный — ступенчатый, а не монотонный характер изменения усилий в поясах и раскосах ферм, условие (III-1) можно переписать в виде:

Таблица 2

N п/п	Расчетная схема приведения	Значения коэффи- циентов формулы		
		ψ_1	ψ_2	ψ
1		16,96	16,96	16,96
2		13,56	14,1	14
3		13,95	14	14
4		4,24	4,24	4,24
5		10,2	18,65	—
6		0	0	0
7		4,24	4,24	4,24
8		4,9	6,52	5,7
9		5,15	7,22	—
10		5,65	9,41	—

для сосредоточенной нагрузки

$$\frac{Pl^3}{k_0 EJ_{np}} = \sum_{i=1}^m \frac{N_{i1} N_{i2} l_i}{EF_i}, \quad (III-2)$$

для распределенной нагрузки

$$\frac{ql^4}{k_0 EJ_{np}} = \sum_{i=1}^m \frac{N_{i1} N_{i2} l_i}{EF_i}, \quad (III-2')$$

где N_{i1} — усилие в i -м стержне фермы (поясе или раскосе) от внешней нагрузки;

N_{i2} — усилие от единичной нагрузки, приложенной в месте прогиба, по которому производится приведение, и направленной вдоль прогиба;

l_i и F_i — длина и площадь сечения i -го стержня;

m — полное число стержней фермы;

P — сосредоточенная внешняя нагрузка;

q — максимальная по длине распределенная нагрузка (см. табл. 2);

k_0 и \bar{k}_0 — постоянные коэффициенты, зависящие от вида и места приложения нагрузки и схемы опирания конструкции.

Вторым положением, исходя из которого определится J_{np} , будет равенство потенциальных энергий действительной ферменной конструкции и эквивалентного бруса. Это условие математически записывается следующим уравнением:

$$\int_{(l)} \frac{M_1^2(x)}{EJ'_{np}} dx = \int_{(l)} \frac{M_1^2(x)}{EJ_n} dx + \int_{(l)} \frac{Q^2(x) dx}{EJ_{p,np}}. \quad (III-3)$$

Условия, аналогичные уравнениям (III-2) и (III-2'), могут быть записаны известным образом и для этого случая.

Анализ показывает, что разница в величинах J_{np} и J'_{np} , определяемых исходя из равенства кинетических и потенциальных энергий, в значительной мере зависит от вида внешней нагрузки; поэтому ниже рассмотрим их значения для двухопорных и консольных конструкций на примерах действия внешних нагрузок, близких к реальным (табл. 2).

Преобразуя уравнения (III-1) и (III-3), можно выразить в обоих случаях величину J_{np} в виде

$$J_{np} = J_n \frac{1}{1 + \psi \left(\frac{h}{l} \right)^2 \frac{F_n}{F_p}}, \quad (III-4)$$

где коэффициент ψ принимает значения ψ_1 или ψ_2 (табл. 2), полученные соответственно исходя из условия равенства кинетической или потенциальной энергий.

Приведенные в табл. 2 значения $\psi \approx 0,5(\psi_1 + \psi_2)$ рекомендуются для расчетов при внешних нагрузках, вид которых близок к виду инерционной нагрузки, возникающей при собственных колебаниях конструкции. Например, расчетная схема 3, приведенная в табл. 2, применима для практических расчетов J_{np} большинства стрел роторных экскаваторов при вычислении второй (по преимуществу изгибной) гармоники собственных колебаний в вертикальной плоскости; схема 7 — для вычисления первой (наиболее низкой) гармоники колебаний стрел роторных экскаваторов и противовесных консолей в плоскости поворота; схема 8 — для вычисления первой гармоники колебаний отвальных и приемных консолей отвалообразователей также в плоскости поворота.

Для оценки влияния раскосной решетки на J_{np} определим его значение по формуле (III-4) при числовых значениях $\left(\frac{h}{l}\right) = 0,1$ и $\left(\frac{F_n}{F_p}\right) = 3$, характерных для стрел мощных роторных экскаваторов, для схемы 3 (вертикальная плоскость — $J_{np,v}$) и для схемы 7 (плоскость поворота — $J_{np,n}$). Соответственно получим $J_{np,v} = 0,705 J_n$; $J_{np,n} = 0,89 J_n$.

Этот пример показывает, что учет деформативности решетки может привести к значительной погрешности при расчете жесткости ферменных конструкций стрел консолей и других элементов.

Формула (III-4) и значения коэффициентов в табл. 2 применимы только для схемы решетки, приведенной на рис. 5б или близких к ней. Для других стержневых конструкций следует пользоваться общими уравнениями (III-1) — (III-3) и соответствующими расчетными схемами приведения по табл. 2.

§ 12. ПРЕДСТАВЛЕНИЕ КОНСОЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ КАК УПРУГИХ ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ

С целью упрощения динамических расчетов консолей отвалообразователей, стрел и консолей роторных экскаваторов в плоскости поворота, представляющих собой упругие конструкции с распределенными и сосредоточенными массами, их приходится заменять часто невесомым упругим стержнем с сосредоточенной массой, приведенной к свободному концу, или задаваться определенной формой их прогиба. Указанные упрощения, сводящие консоль или стрелу к одномассовой системе, применяются при малом влиянии более высоких собственных гармоник на величину динамических нагрузок. Проанализируем

возможность такого рода упрощений на примере консольно закрепленного стержня постоянного сечения длиной l и с равномерно распределенной массой q .

Уравнение свободных колебаний стержня записывается в виде [57]:

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + q \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = 0, \quad (\text{III-5})$$

где $y(x, t)$ — прогиб стержня;

x — текущая координата вдоль стержня; $0 \leq x \leq l$;

t — текущее время.

Решение уравнения (5) может быть найдено в виде

$$y(x; t) = y(x) [a \sin pt + b \cos pt], \quad (\text{III-6})$$

где $y(x)$ является формой колебаний, соответствующей круговой частоте p .

После подстановки формулы (III-6) в уравнение (III-5) будем иметь

$$y^{IV}(x) - k^4 y(x) = 0, \quad (\text{III-7})$$

где

$$k^4 = \frac{qp^2}{EJ} \quad \text{или} \quad p = k^2 \sqrt{\frac{EJ}{q}}, \quad (\text{III-8})$$

где E и J — модуль упругости и момент инерции сечения стержня.

Общее решение уравнения (III-7) имеет вид

$$y(x) = A \sin kx + B \cos kx + C \operatorname{sh} kx + D \operatorname{ch} kx. \quad (\text{III-9})$$

Исходя из краевых условий

$$y(0) = 0; \quad y'(0) = 0; \quad y''(l) = 0; \quad y'''(l) = 0,$$

получим систему уравнений линейных относительно A, B, C и D :

$$\left. \begin{aligned} B + D &= 0; \quad A + C = 0; \\ -A \sin kl - B \cos kl + C \operatorname{sh} kl + D \operatorname{ch} kl &= 0; \\ -A \cos kl + B \sin kl + C \operatorname{ch} kl + D \operatorname{sh} kl &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (\text{III-10})$$

Для получения нетривиального решения системы (III-10), приравняем нулю ее определитель, что приводит после преобразований к следующему уравнению:

$$\cos kl \operatorname{ch} kl + 1 = 0. \quad (\text{III-11})$$

Уравнение (III-11) имеет корни $kl = 1,875, 4,694, 7,855, 10,966, \dots$, число которых бесконечно велико.

Так как с увеличением kl $\operatorname{ch} kl \rightarrow \infty$, то уравнение (III-11) асимптотически стремится к уравнению $\cos kl = 0$, которое, в свою очередь, имеет корни $kl = -\frac{\sqrt{v}}{2} + 4\pi n$, где $n = 1, 2, 3, \dots$ т. е. $kl = 1,5708; 4,7124; 7,854; 10,9956; \dots$

Как видно из сравнения решений уравнения (III-11) и асимптотического, уже вторые корни практически не различаются. Согласно уравнению (III-8) низкая осевая частота собственных колебаний стержня равна

$$p_1 = \left(\frac{1,875}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EJ}{q}}. \quad (\text{III-12})$$

Форма собственных колебаний консольно заземленного стержня, соответствующая определенной частоте p_n , на основании уравнений (III-5) и (III-7) может быть записана в виде

$$y_n(x) = \sin k_n x - \operatorname{sh} k_n x + (\operatorname{ch} k_n x - \cos k_n x) \times \\ \times \frac{\sin k_n l + \operatorname{sh} k_n l}{\cos k_n l + \operatorname{ch} k_n l}. \quad (\text{III-13})$$

Полное решение уравнения (III-5) имеет вид

$$y(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} y_n(x) [a_n \sin p_n t + b_n \cos p_n t]. \quad (\text{III-14})$$

Коэффициенты a_n и b_n определяются из начальных условий:

$$y(x; 0) = \varphi(x); \quad \frac{\partial y}{\partial x} \Big|_{t=0} = \varphi_1(x).$$

Рассмотрим колебания стержня под воздействием импульсной нагрузки, соответствующей внешней нагрузке консолей при резком механическом торможении вращения поворотной платформы, когда $\varphi_1(x) = \omega x$ и $\varphi(x) = 0$.

Коэффициенты a_n и b_n можно вычислить на основании разложения функций $\varphi(x)$ и $\varphi_1(x)$ по формам собственных колебаний [57, 63]:

$$a_n = \frac{\int_0^l \varphi_1(x) y_n(x) dx}{p_n \int_0^l y_n^2(x) dx}; \quad b_n = \frac{\int_0^l \varphi(x) y_n(x) dx}{\int_0^l y_n^2(x) dx} = 0, \quad (\text{III-15})$$

так как $\varphi(x) = 0$.

Подставляя в (III-15) y_n из (III-13) и $\varphi_1(x) = \omega x$ и интегрируя, получим

$$a_n = \frac{2\omega (\cos k_n l + \operatorname{ch} k_n l)}{lk_n^2 p_n (\sin k_n l + \operatorname{sh} k_n l)}. \quad (\text{III-16})$$

Таким образом, уравнение (III-14) примет вид

$$y(x; t) = 2\omega \sqrt{\frac{M}{EJ}} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{k_n^4} \frac{\cos k_n l + \operatorname{ch} k_n l}{\sin k_n l + \operatorname{sh} k_n l} y_n(x) \sin p_n t, \quad (\text{III-17})$$

где $y_n(x)$ определяется по формуле (III-13), а

$$p_n = k_n^2 \sqrt{\frac{EJ}{q}}.$$

Момент в заделке стержня определится по формуле

$$M = EJ \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \Big|_{x=0} = 4\omega l \sqrt{EJq} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\alpha_n^2} \sin p_n t, \quad (\text{III-18})$$

где $\alpha_n = k_n l$ — корни частотного трансцендентного уравнения (III-11).

Амплитуда колебаний момента в заделке с низкой частотой p_1 будет равна

$$M_1 = 4\omega l \sqrt{EJq} \frac{1}{(k_1 l)^2} = 1,14\omega l \sqrt{EJq}. \quad (\text{III-19})$$

Для оценки влияния других, более высоких гармоник колебаний на момент в заделке следует иметь в виду, что, так как $\sin p_n t \leq 1$, то момент в заделке от этих гармоник не будет превышать значения

$$M' = 4\omega l \sqrt{EJq} \sum_{n=2}^{\infty} \frac{1}{\alpha_n^2},$$

или, учитывая, что для второй и более высоких гармоник практически $k_n l = n\pi - \frac{\pi}{2}$ ($n = 2, 3, \dots$), для полного момента в заделке можно записать неравенство:

$$\begin{aligned} M &< 4\omega l \sqrt{EJq} \left[\frac{1}{1,875^2} + \left(\frac{2}{\pi}\right)^2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{(2n+1)^2} \right] = \\ &= 4\omega l \sqrt{EJq} \left[\frac{1}{1,875^2} + \left(\frac{2}{\pi}\right)^2 \cdot \left(\frac{3}{4} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^2} - 1\right) \right]. \end{aligned}$$

Принимая во внимание, исходя из [57], равенство $\sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n^2} = \frac{\pi^2}{6}$, будем иметь

$$M < 4\omega l \sqrt{EJq} [0,284 + 0,0948], \quad (\text{III-20})$$

т. е. удельный вес высоких гармоник в величине момента в заделке не превышает $\frac{0,0948 \cdot 100}{0,284 + 0,0948} = 25\%$.

Однако следует иметь в виду, что более высокие гармоники, за исключением лишь второй, успеют практически полностью

затухнуть, когда момент от первой гармоники $M_1 \sin p_1 t$ достигнет максимального значения, т. е. при $t = \frac{\pi}{2p_1}$. Максимальный прогиб свободного конца стержня выражается в виде

$$y(l; t) = 2a \sqrt{\frac{q}{EJ}} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{k_n^4} \times \frac{\sin k_n l \operatorname{ch} k_n l - \cos k_n l \operatorname{sh} k_n l}{\sin k_n l + \operatorname{sh} k_n l} \quad (\text{III-21})$$

Амплитуда колебаний свободного конца с данной частотой будет равна

$$|y_1(l; t)| = \frac{\omega l}{p_1} \cdot \frac{4}{\pi^2} \times \frac{\sin k_1 l \operatorname{ch} k_1 l - \cos k_1 l \operatorname{sh} k_1 l}{\sin k_1 l + \operatorname{sh} k_1 l} = 1,14 \frac{\omega l}{p_1} \quad (\text{III-22})$$

При импульсном воздействии характеризуется zakresк $p_1(t) = W = \text{const}$, который близко отвечает, например, режиму резкого механического торможения механики передвижения, будим иметь

$$a_2 = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{W (\cos k_n l + \operatorname{ch} k_n l)}{2 p_n^2 (\sin k_n l + \operatorname{sh} k_n l)} \quad (\text{III-23})$$

Различные для моменты в начале будут в этом случае иметь вид

$$M = W l \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{a_n} \cdot \frac{\cos k_n l - \operatorname{ch} k_n l}{\sin k_n l + \operatorname{sh} k_n l} \sin p_n t \quad (\text{III-24})$$

Амплитуда колебаний моменты с 1, 2 и 3 частотами соответственно равна

$$M_1 = 0,125 W l \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{a_n}, \quad M_2 = 0,125 W l \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{a_n}, \quad M_3 = 0,125 W l \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{a_n}.$$

Сопоставив с данными импульсного воздействия соответствующие значения, как же будет зависеть амплитуда от частоты для различных частот различных частот? Сравним для импульсного воздействия моменты в начале и для соответствующего равномерного движения системы вращательной системы к угловым перемещениям соответствующим образом, соответственно, соответствующим образом, чтобы значения M_1 и M_2 в [формуле (24)], соответственно, были близки к соответствующим значениям угловых перемещений соответствующей системы.

Если рассуждать так же, как и с распределенной массой и приводимые к началу стержня и соответствующей перемещению к свободному концу стержня, то форму колебаний та-

кого стержня естественно считать пропорциональной форме статического прогиба под действием нагрузки, приложенной к свободному концу стержня:

$$y = y_{\kappa} \left[1,5 \left(\frac{x}{l} \right)^2 - 0,5 \left(\frac{x}{l} \right)^3 \right], \quad (\text{III-25})$$

где $x = 0$ соответствует заземленному концу;

y_{κ} — прогиб свободного конца (обобщенная координата).

Потенциальная энергия колебаний такой приведенной системы равна

$$U = \frac{1}{2} \int_0^l (y'')^2 EJ dx = \frac{3}{2} \cdot \frac{EJ}{l^3} y_{\kappa}^2. \quad (\text{III-26})$$

Для определения приведенной массы m воспользуемся соотношением, вытекающим из условия равенства величины кинетической энергии колебаний m на невесомом упругом стержне и действительного стержня с распределенной массой q , совершающего колебания по форме (III-25) [56]:

$$\frac{m y_{\kappa}^2}{2} = \frac{q}{2} y_{\kappa}^2 \int_0^l \left[1,5 \left(\frac{x}{l} \right)^2 - 0,5 \left(\frac{x}{l} \right)^3 \right]^2 dx. \quad (\text{III-27})$$

Исходя из этого уравнения имеем

$$m = 0,2357ql. \quad (\text{III-28})$$

Дифференциальное уравнение свободных колебаний приведенной системы запишется в виде

$$\ddot{y}_{\kappa} + \frac{3EJ}{0,2357ql^4} y_{\kappa} = 0; \quad (\text{III-29})$$

отсюда

$$p = \left(\frac{1,89}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EJ}{q}}. \quad (\text{III-30})$$

Величина максимального момента в заделке при импульсном сообщении массе m скорости ωl будет равна

$$M = m y_{\kappa \max} p^2 l. \quad (\text{III-31})$$

Подставляя в (III-31) значения m , p , $y_{\kappa \max}$, получим

$$M = 0,843 \omega l \sqrt{EJq}. \quad (\text{III-32})$$

Момент в заделке в предположении колебаний стержня с распределенной массой по формуле (III-25) будет равен

$$M' = 0,98 \omega l \sqrt{EJq}. \quad (\text{III-33})$$

Полученные результаты показывают, что частоты и амплитуды колебаний свободного конца приведенной одномассовой системы оказываются близкими к низкой частоте и соответствующей амплитуде колебаний для реального стержня, полученным при точном решении задачи. Однако величины моментов в заделке значительно различаются между собой. Анализ показывает, что уточнение формы колебаний приведенной системы практически не меняет значения m , ρ , M и M' .

Отличие в значениях момента в заделке M_1 от M' в основном определяется тем, что при упрощенном представлении колебания стержня в качестве начального бралось условие $y_k(0) = \omega l$, в то время как при точном решении разложение функции $\varphi_1(x)$ по формам собственных колебаний, исходя из (III-22), даст для низкой гармонки значение $y_1(l; 0) = 1,14\omega l$.

Отличие момента в заделке M по (III-32) от M' вызвано прежде всего самим фактом приведения распределенной массы стержня к сосредоточенной массе m . Отличие момента M от M_1 (на $\sim 30\%$) вызвано всеми перечисленными выше факторами.

Если представлять консольную конструкцию в виде упругого стержня с распределенной массой, колебания которого происходят по определенной форме, то увеличение при расчетах, например на 14% , действительного значения начальной скорости ω позволяет получить хорошее совпадение моментов M' и M_1 .

Однако такой путь вряд ли можно признать целесообразным при рассмотрении колебания машины как многомассовых систем, в которые консоли входят составной частью. В этих случаях чаще всего консоли или стрелы в плоскости поворота представляются в виде невесомого упругого стержня с приведенной массой m на конце, и для сближения величин M и M_1 одного увеличения начальных скоростей в этом случае оказывается недостаточно. Кроме того, величина m во всех случаях приведения оказывается значительно меньше $\frac{ql}{3}$ (на $23-30\%$), что не отвечает правильному представлению полных динамических систем в плоскости поворота, так как не сохраняется физическое значение момента инерции консоли или стрелы относительно точки крепления.

С целью сохранения действительных значений начальных скоростей, а также целесообразности выбора приведенной массы как $m = \frac{ql}{3}$, можно рекомендовать расчетную приведенную жесткость упругого невесомого стержня определять как

$$c = \frac{4EJ}{l^3}; \quad (III-34)$$

в этом случае будем иметь

$$\rho = \sqrt{\frac{c}{m}} = \left(\frac{1,86}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{EJ}{q}}. \quad (III-35)$$

Момент в заделке при действии на данную систему импульса определится по формуле

$$M = \omega l^2 \sqrt{mc} = 1,155 \omega l \sqrt{EJq}. \quad (\text{III-36})$$

Таким образом, p и M в данном случае достаточно близко совпадают с точными значениями p_1 и M_1 .

Задача приведения стрел роторных экскаваторов и противовесных консолей в плоскости поворота упрощается, так как значительная концевая масса m_k в виде ротора или противовеса определяет характер упрощения. В этом случае рассмотрение колебаний стержня с параметрами q , EJ , l и концевой массой m_k приводит к следующему трансцендентному уравнению для определения величины kl , имеющей тот же смысл, что и в (III-11):

$$1 + \cos kl \operatorname{ch} kl = \varepsilon (kl) (\sin kl \operatorname{ch} kl - \cos kl \operatorname{sh} kl), \quad (\text{III-37})$$

где $\varepsilon = \frac{m_k}{ql}$.

Анализ этого уравнения показывает, что уже при $\varepsilon = 0,2$ низкая частота практически не отличается от вычисленной по формуле

$$p = \sqrt{\frac{c}{m}} = \sqrt{\frac{3EJ}{l^3 \left(m_k + \frac{1}{3} ql \right)}}, \quad (\text{III-38})$$

где m — суммарная приведенная концевая масса, определяемая как $m = m_k + \frac{1}{3} ql$;

c — жесткость стержня на изгиб, определяемая как $c = \frac{3EJ}{l^3}$.

Момент в заделке M , определяемый по формуле (III-36), при $\varepsilon = 0,2$ отличается от точного значения M_1 , определяемого по формуле (III-19), не более чем на 10%, а уже при $\varepsilon = 1$ M и M_1 практически не отличаются.

Необходимо отметить, что вторая частота колебаний конструкции p_2 , которая не определяется при упрощенном решении колебаний конструкции, может быть достаточно точно рассчитана через первую частоту p_1 по следующей зависимости:

$$p_2 \approx p_1 (6 + 4\varepsilon). \quad (\text{III-39})$$

§ 13. ПРЕДСТАВЛЕНИЕ СТРЕЛ РОТОРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ В ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ, КАК УПРУГИХ ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ

При составлении полных и достаточно сложных динамических систем роторных экскаваторов большое значение имеет целесообразное упрощенное динамическое представление стрелы роторного колеса в вертикальной плоскости. Трудности достаточно правильного и в то же время простого ее представления заключаются

в том, что при колебаниях роторной стрелы, особенно значительной длины, смещения ее масс происходят не только за счет податливости канатных подвесок и надстройки, но и за счет собственной деформативности. Потенциальная энергия колебаний аккумулируется как в упругих элементах подвесок и надстройки, так и в металлоконструкции стрелы ротора.

К динамической модели стрелы при расчетах экскаватора могут быть также предъявлены такие, например, требования, как сохранение реальных значений собственных гармоник динамической системы роторного экскаватора, соответствующих по преимуществу изгибным (или изгибно-крутильным) колебаниям стрелы ротора. Учет этого требования позволяет правильно подойти к расчету возможных резонансных колебаний стрел ротора при копании.

При выявлении возможности упрощенного динамического представления стрел ротора в вертикальной плоскости будем исходить из того положения, что частоты высоких собственных гармоник колебаний стрел, как правило, значительно превышают частоты третьей (четвертой) гармоники разложения внешней периодической нагрузки на роторном колесе при копании, имеющей основной период $\bar{T} = \frac{60}{n_z}$ (рис. 38), а потому могут не учитываться.

Рассмотрим ряд схем возможного динамического представления стрелы ротора (рис. 57, а). Будем учитывать, что деформируется как пролетная часть стрелы AB (рис. 57, б), так и консольная OA . Поставим задачу по отысканию частот и форм собственных колебаний динамической системы — упругая стрела на упругой подвеске — для случая, когда точка E на режущей кромке ротора неподвижна при колебаниях, что близко соответствует, например, случаю стопорения вращающегося роторного колеса при упоре в жесткое препятствие.

Параметры динамической системы, представленной на рис. 57, а—г, обозначают: c — продольная приведенная жесткость подвески с учетом жесткости надстройки; J — приведенный момент инерции сечения стрелы на изгиб, который в пролетной и консольной частях может быть различным; E — модуль упругости материала стрелы; c_m — крутильная жесткость механизма, которая принимается бесконечно большой, поскольку она значительно выше приведенных жесткостей подвески и даже стрел на изгиб при значительных величинах их длины; m_p — масса установки ротора, приведенная к точке O ; J_p — момент инерции ротора с ковшами относительно собственной оси; $J_{p,d}$ — момент инерции ротора двигателя и механизма привода, приведенные к оси ротора; q — распределенная масса металлоконструкции стрелы, принимаемая в дальнейшем постоянной (с учетом грунта на транспортерах или без учета); l и l_1 — длины пролетной и кон-

сольной частей стрелы; h — эксцентриситет места подвески роторной стрелы относительно ее нейтральной оси; r — радиус ротора по режущим периметрам ковшей.

За обобщенные координаты динамической системы примем: x — возможное смещение точки O , нормальное к оси равновесия; v — смещение точки A ; f — смещение середины стрелы.

Для жестких коротких стрел, когда их деформацией изгиба можно пренебречь, координаты x , v и f связаны пропорциональ-

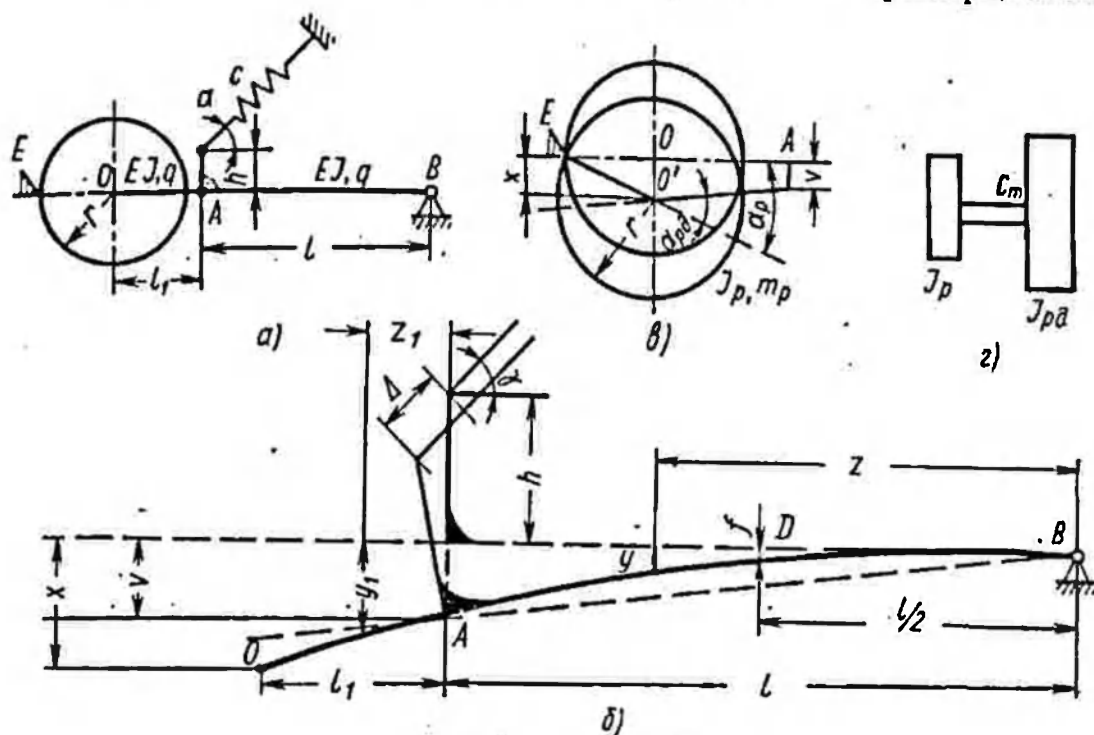


Рис. 57. Схемы к динамическому представлению стрелы роторного экскаватора

ной зависимостью, и динамическая система на рис. 57, а будет иметь в этом случае одну обобщенную координату.

В конструкциях, у которых консольная часть стрелы ротора мала по сравнению с пролетной и может быть принята абсолютно жесткой, число независимых обобщенных координат системы на рис. 57, а в отдельных случаях может быть сокращено до двух.

Задача динамического представления стрелы может быть сведена практически к выбору подходящих функций, описывающих смещение нейтральных осей от положения равновесия пролетной и консольной частей стрелы. Эти функции должны быть линейно зависимыми от обобщенных координат x , v и f .

Важным обстоятельством, которое должно быть учтено при динамическом представлении стрелы ротора, является соответствие характера и величин нагрузок в стреле и подвеске при собственных и вынужденных колебаниях приведенной упрощенной динамической системы и системы, наиболее точно отвечающей

реальной конструкции. В связи с этим и рассматривается ряд возможных динамических представлений стрелы ротора, чтобы можно было провести сравнение менее и более точных решений. Наряду с вычислением основных характеристик динамической системы только при различных приближенных описаниях характера деформируемости стрелы ротора, рассмотрим также варианты точного динамического представления пролетной части стрелы, которая имеет значительно большую податливость на изгиб, чем консольная.

Учитывая, что в общем виде провести соответствующий анализ сколько-нибудь наглядно не представляется возможным, проведем его для конкретной конструкции с параметрами, отвечающими стрелам мощных отечественных роторных экскаваторов. Надо отметить, что стрелы роторных машин средней и малой мощности, как правило, значительно более жестки на изгиб, и основной податливостью для них является подвеска и надстройка. При необходимости влияние изгибной жесткости пролетной части стрел этих машин может быть учтено при их динамическом представлении по тем же рекомендациям, которые ниже будут получены на примере более податливых стрел мощных роторных экскаваторов.

Для анализируемой ниже динамической системы, представленной на рис. 57, а, примем параметры рабочего оборудования, отвечающие экскаватору ЭРЩР-1600: $l = 52$ м; $l_1 = 12$ м; $h = 4.5$ м; $r = 8$ м; $\alpha = 40^\circ$; $EI = 8 \cdot 10^6$ тм² на длине l , $EI_1 = 5.42 \cdot 10^6$ тм² на длине l_1 ; $c = 2000$ т/м; $J_{\text{пд}} = 1080$ тмсек²; $J_p = 120$ тмсек²; $m_p = 20$ тсек²/м; $q = 0,3$ тсек²/м.

Для составления уравнений, описывающих собственные колебания системы, воспользуемся уравнениями Лагранжа второго рода [см. § 18]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i} \right) + \frac{\partial U}{\partial x_i} = 0, \quad (\text{III-40})$$

где x_i (x , v и β) — обобщенные координаты системы;

\dot{x}_i — обобщенные скорости;

T и U — соответственно кинетическая и потенциальная энергия колебаний системы;

$$T = \sum_{i,j=1}^n \alpha_{ij} \dot{x}_i \dot{x}_j, \quad (\text{III-41})$$

$$U = \sum_{i,j=1}^n \beta_{ij} x_i x_j. \quad (\text{III-42})$$

Значения коэффициентов α_{ij} и β_{ij} будут зависеть от принятых функций прогиба стрелы.

В табл. 3 приведены пять вариантов функций прогиба стрелы для пролетной $y(z)$ и консольной $y_1(z_1)$ частей стрелы (рис. 57, б), для которых были вычислены частоты (p_1, p_2, p_3) и формы собственных колебаний динамической системы по рис. 57, а для рассматриваемого примера.

Таблица 3

№	Уравнение пролетной части стрелы y Уравнение консольной части стрелы y_1	Частоты собственных колебаний в рад/сек		
		p_1	p_2	p_3
1	$y = Az^4 + Bz^3 + Cz^2 + Dz + E; 0 \leq z \leq l$ $y_1 = A_1 z_1^3 + B_1 z_1^2 + C_1 z_1 + D_1; 0 \leq z_1 \leq l_1$	3,36	11,26	34,72
2	$y = Az^4 + Bz^3 + Cz^2 + Dz + E; 0 \leq z \leq l$ $y_1 = y'(l) z_1 + K_1; 0 \leq z_1 \leq l_1$	3,54	11,83	48,56
3	$y = A \sin kz + B \cos kz + C \operatorname{sh} kz + D \operatorname{ch} kz;$ $0 \leq z \leq l$ $y_1 = y'(l) z_1 + K_1; 0 \leq z_1 \leq l_1$	3,5	11,2	40
4	$y = Az - B \sin \frac{\pi}{l} z; 0 \leq z \leq l$ $y_1 = y'(l) z_1 + K_1; 0 \leq z_1 \leq l_1$	3,62	12,5	—
5	$y = Az^2 + Bz + C; 0 \leq z \leq l$ $y_1 = y'(l) z_1 + K_1; 0 \leq z_1 \leq l_1$	3,82	12,86	—

Первый вариант функций является одним из наиболее точных и сложных. Необходимые в этом случае для отыскания частот и форм собственных колебаний девять коэффициентов $A, B, C, D, E, A_1, B_1, C_1$ и D_1 определялись исходя из пяти граничных условий, двух условий совместности и неразрывности и двух условий равенства нулю моментов и сил, действующих в точке A слева (от консоли), справа (от пролетной части) и от подвески:

$$y(0) = 0; y''(0) = 0; y\left(\frac{l}{2}\right) = f; y(l) = v; y_1(l_1) = x;$$

$$y(l) = y_1(0); y'(l) = y_1'(0); EJy''(l) = EJ_1 y_1''(0) - c\Delta h \cos \alpha;$$

$$EJy'''(l) = EJ_1 y_1'''(0) + c\Delta \sin \alpha.$$

В этих уравнениях деформация подвески Δ , имеющей приведенную жесткость c , может быть определена через x, v и f линейно (см. рис. 57, б) как

$$\Delta = v \sin \alpha + h y'(l) \cos \alpha. \quad (\text{III-43})$$

Первый вариант уравнений $y(z)$ и $y_1(z_1)$ (табл. 3) определен тем, что девять коэффициентов удовлетворяются девятью основными граничными условиями. Ввиду наличия значительной концевой массы m_p и значительных инерционных моментов на голове стрелы полином $y_1(z)$ имеет третью степень, что позволяет получить момент на консоли $M_1 = EJ_2 y_1''(l)$, отвечающий уравнению первой степени, и поперечную нагрузку $Q_1 = EJ_2 y_1'''(l)$, постоянную по длине консоли. Четвертая степень полинома $y(z)$ показывает, что момент в пролетной части $M = EJ y''(z)$ является уравнением второй степени. Этим учитывается вид деформации и момента в пролетной части стрелы за счет значительных распределенных инерционных масс.

Вычислительные работы, связанные с подсчетом постоянных коэффициентов в выражениях $y(z)$ и $y_1(z_1)$ в этом варианте, чрезвычайно трудоемки.

Во всех остальных вариантах уравнение функции $y_1(z_1)$ для консольной части принято одинаковым, что исходит из предположения большой жесткости и практической недеформируемости консольной части стрелы в сравнении с пролетной.

В третьем варианте уравнений прогиб пролетной части описан балочной функцией.

В четвертом и пятом вариантах прогибы пролетной части описаны более простыми функциями (комбинацией синусоидальной и линейной функций и квадратичной параболой), а динамическая система является двухчастотной.

В пятом варианте, кроме указанного упрощения функций $y(z)$ и $y_1(z_1)$, сделано также приведение распределенных масс стрелы к сосредоточенным в точки O , A и D . При этом в точку D отнесена $1/2$ массы пролетной части, в точку O $1/3$ массы консольной части, а масса, приведенная к точке A , определена из условия сохранения момента инерции распределенных масс стрелы относительно точки B .

Функции (III-41) и (III-42) для данной конкретной динамической системы при определенных принятых функциях $y(z)$ и $y_1(z_1)$ и принятых обобщенных координатах запишутся в следующем виде:

$$T = \frac{1}{2} J_p \dot{\alpha}_p^2 + \frac{1}{2} J_{p\partial} \dot{\alpha}_{p\partial}^2 + \frac{1}{2} m_p \dot{x}^2 + \frac{1}{2} q \int_0^l \dot{y}^2 dz + \frac{1}{2} q \int_0^{l_1} \dot{y}_1^2 dz_1, \quad (\text{III-44})$$

где согласно рис. 57, в

$$\alpha_p = \frac{x}{R} \quad \text{и} \quad \alpha_{p\partial} = y_1'(l_1) + \frac{x}{R},$$

т. е. α_p и $\alpha_{p\delta}$ также линейно зависят от принятых ранее обобщенных координат,

$$U = \frac{1}{2} EJ \int_0^l (y'')^2 dz + \frac{1}{2} EJ_2 \int_0^{l_1} (y_1'')^2 dz_1 + \frac{1}{2} c\Delta^2. \quad (\text{III-45})$$

Таким образом, на основании формулы (III-40) легко могут быть записаны уравнения, описывающие собственные колебания рассматриваемой динамической системы.

Методика определения частот и форм собственных колебаний линейных динамических систем излагается ниже, в § 18.

Результаты определения частот p_1 , p_2 и p_3 и форм собственных колебаний для анализируемых функций прогибов стрелы даны в табл. 3 и на рис. 58.

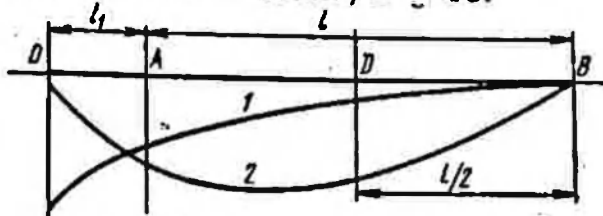


Рис. 58. Формы колебаний стрелы ротора

Из сравнения частот собственных колебаний

видно, что первые две частоты первых трех вариантов функций практически не различаются, и лишь значительно различаются третьи частоты, что естественно. Однако частоты такого порядка, равные 30—40 рад/сек, практически не проявляются при колебаниях конструкций роторных экскаваторов и для инженерных расчетов интереса не представляют.

Первые две частоты p_1 и p_2 , вычисленные по четвертому варианту функций $y(z)$ и $y_1(z_1)$, также достаточно близки к соответствующим частотам первых трех вариантов. Ввиду того что этот вариант является наиболее простым и может быть рекомендован в качестве рабочего для динамического представления стрелы ротора, целесообразно остановиться на нем несколько подробнее. В этом случае выражения (III-44) и (III-45) могут быть записаны в виде

$$T = \frac{J_{p\delta} [(R + l_1)\dot{x} + R\dot{v}]^2}{2l_1^2 R^2} + \frac{J_p \dot{x}^2}{2R^2} + \frac{m_p \dot{v}^2}{2} + \frac{ql_1}{6} [\dot{x}^2 + \dot{x}\dot{v} + \dot{v}^2] +$$

$$+ \frac{ql}{2} \left\{ \dot{v}^2 \left[\frac{1}{3} + \frac{2(l+l_1)}{\pi^2 l_1} + \frac{(l+l_1)^2}{2\pi^2 l_1^2} \right] - \right.$$

$$\left. - 2\dot{x} \cdot \dot{v} \left[\frac{l}{\pi^2 l_1} + \frac{l(l+l_1)}{2\pi^2 l_1^2} \right] + \dot{x}^2 \frac{l^2}{2\pi^2 l_1^2} \right\}; \quad (\text{III-44}')$$

$$U = \frac{\pi^2}{4} \cdot \frac{EJ}{l} \left[\frac{x}{l_1} - \frac{v(l+l_1)}{l_1} \right]^2 + \frac{c\Delta^2}{2}, \quad (\text{III-45}')$$

где

$$\Delta = v \left(\sin \alpha - \frac{h}{l_1} \cos \alpha \right) + \frac{h}{l_1} x \cos \alpha.$$

В пятом варианте рассмотренных функций отличие частот от первого варианта наиболее существенное и составляет 12—15%.

Проведенные расчеты по определению характера нагрузок, возникающих при стопорениях ротора и вынужденных низкочастотных колебаниях с частотами, близкими к p_1 , показывают достаточно хорошую сходимость результатов практически для всех рассмотренных вариантов.

Однако резонансный случай нагружения (в процессе копания) со второй собственной гармоникой, характеризующей изгибные колебания стрелы, несмотря на близость частот собственных колебаний p_2 , для четвертого варианта будет создавать нагрузки в самой стреле, отличающиеся уже на 20—30% от первого или второго. Это определяется влиянием различия форм собственных колебаний для этих вариантов, усугубленное тем, что смещение точки O (рис. 57, а) в колебаниях по второй собственной форме приближается к узлу формы колебаний и точка O поэтому колеблется со значительно меньшими амплитудами, чем, например, пролетная часть.

Общий же вид форм колебаний с первой и второй частотами для всех рассмотренных вариантов близок и представлен кривыми 1 и 2 на рис. 58.

Следует отметить также, что проведенный анализ показал существенное влияние эксцентриситета точки подвески h как на частотные характеристики, так и на нагрузку в конструкции стрелы. Так, например, для рассмотренного примера при $h = 0$ $p_1 = 3.16$ рад/сек. Наличие эксцентриситета у опоры B (рис. 57, а) также будет играть определенную роль, и его при точных расчетах целесообразно учитывать.

§ 14. НЕЛИНЕЙНОСТЬ ПРОДОЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ ВАНТОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

В качестве вант используются обычно канаты открытого и закрытого типа, а в ряде случаев гибкие предварительно растянутые трубы. Канаты широко применяются также для подвеса стрел роторных экскаваторов и консольных конструкций.

Гибкие вантовые элементы и канатные подвески являются основными податливыми элементами в роторных поворотных экскаваторах и отвалообразователях, работающими на продольное растяжение. Анализ показывает, что продольная жесткость вант в ряде случаев при больших их длинах и провисах оказывается существенно нелинейной, поэтому исследование этого вопроса приобретает важное значение как с точки зрения правильности динамического представления вантовых конструкций, так и более точного определения динамических нагрузок в их элементах.

Рассмотрим первоначально отдельный гибкий горизонтально расположенный канат, не обладающий изгибной жесткостью, а затем и гибкую ванту, обладающую таковой.

Уравнение прогиба любой точки каната в функции продольного растягивающего усилия можно записать в виде [10]

$$y = \frac{q_k x (l - x)}{2N}, \quad (\text{III-46})$$

где q_k — распределенный вес каната;

N — продольное растягивающее ванту усилие;

l — длина пролета;

x — текущая координата по длине каната.

Уравнение (III-46) является приближенным решением дифференциального уравнения:

$$(1 + y'^2)^{3/2} = -y'' \frac{N}{q_k}; \quad (\text{III-47})$$

оно только при $\frac{dy}{dx} / \max \leq 0,3$, что соответствует $y / \max \leq \frac{l}{12}$, т. е. при $N \geq 1,5q_k l$, имеет хорошую сходимость с точным решением. Эти условия практически всегда соблюдаются в реальных конструкциях.

Для определения зависимости деформации ванты ϵ от усилия N необходимо вычислить возможную (геометрическую) вытяжку каната, которая определяется величиной, равной разности между пролетом каната и его полной длиной:

$$\Delta = -l + \int_0^l \sqrt{1 + y'^2} dx. \quad (\text{III-48})$$

Учитывая, что степенной ряд, в которой может быть разложена функция $(1 + y'^2)^{1/2}$, имеет вид

$$(1 + y'^2)^{1/2} = \frac{1}{1} + \frac{1}{2} y'^2 - \frac{1}{8} y'^4 + \frac{1}{16} y'^6 - \dots, \quad (\text{III-49})$$

и является знакочередующимся, обычно полагают

$$(1 + y'^2)^{1/2} \approx 1 + \frac{1}{2} y'^2; \quad (\text{III-50})$$

при этом ошибка не превысит величины $\frac{1}{8} y'^2$, а так как $y' \leq 0,3$, то неучет всех отброшенных членов ряда дает ошибку не больше 2%.

Таким образом, окончательно уравнение (III-48) можно переписать в виде

$$\Delta = \frac{1}{2} \int_0^l y'^2 dx. \quad (\text{III-51})$$

Учитывая, что согласно (III-46)

$$y' = \frac{q_{\kappa}^2}{2N} (l - 2x), \quad (\text{III-52})$$

окончательно имеем

$$\Delta = \frac{q_{\kappa}^2 l^3}{24N^2}. \quad (\text{III-53})$$

Теперь предположим, что на канат с предварительным натяжением N_0 действовали дополнительным усилием N . В этом случае длина каната изменится на величину

$$e = \Delta_0 - \Delta_{\kappa} + \frac{Nl}{E_{\kappa}F}, \quad (\text{III-54})$$

где Δ_0 и Δ_{κ} — определяются по формуле (III-53) соответственно при N_0 и $(N + N_0)$:

E_{κ} и F — модуль упругости и площадь поперечного сечения каната.

Используя формулу (III-53), можно получить выражение для e в виде

$$e = \frac{Nl}{E_{\kappa}F} \left[1 + \frac{q_{\kappa}^2 l^2 (2N_0 + N)}{24N_0^2 (N + N_0)^2} E_{\kappa}F \right]. \quad (\text{III-55})$$

Определяя продольную жесткость каната как $c = \frac{N}{e}$ и полагая

$$c_{\text{max}} = \frac{E_{\kappa}F}{l}, \quad (\text{III-56})$$

будем иметь

$$c = c_{\text{max}} \frac{1}{1 + \frac{q_{\kappa}^2 l^2 (2N_0 + N) E_{\kappa}F}{24N_0^2 (N + N_0)^2}} = c_{\text{max}} \psi, \quad (\text{III-57})$$

где $\psi < 1$.

Для наклонно расположенного каната к горизонту под углом α_{κ} в формулах (III-53), (III-55) и (III-57) вместо q_{κ} надо брать величину $q_{\kappa 1} = q_{\kappa} \cos \alpha_{\kappa}$. Полагая в формуле (III-57) $N = 0$, приходим к следующему выражению для начальной жесткости предварительно растянутого горизонтального каната:

$$c_0 = c_{\text{max}} \frac{1}{1 + \frac{q_{\kappa}^2 l^2 E_{\kappa}F}{12N_0^3}}. \quad (\text{III-58})$$

Ввиду того что

$$\frac{q_{\kappa}^2 l^2 E_{\kappa}F}{12N_0^3} = \frac{\gamma^2 l^3 E_{\kappa}}{12\sigma_0^3},$$

где γ — удельный вес каната;
 σ_0 — предварительное напряжение,
 выражение (III-58) можно записать в виде

$$c_0 = c_{\max} \frac{1}{1 + \psi_0 \frac{l^3}{\sigma_0^3}}, \quad (\text{III-58}')$$

где, учитывая реальные значения γ и E_k , коэффициент ψ_0 можно принимать для канатов закрытого типа равным 84 000, для канатов открытого типа 60 000, если брать l в м, а σ_0 в кг/см².

На рис. 59 кривая 0 характеризует изменение начальной жесткости $c_0 = f(N_0)$ по формуле (III-58) для горизонтальной канатной ванты с параметрами: $l = 20$ м; $q_k = 0,02$ т/м; $F = 40$ см²; $E_s = 1,3 \cdot 10^6$ кг/см². Кривые 1, 2 и 3 на рис. 59 характеризуют изменение жесткости ванты $c = f(N)$.

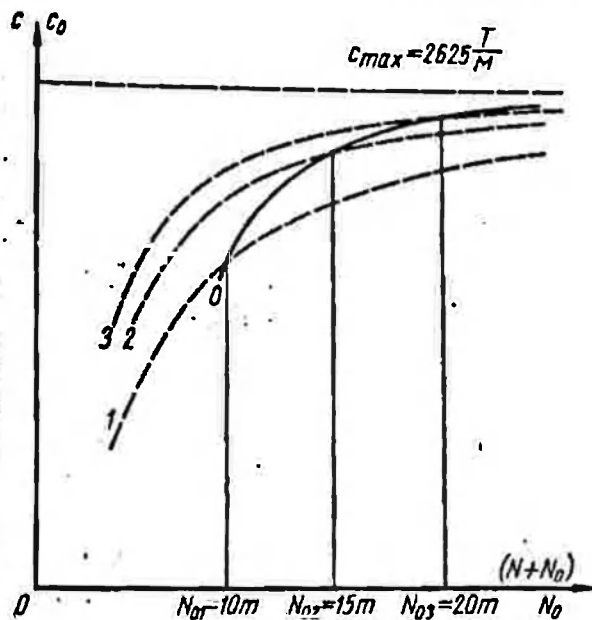


Рис. 59. Графики $c_0 = f(N_0)$ и $c = f(N)$ для гибкой ванты

Задача определения $c = f(N)$ для ванты, обладающей изгибной жесткостью, усложняется по сравнению с рассмотренной.

Принимая во внимание известную зависимость для изгибающего момента ванты, имеющей момент инерции сечения на изгиб J ,

$$EJ\bar{y}'' = M \quad (\text{III-59})$$

и действующие на гибкую ванту, шарнирно опертую по концам, усилия растяжения N , приходим к следующему дифференциальному уравнению, описывающему линию прогиба ванты:

$$EJ\bar{y}'' = -\frac{q_k l}{2} x + \frac{q_k x^2}{2} + N\bar{y}. \quad (\text{III-60})$$

Решение уравнения (III-60) при граничных условиях, соответствующих шарнирным опорам, будет иметь вид

$$\bar{y} = \frac{q_k}{Nk^2} \left[\frac{1 - e^{-kl}}{e^{kl} - e^{-kl}} e^{kx} + \frac{e^{kl} - 1}{e^{kl} - e^{-kl}} e^{-kx} - 1 \right] + \frac{q_k l}{2N} x - \frac{q_k x^2}{2N}, \quad (\text{III-61})$$

где $k^2 = \frac{N}{EJ}$.

Вычисления для сравнения прогибы y и \bar{y} по формулам (III-46) и (III-61) для ванты с параметрами $EJ = 120 \text{ тм}^2$; $F = 25 \text{ см}^2$; $q_k = 0,02 \text{ т/м}$; $l = 20 \text{ м}$ и $N = 10 \text{ т}$ показаны на рис. 60, а.

Дальнейшие вычисления, аналогичные выполненным выше, для вант, обладающих изгибной жесткостью, приводят к значительно более сложным формулам, определяющим возможную вытяжку $\bar{\Delta}$, изменение пролета \bar{e} и жесткости \bar{c} . Использование таких формул при расчетах в системах, обладающих вантовыми

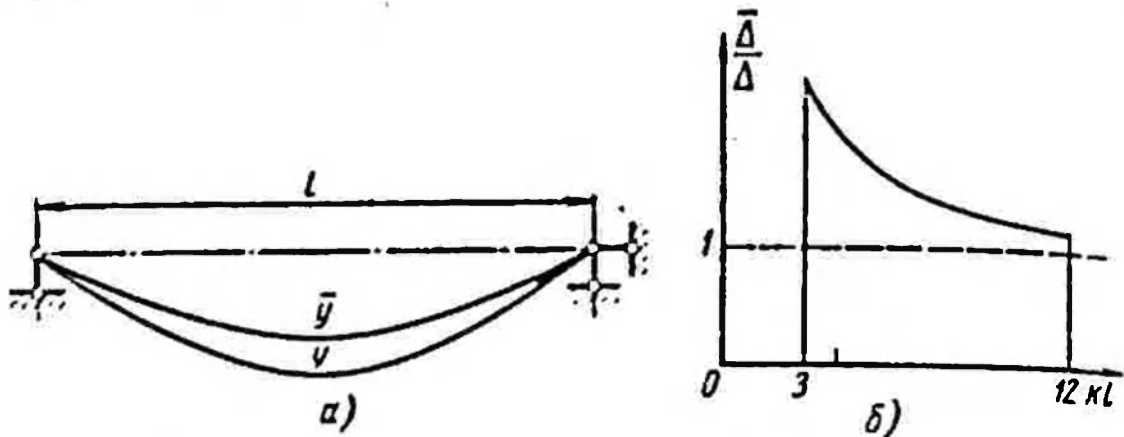


Рис. 60. Сравнительные характеристики для гибкой канатной ванты и ванты, обладающей изгибной жесткостью:

а — кривые изменения прогибов y и \bar{y} ; б — кривые изменения отношения вытяжки вант $\frac{\bar{\Delta}}{\Delta}$

фермами, требует применения электронных вычислительных машин.

Для вант, когда kl достаточно велико ($kl \geq 3$), возможную вытяжку можно вычислить как

$$\bar{\Delta} = \frac{q_k^2 l^3}{24N^2} \left[1 + \frac{12(2kl - 3)}{(kl)^3} \right]. \quad (\text{III-62})$$

При малых значениях kl выражение для Δ оказывается более сложным.

Определение \bar{e} по формуле (III-54) для значений $\bar{\Delta}_0$ и $\bar{\Delta}_k$, вычисленных по формуле (III-62), как и дальнейшее вычисление \bar{c} и \bar{c}_0 , возможно, но достаточно трудоемко.

Для реальных конструкций вант, как правило, $12 \leq kl \leq 3$. В связи с этим рассмотрим отношение $\frac{\bar{\Delta}}{\Delta} = 1 + \frac{12(2kl - 3)}{(kl)^3}$ для указанного интервала изменения kl , которое графически представлено на рис. 60, б.

Из рис. 60, б видно, что запас возможной геометрической вытяжки у вант, обладающих изгибной жесткостью, даже выше, чем у канатов. Учитывая, что крепление вант к конструкции не

всегда шарнирное в вертикальной плоскости (плоскости провиса), как было принято выше, а также факт близости кривой $\frac{\bar{\Delta}}{\Delta}$ к 1 на участке $5 \leq kl \leq 12$, в отдельных конкретных случаях гибкую ванту при вычислении ее продольной жесткости можно приравнять к канату и пользоваться формулами (III-57) и (III-58). Принципиальное различие между жесткой вантой и канатом, работающим как нить, можно усмотреть в ее собственном неблагоприятном нагружении при малых продольных растягивающих силах.

Определяя момент, действующий в сечении ванты с погонным весом по формуле (III-59) и пользуясь для вычисления (\bar{y}'') выражением (III-61), получим, что максимальный момент, действующий в середине пролета ванты, равен

$$M_{\max} = \frac{q_s E I}{N} \cdot \frac{\operatorname{ch} \frac{kl}{2} - 1}{\operatorname{ch} \frac{kl}{2}}. \quad (\text{III-63})$$

Для применяемых, в частности, трубчатых вант можно записать выражение максимальных изгибающих напряжений:

$$\sigma_{\max} = \frac{q_s r E}{N} \cdot \frac{\operatorname{ch} \frac{kl}{2} - 1}{\operatorname{ch} \frac{kl}{2}}, \quad (\text{III-64})$$

где r — средний радиус трубы.

Отношение $\frac{\operatorname{ch} \frac{kl}{2} - 1}{\operatorname{ch} \frac{kl}{2}}$ в выражениях (III-63) и (III-64) при $kl \geq 3$ практически мало отличается от 1, а значения σ_{\max} для реальных конструкций могут достигать, особенно при колебаниях натяжения в ванте N , больших величин [75].

§ 15. МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЖЕСТКОСТИ ВАНТОВЫХ СТРЕЛОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ С УЧЕТОМ НЕЛИНЕЙНОСТИ ПРОДОЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ ВАНТ

Рассмотрим методику определения жесткости вантовой конструкции с учетом нелинейности продольной жесткости вант на примере отвальной консоли отвалообразователя ОШ-4500/180 в плоскости поворота. Конструкция консоли представлена на рис. 19.

Расчетная схема в плоскости поворота представлена на рис. 61. Боковые пояса и раскосы данной вантовой фермы выполнены из канатов. Анализ и эксперименты показывают, что деформативность конструкции консоли в плоскости поворота практически определяется канатами.

В силу симметрии фермы относительно оси секций можно считать смещения концов симметричных вант одинаковыми. Такое допущение, в среднем достаточно справедливое, позволяет существенно упростить методику определения приведенной жесткости консоли.

Для каждой пары симметричных канатов с точки зрения определения усилий в них от силы P , приложенной к голове стрелы

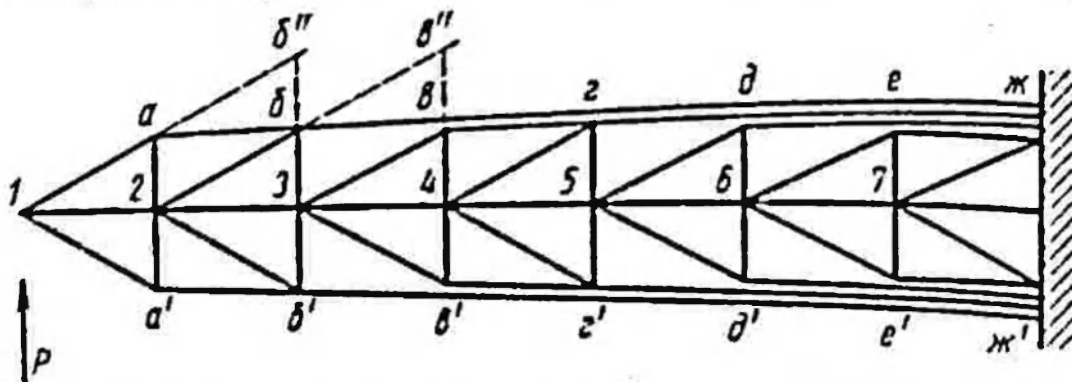


Рис. 61. Расчетная схема отвальной консоли отвалообразователя ОШ-4500/180 для определения жесткости в плоскости поворота

в плоскости поворота, имеем два условия. Исходя из симметрии конструкции можем записать:

$$e_1 + e_n = 0,$$

где e_1 и e_n — соответственно смещения концов левого и правого канатов, определяемые по формуле (III-55).

Далее, исходя из условий равновесия системы, можно записать, например, для узла 1, что усилия S_{1a} и $S_{1a'}$ в элементах $1a$ и $1a'$ (рис. 61) связаны зависимостью

$$S_{1a} + S_{1a'} = P \frac{l_1}{2l_{2a}} = 1,424P,$$

где l_{1a} и l_{2a} — длины соответствующих элементов фермы по рис. 61.

Усилия S_{ab} и $S_{a'b'}$ в элементах ab и $a'b'$ связаны условием

$$S_{ab} + S_{a'b'} = P \frac{l_{1a}}{2l_{2a}} \cdot \frac{l_{ab}}{l_{a'b'}} = 1,372P.$$

Аналогично определяются усилия в других парах канатов. Характеристика канатов вант и результаты вычисления усилий в них приведены в табл. 4.

Третий индекс в усилиях S у поясных элементов фермы в табл. 4 обозначает точку сочленения секций, от которой берет начало данная поясная ветвь (рис. 61).

Таким образом, по двум условиям определяются усилия для каждой пары симметричных канатов фермы T_n и T_a . По формуле (III-55) определяются величины e_i , где $i = 1, 2, \dots, n$ число вант. По значениям e_i определяется деформация головы

стрелы $\Delta_{стр}$ от силы P . Следует отметить, что в целом вычисления $\Delta_{стр}$ трудоемки, так как требуют решения большого числа кубических уравнений.

Таблица 4

Элементы фермы (рис. 61)	Усилия в элемент- тах	Длина каната в м	Площадь в см ²	Предва- рительное натяжение в т	Диаметр каната в мм
$S_{1a} + S_{1a'}$	1,424 P	16	8	3,03	36,5
$S_{a6} + S_{a'6'}$	1,372 P	26	8	3,0	35,5
$S_{26} + S_{26'}$	0,684 P	27	8	5,06	35,5
$S_{6a} + S_{6'a'}$	2,03 P	26	20,6	7,5	54
$S_{3a} + S_{3a'}$	0,478 P	24	20,6	7,2	54
$S_{a23} + S_{a'2'3}$	2,03 P	26	20,6	7,5	54
$S_{a24} + S_{a'2'4}$	3,74 P	26	32,9	6,5	54
$S_{42} + S_{42'}$	1,04 P	24	20,6	10	54
$S_{2a3} + S_{2'a'3}$	2,03 P	26	20,6	7,5	54
$S_{2a5} + S_{2'a'5}$	4,74 P	26	32,9	15,5	70
$S_{5a} + S_{5a'}$	1,04 P	24	32,9	17	70
$S_{ae3} + S_{a'e'3}$	2,03 P	26	20,6	7,5	54
$S_{ae5} + S_{a'e'5}$	4,74 P	26	32,9	15,5	70
$S_{ae6} + S_{a'e'6}$	3,14 P	26	32,9	15,3	70
$S_{6e} + S_{6e'}$	1,04 P	27	32,9	20	70
$S_{eж3} + S_{e'ж'3}$	2,03 P	26	20,6	7,5	54
$S_{eж5} + S_{e'ж'5}$	4,74 P	26	32,9	15,5	70
$S_{eж6} + S_{e'ж'6}$	3,17 P	26	32,9	15,3	70
$S_{eж7} + S_{e'ж'7}$	1 P	26	32,9	18	70
$S_{7ж} + S_{7ж'}$	1,04 P	27	32,9	25	70

Более просто приведенная жесткость стрелы определяется для случаев, когда $P = 0$ и когда P велико и работают лишь ванты одной стороны. Поэтому второму случаю практически соответствует асимптотическая $c_{стр,a}$ жесткость, равная половине жесткости стрелы, рассчитанной без учета провисов каната.

Если $P = 0$, то $T_n = T_a$, а дополнительные составляющие T_n и T_a для каждой пары симметричных канатов равны нулю. Жесткость любого каната в этом случае определится исходя из формулы (III-55) как

$$\frac{1}{c} = \frac{e}{T} = \frac{l}{E_{\kappa} F} \left[1 + \frac{q_0^2 l^2}{12T_0^3} E_{\kappa} F \right]. \quad (\text{III-65})$$

Следует отметить, что деформации раскосов дают параллельное смещение стрелы, деформации поясов — поворот стрелы вокруг «моментной точки»; например для поясов $вг$ и $в'г'$ моментной точкой является точка 4.

Жесткость всей стрелы определится по формуле

$$\frac{1}{c_{стр}} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i'} \quad (III-66)$$

где c_i' — жесткость пары канатов, приведенная к голове стрелы.

Для раскосов

$$\frac{1}{c_i'} = \frac{1}{2c_i} \cdot \frac{2a}{H} \cdot \frac{k}{2} \quad (III-66')$$

где a — длина секции;

c_i — жесткость канатной ванты;

H — средняя ширина стрелы по поясам в пределах данной секции;

k — коэффициент перед P берется в соответствующей графе табл. 4.

Для поясов

$$\frac{1}{c_i'} = \frac{1}{2c_i} \cdot \frac{L_i}{h} \cdot \frac{k}{2} \quad (III-67)$$

где L_i — расстояние от головы стрелы до соответствующей моментной точки (точки поворота);

h — расстояние от пояса до моментной точки.

Определим по формуле (III-65) величины податливостей $\frac{1}{c_i}$

для всех элементов. Так, для элемента $1a$

$$\begin{aligned} \frac{1}{c_i} &= \frac{16}{1,5 \cdot 10^7 \cdot 8 \cdot 10^{-4}} \left[1 + \frac{7^2 \cdot 10^{-6} \cdot 16^2}{12 \cdot 3,03^3} \cdot 1,5 \cdot 10^7 \cdot 8 \cdot 10^{-4} \right] = \\ &= \frac{16}{12 \cdot 10^3} [1 + 0,451] = 1,935 \cdot 10^{-3} \text{ м/т.} \end{aligned}$$

Чтобы определить асимптотическую жесткость стрелы, необходимо вычислить величины $\frac{1}{c_{i \max}}$, которые определяются без учета провисов канатов исходя из формулы (III-56). Так, например, величина $\frac{1}{c_{i \max}}$ для элемента $1a$ будет

$$\frac{1}{c_{i \max}} = \frac{c_{i \max}}{E_r F} = \frac{16}{1,5 \cdot 10^7 \cdot 8 \cdot 10^{-4}} = 1,333 \cdot 10^{-3} \text{ м/т.}$$

Подсчитав сначала $\frac{1}{c_i}$ и $\frac{1}{c_{i \max}}$ для всех элементов, вычислим приведенные к голове стрелы значения $\frac{1}{c_i'}$ и $\frac{1}{c_{i \max}'}$ и определим

по формуле (III-66) приведенные жесткости стрелы — нулевую $c_{стр0} = 11,62 \text{ т/м}$ и асимптотическую $c_{стр.а} = 12,82 \text{ т}$.

Как отмечалось выше, $c_{стр.а}$ отвечает практически половине максимальной жесткости стрелы, определяемой без учета провиса канатов. Жесткость всей стрелы без учета провиса канатов будет $c_{стр max} = 2c_{стр.а} = 25,64 \text{ т/м}$.

Этот пример показывает, что жесткость, соответствующая нулевой деформации, в 2,2 раза меньше жесткости, рассчитанной без учета провиса канатов. При этом нулевая жесткость стрелы близка (расхождение около 9%) к асимптотической $c_{стр.а}$. Поэтому за расчетную постоянную по величине жесткость можно взять значение, равное

$$c_{стр} = \frac{c_{стр0} + c_{стр.а}}{2} = 12,22 \text{ т/м.}$$

Жесткость будет отличаться от действительной жесткости стрелы при любой ее деформации не более чем на 5%. При этом упругую систему отвальной консоли ОШ-4500/180 в плоскости поворота можно считать линейной, что подтверждается и экспериментами.

Если определить приведенную массу консоли приближенно по формуле

$$m \approx \frac{1}{4} m_{стр} \approx 5 \text{ т} \cdot \text{сек}^2/\text{м},$$

где $m_{стр} = 20 \text{ тсек}^2/\text{м}$ — полная масса стрелы, то частота собственных колебаний отвальной консоли, соответствующая $c_{стр0}$, будет равна

$$\rho = \sqrt{\frac{c}{m}} = \sqrt{\frac{11,62}{5}} = 1,526 \text{ рад/сек};$$

период

$$T_0 = \frac{2\pi}{\rho} = \frac{6,28}{1,526} = 4,12 \text{ сек},$$

что хорошо совпадает с результатами экспериментальных исследований, при которых получено значение $T \approx 4,3 \text{ сек}$. В то же время частота и период, подсчитанные для жесткости $c_{стр max} = 25,64 \text{ т/м}$, соответственно равны: $\bar{\rho} = 2,27 \text{ рад/сек}$ и $\bar{T} = 2,76 \text{ сек}$.

Этот пример показывает, что влиянием нелинейности продольной жесткости канатов за счет их провисания пренебрегать в данном случае нельзя.

В общем случае для построения характеристики $c_{стр} = f_1(P)$ или $c_{стр} = f_2(\Delta_{стр})$, когда $c_{стр0}$ и $c_{стр.а}$ отличаются более существенно, можно предложить следующую упрощенную методику.

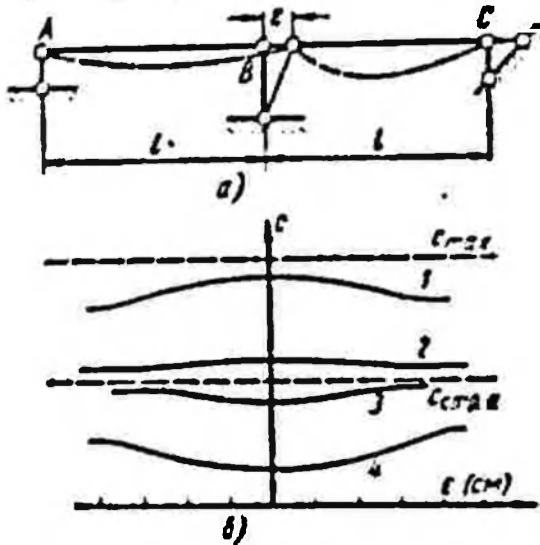
Вначале определяется $c_{стр}$ для одного некоторого реального

значения P , обозначаемое c_p . Затем представляем закон изменения жесткости в функции $\Delta_{стр}$ в виде

$$c_{стр} = a + b e^{-k \Delta_{стр}}, \quad (III-68)$$

где $a = c_{стр.а} \frac{dc_{стр}(0)}{d\Delta_{стр}} = 0$ в силу симметрии характеристики.

При $\Delta_{стр} \rightarrow \infty$ $c_{стр} \rightarrow c_{стр.а}$. При $\Delta = 0$ $c_{стр} = c_{стр.0} = a + b$ и, следовательно, $b = c_{стр.0} - c_{стр.а}$. Коэффициент k определяется по значению c_p . Для обоснования формулы (III-68) рассмотрим пример (рис. 62, а), когда две ванты АВ и ВС предварительно натянуты усилием N_0 . Жесткость



$c = \frac{N}{e}$, где N — усилие, прикладываемое вдоль AC к точке B, определяется как сумма продольных жесткостей вант АВ и ВС. График $c = f(e)$ представлен на том же рис. 62, б, где кривые 1, 2, 3, 4 соответствуют различным предварительным напряжениям N_0 ($N_{01} > N_{02} > N_{03} > N_{04}$); c_{max} — максимальная начальная жесткость, соответствующая $N \rightarrow \infty$; $c_{стр.а} = \frac{c_{max}}{2}$ соответству-

Рис. 62. Расчетная схема (а) и график изменения жесткости (б) при определении ее по формуле (III-68)

ет асимптотическому значению c , к которому жесткость стремится при любых N_0 с увеличением e ,

причем для различных N_0 начальные значения c , соответствующие $e = 0$, могут быть как больше, так и меньше $c_{стр.а}$. Следовательно, возможно, что $c_{стр.а} < c_{стр.0}$ или $c_{стр.а} > c_{стр.0}$.

В дальнейшем для расчетов полученную функцию $c_{стр}(\Delta_{стр})$ целесообразно линеаризировать и представить двумя-тремя прямыми линиями в соответствии с ее графиком. При необходимости могут быть построены и более точные характеристики $c_{стр} = f_1(P)$, $c_{стр} = f_2(\Delta_{стр})$ или $\Delta_{стр} = f_3(P)$.

§ 16. ВЛИЯНИЕ НА ЖЕСТКОСТЬ ВАНТОВЫХ СТРЕЛОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПРОДОЛЬНЫХ СИЛ

Величина продольных сил, действующих на вантовую стреловую конструкцию, существенно влияет в силу нелинейности продольной жесткости гибких вант на величину жесткости этой конструкции в плоскости поворота (рис. 23, б). Это является одной из причин возможного появления параметрических колебаний отвалных консолей типа (рис. 25, а, б) и всей машины в плоско-

сти поворота при шагании. Возникшие при шагании низкочастотные колебания в вертикальной плоскости приводят к колебаниям сжимающих усилий, идущих вдоль секций. Последние, в свою очередь, вызывают периодические изменения натяжений вант горизонтальной вантовой фермы консоли.

Жесткость отвалной консоли в плоскости поворота оказывается периодически изменяющейся (с периодом основной частоты колебаний машины в вертикальной плоскости). Так, например, у отвалообразователя ОШ-1500/105 основная частота в плоскости поворота приблизительно вдвое меньше основной частоты

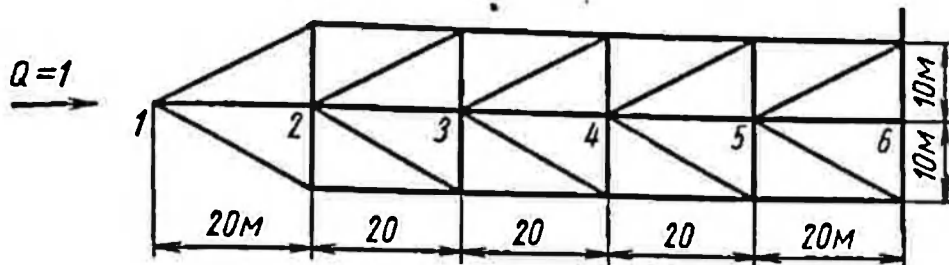


Рис. 63. Расчетная схема отвалной консоли отвалообразователя ОШ-1500/105 в плоскости поворота

собственных колебаний в вертикальной плоскости, поэтому может иметь место главный параметрический резонанс [8].

Следует подчеркнуть своеобразие периодического изменения жесткости конструкций данного типа (вантовых стрел в плоскости поворота), которое свойственно вантовым элементам, — асимметрию при сжатии и растяжении, а главное — возможность при сжатии очень сильно изменять свою жесткость. Указанное явление свойственно всем вантовым конструкциям ферменного типа, но особенно велико для консолей, у которых площадь поперечного сечения вант поясов и раскосов (рис. 63) составляет 20—30% от площади сечения центральных секций, как это имеет место для ОШ-1500/105.

Определение характера изменения жесткости стрелы при ее сжатии в общем виде, когда имеют место одновременно колебания в вертикальной плоскости и плоскости поворота, затруднительно. Поэтому рассмотрим изменение $c_{стр}$ при действии некоторой продольной силы Q (рис. 63).

Если обозначить составляющие усилия в раскосах вдоль основного стержня 1—2—3—4—5—6 через P_{pi} , где i — номер точки одного из шарнирных мест сочленения секций, а через P_{oi} — усилия в секциях (усилия в поясах вантовой фермы определяются уже через P_{pi} : $P_{oi} = \sum_{k=1}^{i-1} P_{pk}$), то, проводя соответствующие сечения по ферме и рассматривая равновесия, можно

составить n условий, связывающих P_{oi} и P_{pi} (где n — число секций):

$$\left. \begin{aligned} P_{o1} + 2P_{p1} &= Q_1; \\ 2P_{p1} + 2P_{p2} + P_{o2} &= Q_2; \\ \dots & \\ 2 \sum_{k=1}^i P_{pk} + P_{oi} &= Q_i; \\ \dots & \\ 2 \sum_{k=1}^n P_{pk} + P_{on} &= Q_n. \end{aligned} \right\} \quad (\text{III-69})$$

где Q_i — усилие, действующее вдоль i -й секции.

Распределение Q_i для низкочастотных колебаний отвальной консоли ОШ-1500/105, вычисленное из предположения формы колебаний, следующей статической форме прогиба, определится соотношением:

$$Q_1 : Q_2 : Q_3 : Q_4 : Q_5 = 3,1 : 4,11 : 4,7 : 4,9 : 4,9.$$

Для простоты полагаем $Q_1 = Q_2 = \dots = Q$.

Таким образом, для отыскания $2n$ неизвестных имеется пока n условий. Недостающие n условий определим из следующих соображений. Если обозначить разность смещений концов секций (деформации) через Δ_{oi} , где i — номер секции, через Δ_i — разность смещений концов поясов ($i = 2, \dots, n$), а через ϵ_{oi} и ϵ_i — смещения соответствующих точек, то, учитывая, что

$$\Delta_{oi} = \frac{l_i P_{oi}}{E_o F_{oi}}, \quad (\text{III-70})$$

$$\Delta_i = \frac{P_{ni} l_i}{E_n F_{ni}} \left\{ 1 + \frac{q_{ni}^2 l_i [2P_{ni}^o + P_{ni}]}{24P_{ni}^o{}^2 [P_{ni}^o + P_{ni}]^2} E_n F_{ni} \right\}, \quad (\text{III-71})$$

ϵ_{oi} и ϵ_i определяются по формулам

$$\epsilon_{oi} = \sum_{k=1}^n \Delta_{ok} = \frac{1}{E_o} \sum_{k=1}^n \frac{l_k P_{ok}}{F_{ok}}, \quad (\text{III-72})$$

$$\epsilon_i = \frac{1}{E_n} \sum_{k=1}^n \Delta_k. \quad (\text{III-73})$$

Деформация поперечни (рис. 63) определяется по формуле

$$\epsilon_{ni} = \frac{P_{ni} \lg^2 \alpha l_i}{E_o F_{oi}}, \quad (\text{III-74})$$

где α — угол между раскосом и поясом фермы.

Определим теперь деформацию i -го раскоса:

$$\Delta_{pi} = [\varepsilon_{oi} - \varepsilon_{(i+1)}] \cos \alpha - \varepsilon_{ni} \sin \alpha, \quad (\text{III-75})$$

где ε_{oi} , $\varepsilon_{(i+1)}$ и ε_{ni} зависят от P_{oi} и P_{pi} (так как \bar{P}_{ni} , в свою очередь, зависит от P_{pi}).

С другой стороны, деформация раскоса может быть определена по формуле

$$\Delta_{pi} = \frac{P_{pi} l_i}{\sin^2 \alpha E_p F_{pi}} \left\{ 1 + \frac{\varepsilon_{pi}^2 l_i^2 [2P_{pi}^0 + P_{pi}]}{24P_{pi}^0 [P_{pi}^0 + P_{pi}]^2} E_p F_{pi} \sin \alpha \right\}. \quad (\text{III-76})$$

Приравняв выражения (III-75) и (III-76), получим еще n условий для определения P_{pi} и P_{oi} . Громоздкость вычисления P_{pi} и P_{oi} очевидна.

Для получения некоторых ориентировочных рекомендаций по оценке $c_{стр}$ предположим, что провисом вант можно пренебречь. Начальные натяжения вант горизонтальной вантовой фермы консоли отвалообразователя ОШ-1500/105 таковы, что продольная жесткость корневых вант составляет $0,95 \div 0,9$ от максимально возможной c_{max} , а для головных — около 0,8.

Сделав данное предположение, придем к следующим уравнениям, определяющим P_{pi} :

$$\left\{ \begin{aligned} m_o \psi_2 P_{pn} &= Q_n - 2 \sum_{k=1}^n P_{pk}; \\ P_{pi} &= \frac{Q_i}{m_o \psi_2} - \frac{m_o + 2}{m_o \psi_2} \sum_{k=1}^i P_{pk} + P_{p(i+1)}, \\ i &= 1, 2, \dots, (n-1) \end{aligned} \right. \quad (\text{III-77})$$

где $m_o = \frac{F_o}{F_n}$; ($F_n = F_p$); $\psi_k = \frac{1}{\cos^2 \alpha}$; $E_o = E_n = E_p$.

Ввиду принятого постоянства Q_i уравнения (III-77) можно привести к более простому виду:

$$\left\{ \begin{aligned} P_{pi} - P_{p(i+1)} \left[\frac{2m_o \psi_k + m_o + 2}{m_o \psi_k} \right] + P_{p(i+2)} &= 0, \\ i &= 1, 2, \dots, n-2; \\ P_{pn} &= \frac{Q}{m_o \psi_k} - \frac{2}{m_o \psi_k} \sum_{k=1}^n P_{pk}; \\ P_{p1} &= \frac{Q}{m_o \psi_k} - \frac{m_o + 2}{m_o \psi_k} P_1 + P_2. \end{aligned} \right. \quad (\text{III-78})$$

Решим систему уравнений (III-78) при значениях $m_o = 6$ и $m_o \psi_k = 8$, в среднем соответствующих нашему примеру, положив также $Q = 1$.

В табл. 5 приведены значения P_{pi} , а также P_{pi} и P_{oi} , вычисленные по P_{pi} . Видно, что большую долю сжимающей нагрузки берут на себя вантовые стержни, особенно расположенные ближе к основанию стрелы.

Таблица 5

Элемент конструкции	Усилие				
	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6
Пояс	—	0,079	0,113	0,134	0,163
Центральный пояс	0,8416	0,775	0,733	0,674	0,538
Раскос	0,079	0,0334	0,021	0,0296	0,0678

Приняв данную в таблице картину уменьшения и увеличения усилий в вантах, можно построить характеристику $c_{стр0}$ при различных усилиях сжатия Q . В этом случае получим наибольшую из возможных нелинейность стрелы в зависимости от сжимающей нагрузки Q .

Значительное уменьшение растягивающих усилий в вантах и приводит к уменьшению жесткости стрелы в плоскости поворота, что при наличии колебаний в вертикальной плоскости означает периодическое изменение жесткости стрелы, приводящее к возможности возникновения параметрических колебаний [8].

Увеличение F_0 по сравнению с F_p (F_n), применение канатов, а не стальных вант ($E_k < E_0$ и $\sigma_{e,k} > \sigma_{e,ст}$) уменьшают переменность $c_{стр0}$ при одинаковых нагружениях.

Кроме того, большая начальная нелинейность вант, определяющих $c_{стр0}$ (сжимающая нагрузка равна нулю и нет отклонений в плане), с точки зрения анализа данных приведенного выше примера формально соответствует повышенному значению m_0 и уменьшению роли поясов и раскосов вантовой фермы в передаче сжимающего усилия стрелой, что ведет к большей стабильности. В качестве примера, где выполнены все эти условия, можно указать на отвалообразователь ОШ-4500/180.

§ 17. ВЛИЯНИЕ ПРОВИСОВ КАНАТОВ НА СОБСТВЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ ВАНТОВЫХ СТРЕЛОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ В ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ

Колебания основных масс консольных конструкций, подвешенных на вантовой ферме, сопровождаются поперечными колебаниями вант как гибких нитей.

В определенных случаях совместность поперечных колебаний вант и колебаний основной конструкции может оказаться достаточной и для возбуждения поперечных колебаний вант.

Ввиду сложности задачи о совместности для конкретных конструкций машин рассмотрим упрощенную систему (рис. 64, а),

описывающую колебания стержня с сосредоточенной массой m_1 на канатной подвеске.

Для простоты канат представлен в виде двух пружин равной жесткости c и длины l , соединенных последовательно через приведенную массу каната m_2 . Распределенная масса стержня также приведена к сосредоточенной концевой массе m_1 . Для реальных конструкций $m_2 \ll m_1$.

Анализ системы на рис. 64, а позволяет выяснить основные причины возможности возбуждения поперечных колебаний вант

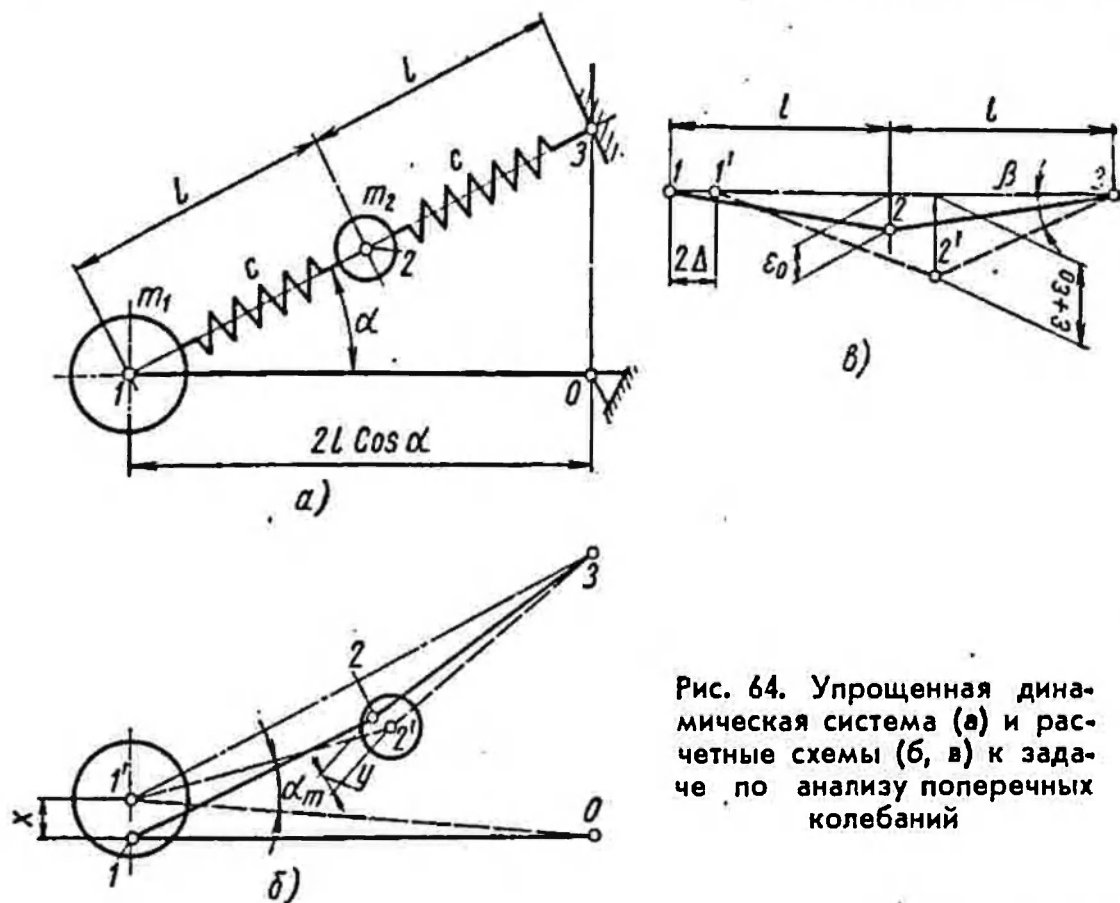


Рис. 64. Упрощенная динамическая система (а) и расчетные схемы (б, в) к задаче по анализу поперечных колебаний

при собственных колебаниях вантовых стреловых конструкций в вертикальной плоскости.

На рис. 64, б приведено деформированное состояние анализируемой динамической системы. В качестве обобщенных координат выбраны полные возможные смещения масс m_1 и m_2 , x и y . Уравнения движения системы составим по методу Даламбера. Для определения деформации упругих элементов рассмотрим рис. 64, в, где для наглядности совмещены линии $1'-3$ и $1-3$ (рис. 64, б). На рис. 64, б ломаная линия $1-2-3$ представляет статическое деформированное состояние упругой подвески, $1-2'-3$ — деформированное состояние подвески при колебаниях, ϵ_0 — статический провис подвески, $\epsilon + \epsilon_0$ — провис подвески в колебаниях, 2Δ — сближение точек $1-3$, т. е. разность длин $1-3$ и $1'-3$. Полагая, что участки $1-2$ и $2-3$ деформируются одинаково, определим из геометрических соображений их упругие

деформации при колебаниях через размеры, указанные на рис. 64, а:

$$\Delta_c = l_{1,2} - i_{1,2} = \sqrt{(l - \Delta)^2 + (\varepsilon + \varepsilon_0)^2} - \sqrt{l^2 + \varepsilon_0^2}.$$

Учитывая, что $l \gg \Delta$, ε , ε_0 , это выражение можно записать в виде

$$\Delta_c \approx -\Delta + \frac{\varepsilon(\varepsilon + 2\varepsilon_0)}{2l}. \quad (\text{III-79})$$

По рис. 64, б на основании геометрических соображений выразим ε и Δ через обобщенные координаты x и y :

$$\varepsilon = y + 0,5x \cos \alpha, \quad (\text{III-80})$$

$$\Delta = 0,5x \sin \alpha. \quad (\text{III-81})$$

Подставив (III-80) и (III-81) в (III-79) получим

$$\Delta_c \approx -0,5x \sin \alpha + \frac{(y + 0,5x \cos \alpha)(y + 0,5x \cos \alpha + 2\varepsilon_0)}{2l}. \quad (\text{III-82})$$

Так как статическая деформация участка 1—2 или 2—3 равна $\Delta_{cr} \approx \frac{m_1 g}{c \sin \alpha}$, то полная деформация участка 1—2 или 2—3 будет равна

$$\Delta_{ca} = \Delta_c + \Delta_{cr}. \quad (\text{III-83})$$

Для составления условий равновесия всех сил, действующих на массы m_1 и m_2 необходимо определить углы, под которыми действуют упругие силы на массы, так как при колебаниях эти углы меняются.

Угол β по рис. 64, в определится как

$$\beta = \frac{\varepsilon + \varepsilon_0}{l} = \frac{y + 0,5x \cos \alpha + \varepsilon_0}{l}. \quad (\text{III-84})$$

Учитывая малость угла β , условие равновесия всех сил, действующих на массу m_2 в направлении ее возможного смещения, может быть записано в виде

$$m_2 \ddot{y} + 2c \Delta_{ca} \beta - m_2 g \cos \alpha = 0. \quad (\text{III-85})$$

Необходимость учета статических составляющих от веса в (III-85) и Δ_{cr} в (III-83) при рассмотрении поперечных колебаний вант видна из следующего. Подставив в (III-85) Δ_{ca} и β из (III-83), (III-82) и (III-84), получим

$$-m_2 \ddot{y} = 2c \left[-0,5x \sin \alpha + \frac{(y + 0,5x \cos \alpha)(y + 0,5x \cos \alpha + 2\varepsilon_0)}{2l} + \frac{m_1 g}{c \sin \alpha} \right] \cdot \frac{y + 0,5x \cos \alpha}{l} + \frac{2m_1 g \varepsilon_0}{l \sin \alpha} - m_2 g \cos \alpha + 2c \left[-0,5x \sin \alpha + \frac{(y + 0,5x \cos \alpha)(y + 0,5x \cos \alpha + 2\varepsilon_0)}{2l} \right] \frac{\varepsilon_0}{l}. \quad (\text{III-86})$$

В правой части уравнения (III-86) выражение $\frac{2m_1g\varepsilon_0}{l \sin \alpha}$ — $m_2g \cos \alpha$ равно нулю, когда $x = y = \ddot{y} = 0$, т. е. при отсутствии колебаний. В то же время первое слагаемое правой части этого уравнения существенно зависит от Δ_{cr} . При малых колебаниях, когда в уравнении (III-86) оказывается возможным пренебречь нелинейными членами, оно получает вид

$$-m_2\ddot{y} \approx \frac{2m_1g}{l \sin \alpha} (y + 0,5x \cos \alpha) = 2c\Delta_{cr} (y + 0,5x \cos \alpha). \quad (\text{III-86}')$$

Если $x \ll y$, то имеем следующие равенства:

$$-\ddot{y} \approx \frac{2m_1g}{lm_2 \sin \alpha} y = \frac{2c\Delta_{cr}}{m_2} y = p_0^2 y, \quad (\text{III-86}''')$$

где $p_0 = \sqrt{\frac{2c\Delta_{cr}}{lm_2}}$ — начальная парциальная частота поперечных колебаний каната, определяемая его статическим натяжением (см. § 14).

Для составления равновесия сил, действующих на массу m_1 , определим угол α_m (рис. 64, б). Исходя из геометрии деформированного состояния системы

$$\sin \alpha_m \approx \sin \alpha - \cos \alpha \cdot \frac{y + 0,5x \cos \alpha + \varepsilon_0}{l}. \quad (\text{III-87})$$

Равенство всех сил, действующих на массу m_1 , имеет вид

$$m_1\ddot{x} + m_1g - c\Delta_{cr} \sin \alpha_m = 0, \quad (\text{III-88})$$

или через обобщенные координаты запишем, освобождаясь от m_1g :

$$-m_1\ddot{x} = +c \left[-0,5x \sin \alpha + \frac{(y + 0,5x \cos \alpha)(y + 0,5x \cos \alpha + 2\varepsilon_0)}{2l} \right] \times \\ \times \left[\sin \alpha - \cos \alpha \frac{y + 0,5x \cos \alpha + \varepsilon_0}{l} \right] + \frac{m_1g}{\sin \alpha} \cos \alpha \frac{y + 0,5x \cos \alpha}{l}. \quad (\text{III-89})$$

Совместно уравнения (III-86) и (III-89) описывают колебания динамической системы рис. 64, а. Эти уравнения нелинейны, решение их возможно лишь численными методами.

Рассмотрим пример решения данной задачи, поставив целью выяснить условия возможности возбуждения значительных поперечных колебаний каната при собственных колебаниях всей системы.

Естественно ожидать, что это будет тогда, когда парциальные частоты колебаний массы m_1 и m_2 окажутся близкими.

К такому выводу можно прийти, рассматривая линейную двухмассовую систему (рис. 88, а), когда при $m_2 \ll m_1$ и равенстве

или близости парциальных частот $\sqrt{\frac{c_1}{m_1}}$ и $\sqrt{\frac{c_2}{m_2}}$ собственные колебания системы имеют вид биений (см. § 23) и потенциальная энергия колебаний аккумулируется попеременно в c_1 или в c_2 .

По аналогии с нелинейными одномассовыми системами [36] можно предполагать совместность колебаний масс m_1 и m_2 (рис. 64, а) и при кратности парциальных частот колебаний этих масс или близости к ней, имея в виду, что колебания одной массы являются как бы внешним воздействием для другой. По этой причине связь колебаний масс m_1 и m_2 (рис. 64, а) будет являться и параметрической.

Учитывая, что колебания реальных систем сопровождаются рассеиванием энергии, можно ожидать значительного взаимовлияния колебаний лишь в случаях равенства парциальных частот и существенно меньшего в случае, когда они различаются вдвое.

Так как $m_2 \ll m_1$ (рис. 64, а), то при собственных колебаниях основная опасность может заключаться лишь в переходе энергии колебаний массы m_1 на подвеске в энергию поперечных колебаний ванты (массы m_2), а не наоборот. Поэтому если p_{01} обозначает парциальную частоту основных колебаний, а p_{02} — частоту поперечных колебаний ванты, то при $p_{02} = p_{01}$ и $p_{02} = 0,5p_{01}$ явления совместности наиболее опасны, случай $p_{02} = 2p_{01}$ менее опасен.

Рассмотрим лишь основной случай, когда $p_{01} = p_{02}$, так как случай $p_{02} = 0,5p_{01}$ в реальных конструкциях вряд ли возможен.

Примем следующие параметры динамической системы $\alpha = 30^\circ$; $l = 20$ м.

Чтобы парциальные частоты колебаний масс m_1 и m_2 , $p_{01} = \sqrt{\frac{c}{8m_1}}$ и $p_{02} = \sqrt{\frac{4m_1g}{m_2l}}$, получаемые, если в правых частях уравнений (III-86) и (III-89) удерживать только линейные члены, равнялись бы между собой, необходимо соблюдение соотношения $\frac{m_2}{m_1} = \frac{2}{p_{01}^2} \cdot \frac{2g}{l}$. Значение p_{01}^2 определим из следующих сооб-

ражений. Вес m_1g создает в канате подвески усилие $\frac{m_1g}{\sin \alpha} = 2m_1g$, которое при заданных допускаемых напряжениях в канате σ_k определяет площадь сечения каната $F_k = \frac{2m_1g}{\sigma_k}$. Тогда суммарная продольная жесткость каната $\frac{c}{2} = \frac{\sigma_k E_k F_k}{2l}$ будет равна $\frac{m_1g E_k}{\sigma_k l}$. Приведенная к направлению возможного

смещения x массы m_1 — жесткость каната определится соотношением

$$c_{np} = \frac{m_1 g E_k}{\sigma_k l} \cdot \sin^2 \alpha = \frac{m_1 g E_k}{4 \sigma_k l}$$

Поэтому

$$p_{01}^2 = \frac{c_{np}}{m_1} = \frac{g E_k}{4 \sigma_k l}$$

Для рассматриваемого примера при $\sigma_k = 3000 \text{ кг/см}^2$ и $E_k = 1,2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$ получим $p_{01}^2 = 50 \text{ (рад/сек)}^2$. Поэтому p_{01} будет равно p_{02} при $m_2 : m_1 = 0,04$.

При $\alpha = 30^\circ$; $i = 20$ и $m_2 : m_1 = 0,04$ совместные уравнения (III-86) и (III-89) примут вид

$$\begin{aligned} -\ddot{x} &= 50 f_1 + 0,85 f_2 - 4,33 f_1 f_3 - 10 y f_3 + 0,866 y f_3^2 = \Phi_1(t); \\ -\ddot{y} &= 50 f_2 + 50 y f_3^2 - 250 f_1 f_3 = \Phi_2(t), \end{aligned} \quad \text{(III-90)}$$

где $f_1 = x + 0,1 y^2$; $f_2 = y + 0,433 x$; $f_3 = f_2 + \varepsilon_0$.

Величина статического провиса подвески равна

$$\varepsilon_0 = \frac{m_2 \sin 2\alpha}{4m_1} l = 0,1732 \text{ м.}$$

Рассмотрим колебания системы рис. 64, а при начальных условиях $x(0) = y(0) = 0$, $\dot{x}_0(0) = 1,2$; $\dot{y}(0) = -0,6$, соответствующим импульсному воздействию, имеющему место, например, при подъеме или посадке базы у шагающих отвалообразователей.

При решении системы (III-90) численным методом выбираем такой интервал времени τ_0 , в течение которого величины $\dot{x}(t)$; $\dot{y}(t)$; $\ddot{x}(t)$; $\ddot{y}(t)$ можно считать постоянными. Чем меньше τ_0 , тем точнее эти условия соблюдаются, но при этом увеличивается трудоемкость вычислений. Последнее не играет существенной роли при применении вычислительных машин. Алгоритм решения данной задачи при заданном τ_0 может быть записан в виде

$$1) \quad x(t + \tau_0) = x(t) + \tau_0 \dot{x} \left(t + \frac{\tau_0}{2} \right);$$

$$2) \quad \ddot{x}(t) = -\Phi_1(t);$$

$$3) \quad \dot{x} \left(t + \frac{\tau_0}{2} \right) = \dot{x} \left(t - \frac{\tau_0}{2} \right) + \tau_0 \ddot{x}(t);$$

$$4) \quad \dot{x} \left(\frac{\tau_0}{2} \right) = \dot{x}(0) + \frac{\tau_0}{2} \ddot{x}(0) = \dot{x}(0);$$

$$5) \quad y(\tau_0 + t) = y(t) + \tau_0 \dot{y} \left(t + \frac{\tau_0}{2} \right);$$

$$6) \ddot{y}(t) = -\Phi_2(t);$$

$$7) \dot{y}\left(t + \frac{\tau_0}{2}\right) = \dot{y}\left(t - \frac{\tau_0}{2}\right) + \tau_0 \ddot{y}(t);$$

$$8) \dot{y}\left(\frac{\tau_0}{2}\right) = \dot{y}(0) + \frac{\tau_0}{2} \ddot{y}(0) = \dot{y}(0).$$

(III-91)

Последовательность вычислений следующая. Из (III-91.4) и (III-91-8) определяются значения $\dot{x}\left(\frac{\tau_0}{2}\right)$ и $\dot{y}\left(\frac{\tau_0}{2}\right)$. Затем по (III-91-1) и (III-91-5) определяются $x(\tau_0)$, $y(\tau_0)$. После этого по (III-91-2) и (III-91-6) находятся $\ddot{x}(\tau_0)$ и $\ddot{y}(\tau_0)$, а по (III-91-3) и (III-91-7) вычисляются новые скорости движения координат, соответствующие второму этапу движения, $\dot{x}\left(\frac{3}{2}\tau_0\right)$ и $\dot{y}\left(\frac{3}{2}\tau_0\right)$, а затем все вычисления повторяются вновь в том же порядке для определения $x(2\tau_0)$, $y(2\tau_0)$ и др. Таким образом, текущее время t принимает дискретные значения $n\tau_0$, где $n = 1, 2, \dots$

По найденным значениям $x(n\tau_0)$, $y(n\tau_0)$, $\dot{x}\left(\frac{\tau_0}{2} + n\tau_0\right)$; $\dot{y}\left(\frac{\tau_0}{2} + n\tau_0\right)$, $\ddot{x}(n\tau_0)$ и $\ddot{y}(n\tau_0)$ могут быть построены графики, описывающие изменения соответствующих величин в функции времени. Кроме того, по известным x , y , ϵ_0 и $\Delta_{c,n}$ согласно формулам (III-82) и (III-83) можно построить график $\Delta_{c,n}$ или полного усилия в упругом элементе подвески $-c\Delta_{c,n}$.

Так как ожидаемый период собственных колебаний системы должен быть близок к значению $T_c = \frac{2\pi}{\rho_{01}} \approx 0,9$ сек, примем $\tau_0 = 0,05$ сек, так что $T_c : \tau_0 = 18$. Результаты последовательных вычислений, проводимых по схеме (III-91) целесообразно помещать в таблицу. Правильность выполненных вычислений и правильность выбора значения τ_0 может быть проверена параллельным вычислением размещения энергии колебаний по элементам и полного значения энергии колебаний U_n , которое при отсутствии затухания колебаний должно оставаться постоянным:

$$\begin{aligned} U_n &= \frac{m_1 \dot{x}^2}{2} + \frac{m_2 \dot{y}^2}{2} + m_1 g x - m_2 g y \cos \alpha + c \Delta_{c,n}^2 = \\ &= U_1 + U_2 + U_3 - U_4 + U_5, \end{aligned} \quad (\text{III-92})$$

где U_1 и U_2 — соответственно кинетическая энергия масс m_1 и m_2 ;

U_4 и U_3 — потенциальные энергии положения масс m_1 и m_2 ;

U_5 — потенциальная энергия, аккумулируемая в канатах подвески.

Величина $\bar{U}_n = \frac{2U_n}{m_2}$ также должна оставаться постоянной. Она равна для рассматриваемого примера

$$\begin{aligned}\bar{U}_n &= 25\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + 500x - 17,32y + 20\,000\Delta_{cn}^2 = \\ &= \bar{U}_k + \bar{U}_{пол} + \bar{U}_{пот} = \text{const},\end{aligned}\quad (\text{III-93})$$

где $\bar{U}_k = 25\dot{x}^2 + \dot{y}^2$ определяет долю кинетической энергии колеблющихся масс;

$\bar{U}_{пол} = 500x - 17,32y$ — доля энергии положения масс;

$\bar{U}_{пот} = 20\,000\Delta_{cn}^2$ — доля потенциальной энергии, аккумулируемой в подвеске.

Для рассматриваемого примера $\frac{2U_n}{m_2} = 25\dot{x}(0)^2 + \dot{y}(0)^2 + 20\,000\Delta_{cn}^2 = 36 + 0,36 + 49 \cong 85$ (усл. ед.).

На рис. 65, а представлены графики изменения x , y и $\Delta_{с.п.}$. Период собственных колебаний по координате x оказывается практически равным $\frac{2\pi}{\rho_{01}}$, а амплитуда колебаний координаты x мало отличается от значения $\frac{x(0)}{\rho_{01}} = 0,17$ м, определяемого при линейной постановке задачи, когда $m_2 = 0$.

По кривой изменения деформации Δ видно, что она мало отличается от значения, вычисленного при линейном представлении задачи.

Вместе с этим получаем растущую амплитуду y . Масса m_2 , имевшая начальную скорость 0,6 м/сек, через 1,5 сек после начала колебаний имеет уже скорость — 4 м/сек. Кинетическая энергия массы m_2 в этот момент в 45 раз превышает ее начальную кинетическую энергию.

На рис. 65, б представлены графики изменения относительных энергий \bar{U}_k , $\bar{U}_{пол}$ и $\bar{U}_{пот}$, а также \bar{U}_n , величина которой в течение рассматриваемого периода остается почти постоянной. Если для рассмотренного примера принять $m_2 : m_1 = 0,02$, то кривые, описывающие колебания координат x и y , будут иметь вид, представленный на рис. 65, в. В этом случае колебания x практически остаются теми же, что и для случая $m_2 : m_1 = 0,04$, колебания же координаты y значительно уменьшаются.

Можно полагать, что и в более сложных конструкциях соответствующие критические отношения частот будут приводить к достаточно сильным поперечным раскачиваниям канатов. И этого надо избегать при проектировании.

Аналогичные явления могут возникать и в канатах горизонтальных вантовых ферм при колебаниях стреловых вантовых конструкций в плоскости поворота. Наметим в связи с этим

схему определения критических длин канатных подвесок. Частота поперечных колебаний канатной ванты, имеющей распределенную массу q_k , продольное натяжение N и длину $2l$, определяется формулой [63]:

$$\rho_{02} = \frac{\pi}{2l} \sqrt{\frac{N}{q_k}}. \quad (III-94)$$

Подставляя сюда $N = 2gm_1$, получим

$$\rho_{02}^2 = \frac{4m_1g}{\pi^2 q_k l^2}. \quad (III-95)$$

Таким образом, $m_2 \approx 0,8q_k l = 0,4m_k$, где m_k масса всего каната. В свою очередь, масса m_k может быть определена через известное сечение, длину и удельный вес материала каната γ :

$$m_k = \frac{4m_1 l \gamma}{\sigma_k}. \quad (III-96)$$

Учитывая, что $2l = l_k$ и $m_k = l_k q_k$, получим на основании (III-95) и (III-96):

$$\rho_{02}^2 = \frac{\pi^2 g \sigma_k}{\gamma l_k^2}, \quad (III-97)$$

где l_k — полная длина каната.

Приравнявая данное значение $\rho_{02}^2 = \rho_{01}^2 = \frac{q E_k}{2 \sigma_k l_k}$ получим выражение для критической длины каната:

$$l_{kp} = \frac{2\pi^2 \sigma_k^2}{\gamma E_k}. \quad (III-98)$$

Так, например, при $E_k = 1,2 \cdot 10^5 \text{ кг/см}^2$, $\sigma_k = 3000 \text{ кг/см}^2$, $l_{kp} = 200 \text{ м}$, при $\sigma_k = 2000 \text{ кг/см}^2$, $l_{kp} = 80 \text{ м}$.

Аналогично может быть проведена оценка возможности равенства или близости парциальных частот колебаний конструкции на канатных подвесках и поперечных колебаний ка-

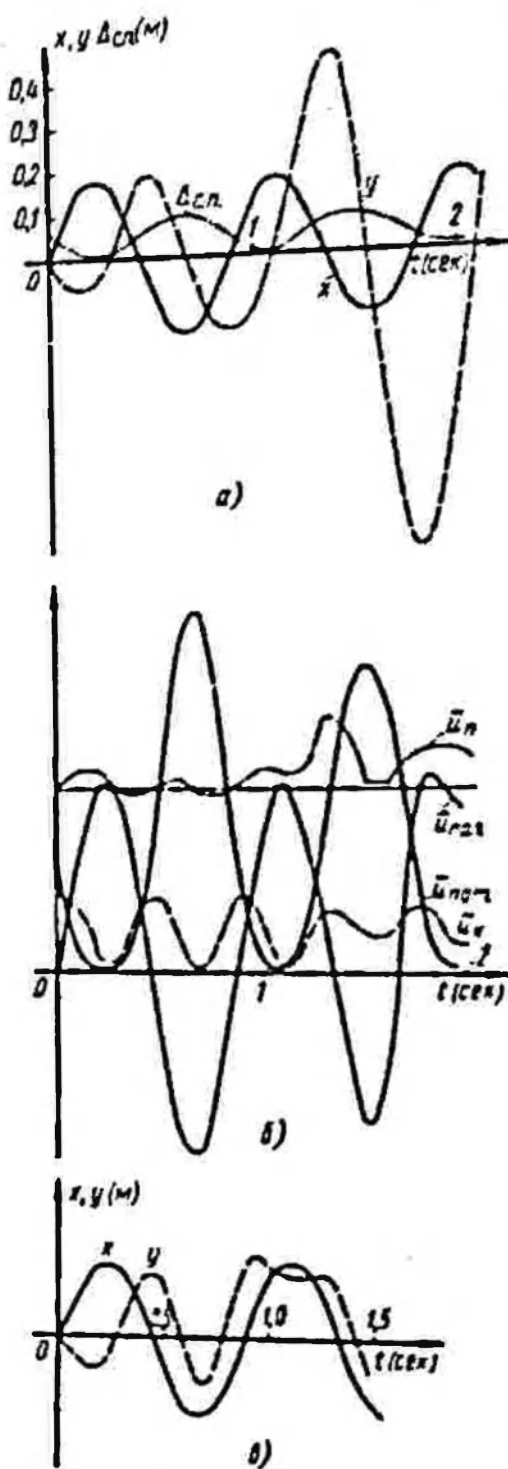


Рис. 65. Графики изменения x , y и Δ при собственных колебаниях динамической системы по рис. 64, а

канатов подвесок. Однако здесь значения p_{01}^2 будут зависеть не только от податливостей подвесок, но и от других элементов конструкций. В этом случае за p_{01}^2 надо принимать квадраты частот собственных колебаний полных динамических систем отвалообразователей или роторных экскаваторов.

Чтобы не возникало опасного раскачивания канатов, не следует также допускать, чтобы частота собственных поперечных колебаний какой-либо канатной подвески совпадала с частотой внешнего периодического воздействия на конструкцию, например, от дебаланса барабанов, установленных на консольных конструкциях.

4

ДИНАМИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ ПОВОРОТНЫХ РОТОРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ И ОТВАЛООБРАЗОВАТЕЛЕЙ

Колебания отдельных узлов роторных экскаваторов или отвалообразователей в общем случае взаимосвязаны друг с другом, носят пространственный характер и могут быть описаны в подавляющем большинстве случаев для практических расчетов системами совместных линейных дифференциальных уравнений второго порядка. Однако вследствие симметричности конструкций колебания машины в вертикальной плоскости, как правило, выделяются в независимые.

Колебания в плоскости поворота, в принципе совместные с крутильными колебаниями консольных конструкций, в случае значительной разности парциальных частот собственных колебаний этих видов практически могут рассматриваться также как независимые. Взаимосвязь колебаний отдельных узлов по соответствующим формам оказывается слабой. Это зависит от конкретных видов динамических систем.

Учитывая сложность полных динамических систем роторных экскаваторов и отвалообразователей, выявление таких случаев следует считать одной из основных задач динамического исследования этих машин.

Настоящая глава построена таким образом, что в отдельных ее параграфах рассматриваются колебания по отдельным плоскостям, выделение которых из общего колебательного спектра является очевидным.

В необходимых случаях дается обоснование соответствующих принятых упрощений системы. Так, например, в § 23 специально рассматриваются вопросы совместности крутильных колебаний консольных конструкций с колебаниями других видов и определяются случаи, в которых эти колебания могут рассматриваться как независимые.

§ 1а. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО ОПИСАНИЯ И АНАЛИЗА СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Если в функциях от обобщенных координат, достаточных для описания собственных колебаний динамической системы, составить уравнения колебаний различных узлов машины, то

совокупность этих уравнений будет описывать колебания всей конструкции машины.

Одна из возможных схем получения системы уравнений, описывающих собственные колебания машины как динамической системы, заключается в следующем.

В функции принятых обобщенных независимых координат системы записываются потенциальная U_i и кинетическая энергия T_i для отдельных узлов системы, которые в сумме дают потенциальную U и кинетическую T энергии полной динамической системы. По выражениям T и U образуются уравнения Лагранжа второго рода [3, 38, 73], являющиеся уравнениями малых собственных колебаний динамической системы около положения равновесия:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_i} + \frac{\partial U}{\partial x_i} = 0, \quad (\text{IV-1})$$

где $i = 1, 2, \dots, n$;

x_i — обобщенные координаты системы;

\dot{x}_i — обобщенные скорости;

n — полное число обобщенных координат (дифференциальных уравнений).

Если выражения энергии системы записываются в виде

$$T = \sum_{i,j=1}^n a_{ij} \dot{x}_i \dot{x}_j, \quad U = \sum_{i,j=1}^n b_{ij} x_i x_j, \quad (\text{IV-2})$$

где a_{ij} и b_{ij} — некоторые константы, то динамическая система описывается совокупностью линейных дифференциальных уравнений второго порядка, а уравнения (IV-1) могут быть переписаны как

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i} \right) + \frac{\partial U}{\partial x_i} = 0. \quad (\text{IV-1}')$$

Ввиду того что логарифмические декременты затухания собственных колебаний консольных, стреловых и несущих элементов конструкций роторных экскаваторов и отвалообразователей невелики и лежат в основном в пределах $\sim 0,1 - 0,2$ для колебаний с низкими частотами и $\sim 0,05 - 0,08$ для колебаний с высокими частотами, учет в уравнениях (IV-1) и (IV-1') диссипативной функции рассеивания при анализе частот и форм собственных колебаний динамической системы не имеет практического значения.

Общее решение уравнений (IV-1') при известных выражениях (IV-2) рассматривается ниже и принципиальной трудности не представляет.

В связи с этим, основное внимание следует обратить на построение функций T , U и составление самих уравнений.

Необходимо отметить, что уравнения Лагранжа (IV-1) явля-

ются наиболее универсальным методом описания собственных колебаний динамической системы, и поэтому этот метод используется как основной в данной книге.

Принцип Даламбера [3, 73], имеющий большую физическую наглядность, когда составляются уравнения равновесия массовых элементов динамических систем (узлов машины) под действием упругих сил и сил инерции данной массы, в силу сложности конструкции экскаваторов требует определенного анализа при выборе знаков перед силами инерции или упругостей, учета большого числа не всегда явно выраженных сил, действующих на массу, и т. п.

Метод Лагранжа дает сразу правильный ответ на эти вопросы, а составляющие уравнений (IV-1) и (IV-1') позволяют выяснить действительный характер взаимодействия упругих сил и сил инерции в системе.

В качестве примера, иллюстрирующего использование обоих методов составления уравнений собственных колебаний, рассмотрим простейшую динамическую систему (рис. 66). На рисунке обозначено:

Рис. 66. Простейшая динамическая система стрелы ротора

m — сосредоточенная масса; $OA = l$ — стержень с моментом инерции J и погонной массой q ; E — модуль упругости материала стержня; c — жесткость подвески.

Чтобы использовать уравнения Лагранжа (IV-1'), запишем в функции обобщенных координат (x — прогиб в точке A и y — прогиб середины стержня) уравнения для U и T , если форму деформации стержня принять следующей закону $y \sin \frac{\pi z}{l}$:

$$2U = \int_0^l (\dot{\omega})^2 EJ dz + cx^2; \quad (IV-3)$$

$$2T = q \int_0^l (\dot{\omega})^2 dz + m\dot{x}^2; \quad (IV-4)$$

где

$$\omega = \frac{x}{l} z + y \sin \frac{\pi z}{l}. \quad (IV-5)$$

После несложных преобразований имеем

$$2U = \frac{EJ\pi^4}{2l^3} y^2 + cx^2; \quad (IV-6)$$

$$2T = \frac{ql}{3} \dot{x}^2 + 2 \frac{ql}{\pi} \dot{x}\dot{y} + \frac{ql}{2} \dot{y}^2 + m\dot{x}^2. \quad (IV-7)$$

Исходя из уравнений (IV-1'), (IV-6) и (IV-7), получим следующую систему совместных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \left(m + \frac{ql}{3}\right) \ddot{x} + \frac{ql}{\pi} \ddot{y} + cx &= 0; \\ \frac{ql}{2} \ddot{y} + \frac{ql}{\pi} \ddot{x} + \frac{\pi^4 EJ}{2l^3} y &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (IV-8)$$

Совместность этих уравнений определена наличием члена $2 \frac{ql}{\pi} \ddot{xy}$ в выражении (IV-7). Поэтому связь колебаний системы по координатам x и y осуществляется через инерционность стержня.

Те же уравнения (IV-8) можно получить, используя принцип Даламбера. Так, например, первое из уравнений (IV-8) получим, приравняв сумму моментов упругих сил и сил инерции вокруг точки O нулю.

Приближенный выбор формы прогиба стержня приводит к тому, что второе из уравнений (IV-8) означает равенство суммы перерезывающих упругих сил стержня на опорах A и O и соответствующей суммы реакций от инерционных сил на этих опорах. Следует указать также на обобщенный закон Гука [3], как на еще один из возможных методов составления уравнений собственных колебаний упругих динамических систем для рассматриваемых машин.

Метод опирается на то, что упругие отклонения системы (в том числе и по обобщенным координатам) складываются от суммарного действия инерционных сил ряда масс системы. Определенные затруднения здесь представляет учет действия распределенных масс.

В случае сосредоточенных масс уравнения собственных колебаний записываются на основании этого метода в виде

$$-x_i = \sum_{j=1}^n \alpha_{ij} m_j \ddot{x}_j; \quad i = 1; 2; 3, \dots, n, \quad (IV-9)$$

где α_{ij} — деформация координаты x_i под действием единичной силы, приложенной в координате x_j по направлению возможного смещения; $\alpha_{ij} = \alpha_{ji}$.

В частности, для двух координат x_1 и x_2 уравнения (IV-9) можно записать в виде

$$\left. \begin{aligned} -x_1 &= \alpha_{11} m_1 \ddot{x}_1 + \alpha_{12} m_2 \ddot{x}_2; \\ -x_2 &= \alpha_{21} m_1 \ddot{x}_1 + \alpha_{22} m_2 \ddot{x}_2. \end{aligned} \right\} \quad (IV-10)$$

Для иллюстрации применения обобщенного закона Гука для систем с распределенными массовыми параметрами воспользуем-

ся уравнениями (IV-10) для описания колебаний системы, представленной на рис. 66. Пусть x_1 в уравнениях (IV-10) соответствует x в системе рис. 66, а x_2 соответствует координате ω . Тогда первое из уравнений (IV-10) запишется в следующем виде:

$$-x = \frac{1}{c} m_1 \ddot{x} + \frac{1}{c} \int_0^l \frac{z}{l} q dz \left(\frac{z}{l} \ddot{x} + \ddot{y} \sin \frac{\pi z}{l} \right). \quad (\text{IV-11})$$

Это уравнение соответствует первому из уравнений (IV-8).

В силу известной свободы в выборе формы прогиба стержня здесь трудно использовать второе из уравнений (IV-10). Однако по смыслу его можно заменить дифференциальным уравнением, описывающим собственные поперечные колебания стержня [3, 43]:

$$EJ \omega^{IV} + q \ddot{\omega} = 0. \quad (\text{IV-12})$$

Подставив вместо ω его значение согласно (IV-5), получим

$$EJ \left(\frac{\pi}{l} \right)^4 \sin \frac{\pi z}{l} + q \frac{z}{l} \ddot{x} + q \ddot{y} \sin \frac{\pi z}{l} = 0. \quad (\text{IV-13})$$

Помножив теперь уравнение (IV-13) на $\sin \frac{\pi z}{l} dz$ и проинтегрировав левую часть от 0 до l , получим в результате второе из уравнений (IV-8).

Важным моментом при составлении дифференциальных уравнений, описывающих собственные колебания динамических систем рассматриваемых машин, является выбор обобщенных независимых координат, описывающих деформированное (отклоненное) положение конструкции от состояния равновесия при колебаниях. При этом независимой считается такая координата, о которой нельзя судить по другим известным координатам из рассмотрения деформированной при колебаниях конструкции. Так, например, кроме координаты x для нашей системы (рис. 66) надо задать и координату y , иначе не будет учтена возможность изгибной деформации стержня. Если бы хотели задать системе еще одну координату, скажем, смещение точки B , то при принятой форме прогиба стрелы смещение точки B не будет независимой координатой, так как оно выражается линейно через принятые уже координаты x и y , исходя из зависимости (IV-5).

Следует отметить, что условие (IV-5) позволяет выразить, например, x через ω и y , и эти последние уже использовать в качестве независимых обобщенных координат, а x считать зависимой.

Однако даже без подробного анализа видно, что выбор для данной системы координаты x предпочтительнее, чем ω , так как x описывает смещение массы m , деформацию упругой опоры с жесткостью c и смещение конца стержня. Поэтому уравнения в

функции координат x и y получаются проще и решения целесообразнее. Этот принцип и следует класть в основу при выборе обобщенных независимых координат динамических систем рассматриваемых машин. Следует подчеркнуть, что в некоторых случаях может существовать ряд равноправных по целесообразности принципов выбора координат, что накладывает на эту операцию в динамическом расчете в известной мере произвол, зависящий от расчетчика.

Если выбраны одни и те же физические предпосылки при составлении деформированного положения динамической системы, но разные обобщенные независимые координаты, то это не должно сказаться на окончательных результатах расчетов.

В дальнейшем на конкретных динамических системах роторных экскаваторов и отвалообразователей будет подробно освещен выбор обобщенных координат.

После определения кинетической и потенциальной энергии для полной динамической системы роторного экскаватора или отвалообразователя (IV-2), составляются уравнения (IV-1'). В результате получается система уравнений собственных колебаний, которую можно записать в виде

$$\sum_{j=1}^n a_{ij} \ddot{x}_j + \sum_{j=1}^n b_{ij} x_j = 0, \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (IV-14)$$

Затем система разрешается относительно x_i и записывается в прямой форме как

$$\ddot{x}_i + \sum_{j=1}^n c_{ij} x_j = 0, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (IV-15)$$

или в обратной форме в виде

$$x_i + \sum_{j=1}^n f_{ij} \ddot{x}_j = 0, \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (IV-16)$$

Методы решения систем линейных уравнений приводятся в общей теории колебаний [3, 38, 73]. Кратко изложим основы анализа систем такого рода.

Решение системы линейных уравнений (IV-15) отыскиваются в виде

$$x_i = \lambda_i \sin pt. \quad (IV-17)$$

Вычислив

$$+ x_i = -p^2 \lambda_i \sin pt. \quad (IV-18)$$

и подставив (IV-17) и (IV-18) в (IV-15), получим систему линейных уравнений относительно λ_i с правыми частями, равными нулю:

$$\rho^2 \lambda_i - \sum_{j=1}^n c_{ij} \lambda_j = 0, \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (IV-19)$$

Чтобы решения λ_i существовали, полагаем определитель системы уравнений (IV-19) равным нулю:

$$\begin{vmatrix} \alpha_{11} - \rho^2 & \alpha_{12} & \dots & \alpha_{1n} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} - \rho^2 & \dots & \alpha_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \alpha_{n1} & \alpha_{n2} & \dots & \alpha_{nn} - \rho^2 \end{vmatrix} = 0. \quad (IV-20)$$

Частотный определитель (IV-20) можно раскрыть, например, методом А. Н. Крылова или А. М. Данилевского [3, 43]. В итоге получаем частотное уравнение n -й степени относительно ρ^2 :

$$\rho^{2n} + a_1 \rho^{2(n-1)} + \dots + a_{n-1} \rho^2 + a_n = 0. \quad (IV-21)$$

Корни этого уравнения положительны, так как определено положительно выражения обеих энергий [3].

Уравнение (IV-21) целесообразно решать методом Лобачевского — Греффе [43].

При решении уравнения (IV-21) получаем n квадратов частот собственных колебаний. Из системы линейных уравнений (IV-19) после подстановки в нее вычисленных значений ρ^2 могут быть определены формы собственных колебаний в виде соотношений $\lambda_{1s} : \lambda_{2s} : \dots : \lambda_{ns}$, соответствующие каждой из частот $\rho_1 < \rho_2 < \dots < \rho_n$ (s — номер частоты, формы колебаний).

Приведенные дифференциальные уравнения (IV-15) и (IV-16) составлены без учета затухания колебаний. При определении в дальнейшем амплитуд колебаний, собственных от начальных условий и вынужденных от внешних воздействий, можно учитывать и затухание колебаний, которое на собственных частотах и формах колебаний практически не сказывается.

Непосредственный метод интегрирования систем линейных дифференциальных уравнений второго порядка, описывающих колебания полных динамических систем роторных экскаваторов и отвалообразователей, становится громоздким, когда велико число степеней свободы динамической системы.

В этих случаях становится целесообразным применение приближенных итерационных методов [72], которые упрощают тем или иным путем этапы вычислений и позволяют с достаточной точностью вычислить первые две-три частоты и формы колебаний, которые в большинстве случаев достаточно хорошо определяют динамические нагрузки, возникающие в элементах конструкции. При этом во многих случаях для вычисления соб-

ственных гармоник динамических систем роторных экскаваторов и отвалообразователей с несколькими степенями свободы является целесообразным применение предлагаемого ниже метода, опирающегося не на уравнения собственных колебаний, а на выражения энергий системы.

При этом методе выражения кинетической и потенциальной энергий системы (IV-2) с помощью линейных преобразований могут быть приведены к такому виду, когда одна из энергий записана в полных квадратах [3], например:

$$2U = \sum_{i=1}^n y_i^2; \quad 2T = \sum_{i,j=1}^n c_{ik} \dot{y}_i \dot{y}_j \quad (IV-22)$$

Введя новые переменные z_i , линейно зависящие от y_i , получим

$$y_1 = z_1 + \sum_{m=2}^n \mu_m z_m \quad \text{и} \quad y_m = \lambda_m z_1 + z_m; \\ m = 2, 3, \dots, n; \quad (IV-23)$$

здесь z_1 — некоторая главная обобщенная координата или гармоника;

$\sum_{m=2}^n \mu_m z_m, z_2, \dots, z_n$ — остатки в y_i за вычетом этой гармоники.

Всего остатков n , сами остатки — линейные комбинации $(n-1)$ гармоник. Поэтому первый из них на основании теоремы о линейной зависимости выражен через другие. Подставив (IV-23) в (IV-22), получим

$$2U = z_1^2 \sum_{m=1}^n \lambda_m^2 + 2z_1 \sum_{m=2}^n z_m (\mu_m + \lambda_m) + \sum_{m=2}^n z_m^2 (1 + \mu_m^2); \quad (IV-24)$$

$$2T = \dot{z}_1^2 \sum_{m=1}^n \left[\lambda_m \sum_{j=m}^n c_{km} \lambda_j \right] + \\ + \dot{z}_1 \sum_{m=2}^n \dot{z}_m \left[c_{11} \mu_m + c_{mm} \lambda_m + \mu_m \sum_{j=1}^n c_{1j} + \right. \\ \left. + \lambda_j + \sum_{j=1}^n c_{jm} \lambda_j \right] + \sum_{m=2}^n \dot{z}_m^2 [c_{11} \mu_m^2 + \\ + c_{mm} + c_{11} \mu_m] + \sum_{m=2}^n \left[\dot{z}_m \sum_{j=m+1}^n \dot{z}_j (2c_{11} \mu_m \mu_j + c_{1j} \mu_m + c_{1m} \mu_j + c_{jm}) \right]; \quad (IV-25)$$

здесь и везде $c_{jm} = c_{mj}; \lambda_1 = 1$.

Так как коэффициенты при членах $z_1 z_m$ и $z_1 z_m$ ($m = 2, 3, \dots, n$) в выражениях обеих энергий должны быть равны нулю, получаем две системы уравнений:

$$\lambda_m = \frac{\sum_{j=1}^n c_{jm} \lambda_j + c_{mm} \lambda_m}{\sum_{j=1}^n c_{1j} \lambda_j + c_{11}}$$

или

$$\lambda_m = \frac{\sum_{j=1}^n c_{jm} \lambda_j}{\sum_{j=1}^n c_{1j} \lambda_j + (c_{11} - c_{mm})} \quad (IV-26)$$

$$m = 2, 3, \dots, n;$$

$$\mu_m = -\lambda_m; \quad m = 2, 3, \dots, n. \quad (IV-27)$$

Кроме этого, из (IV-26) и (IV-27), используя уравнения Лагранжа второго рода, имеем

$$z_1 \sum_{m=1}^n \left[\lambda_m \sum_{j=m}^n c_{jm} \lambda_j \right] + z_1 \sum_{m=1}^n \lambda_m^2 = 0, \quad (IV-28)$$

следовательно,

$$p_1^2 = \frac{\sum_{m=1}^n \lambda_m^2}{\sum_{m=1}^n \left[\lambda_m \sum_{j=m}^n c_{jm} \lambda_j \right]}$$

или

$$p_1^2 = \frac{2}{\sum_{j=1}^n c_{1j} \lambda_j + c_{11}} \quad (IV-29)$$

Величины $\lambda_1 = 1, \lambda_2, \lambda_3, \dots, \lambda_n$ определяют форму колебаний выделяемой гармоникки. Формула (IV-26) позволяет методом итераций отыскать значения ($i = 2, 3, \dots, n$), соответствующие низкой (основной) частоте собственных колебаний, так как в полных квадратах записана потенциальная энергия. Значения λ_i сходятся к самой высокой форме, если в полных квадратах будет записана кинетическая энергия [3]. По найденным значениям λ_i формула (IV-29) позволяет определить p_1^2 для выделяемой формы колебаний. Подставив $\mu_m = -\lambda_m$ в выражения энергий (IV-24) и (IV-25) и приведя $2U$ снова к каноническому виду с помощью подстановок

$$U_m = z_m \sqrt{1 + \mu_m^2}, \quad (m = 2, 3, \dots, n), \quad (IV-30)$$

можно повторить предыдущие построения и выделить вторую гармонику. При выделении второй и следующих гармоник накапливается ошибка, и поэтому точно этим методом можно получить лишь первые две-три собственные гармоники.

Подстановки (IV-23) параллельно с выделением собственных гармоник позволяют достаточно просто разложить начальные условия или внешнюю нагрузку по собственным формам. Действительно, из (IV-23) следует, что

$$z_1 = \frac{\sum_{m=1}^n \lambda_m y_m}{\sum_{m=1}^n \lambda_m^2};$$

$$z_m = y_m - \lambda_m \frac{\sum_{l=1}^n \lambda_l y_l}{\sum_{l=1}^n \lambda_l^2};$$

($m = 2, 3, \dots, n$). (IV-31)

Зная начальные y_{m0} и \dot{y}_{m0} ($m = 1, 2, \dots, n$), из (IV-31) определяем z_{m0} и \dot{z}_{m0} , а следовательно, z_{10} и \dot{z}_{10} , являющиеся начальными условиями для уравнения (IV-28).

Аналогично определяются начальные условия уравнений типа (IV-28) для второй, третьей и последующих гармоник. Таким образом, получается n простейших уравнений со своими начальными условиями, решение которых нетрудно отыскать [63, 68]. С помощью уравнений (IV-23) и (IV-30) и аналогичных им легко можно возвратиться от найденных главных координат к исходным физическим (y_i и x_i).

В случае действия внешней переменной нагрузки приходим к ряду простейших уравнений с правой частью.

Определение амплитуд колебаний в случае собственных колебаний ведется исходя из доли каждой из последовательно вычисляемых гармоник в общем энергетическом балансе. В случае действия начальных условий нетрудно заметить, сколько гармоник практически исчерпали всю энергию, поданную в систему, и таким образом определяют амплитуды колебаний координат динамической системы, с тем чтобы остановиться только на этих вычисленных гармониках и не определять остальные.

В случае вынужденных гармонических колебаний, как правило, можно не учитывать формы собственных колебаний, соответствующие частотам, которые в 4—5 раз выше частоты возмущения.

По найденным формам колебаний достаточно просто определяются соответствующие декременты затухания, отвечающие определенным для элементов коэффициентам рассеивания. Так, если потери в системе обусловлены прежде всего рассеиванием энергии в упругих элементах, то логарифмический декремент затухания колебаний для каждой гармоники можно найти по формуле

$$\delta = \frac{\sum_{i=1}^m \left[\delta_i c_i \left(\sum_{j=1}^n \alpha_{ij} \lambda_j \right) \right]}{\sum_{i=1}^m c_i \left(\sum_{j=1}^n \alpha_{ij} \lambda_j \right)}, \quad (IV-32)$$

где δ_i — логарифмический декремент затухания колебаний i -го упругого элемента;

m — количество упругих элементов ($m \geq n$);

c_i — жесткость i -го упругого элемента;

λ_j ($j = 1, 2, \dots, n$) — некоторая форма собственных колебаний;

α_{ij} — коэффициенты, определяющие линейную зависимость деформации Δ_i упругого элемента c_i от смещений координат λ_j .

§ 19. ДИНАМИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ ПОВОРОТНЫХ РОТОРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ В ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ

Динамические системы роторных экскаваторов в вертикальной плоскости, особенно для мощных машин, представляют собой сложные разветвленные системы. Их отличительной особенностью является большая трудность схематизации реальной системы при приведении ее к динамической модели. Это отражается на общем виде динамических систем, повторяющих в известной мере основные очертания машины. В качестве примеров на рис. 67—70 приведены в общем виде динамические системы для роторных экскаваторов ЭРШР-1600, ЭРГ-1600, ЭРГ-400 и ЭР-25 в вертикальной плоскости. Обоснование приемлемости данных динамических систем и описание их основных параметров дается ниже.

Остановимся на динамическом представлении основных узлов машины: механизме привода роторного колеса, роторной стреле, подвеске стрелы ротора, надстройке, в которую в качестве жесткостных и массовых характеристик полной системы можно включать также и нижнее стропение машины (поворотную платформу, нижнюю раму), консоли противовеса с подвеской и разгрузочной консоли. Различные конструкции машины могут иметь свои, только им присущие узлы и отличительные черты.

В большинстве конструкций перечисленные узлы имеют основное значение в полной динамической системе машины в вертикальной плоскости. Вопрос о целесообразном динамическом представлении стрелы ротора в вертикальной плоскости рассматривался частично в § 13. Однако полно этот вопрос можно решить лишь при совместном рассмотрении всей конструкции машины и, в частности, динамической системы роторного колеса с приводом — роторная стрела, так как часть координат, описывающих колебания той и другой системы, оказываются общими.

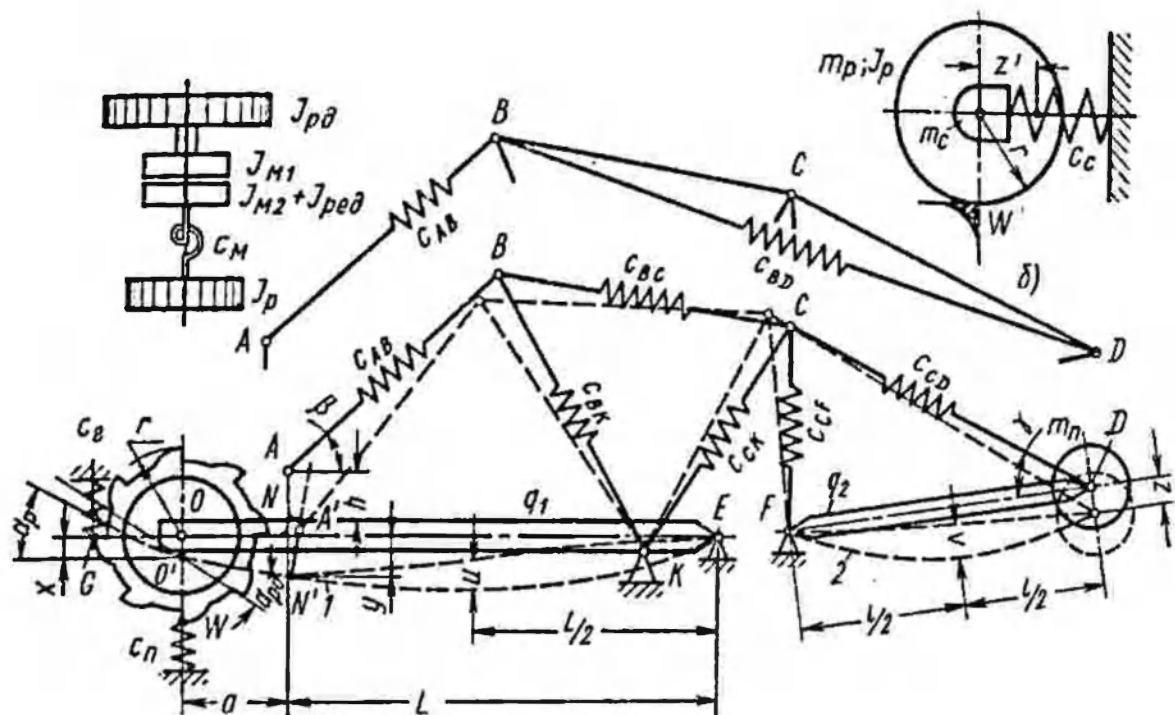


Рис. 67. Динамическая система верхнего строения роторного экскаватора ЭРШР-1600 в вертикальной плоскости

На рис. 67, например, показана вся совокупность координат, описывающая деформированное при колебаниях состояние конструкции роторного экскаватора ЭРШР-1600. Координаты α_p , α_{pd} , x и y позволяют записать выражение энергий колебаний для системы роторного колеса с приводом. С целью упрощения можно пренебречь (см. § 13) деформацией жесткой консольной части стрелы ротора.

Для наглядности на рис. 67, а вынесена часть динамической системы рис. 67, касающаяся роторного колеса. Случай $c_2 = 0$ и $c_n = 0$ соответствует динамической системе при нормальном копании, случай $c_2 \neq 0$ и $c_n \neq 0$ — системе при стопорении вращения ротора при упоре ковша в препятствие в точке G.

Стопорение роторного колеса может происходить не обязательно в направлении, нормальном оси стрелы (см. рис. 71).

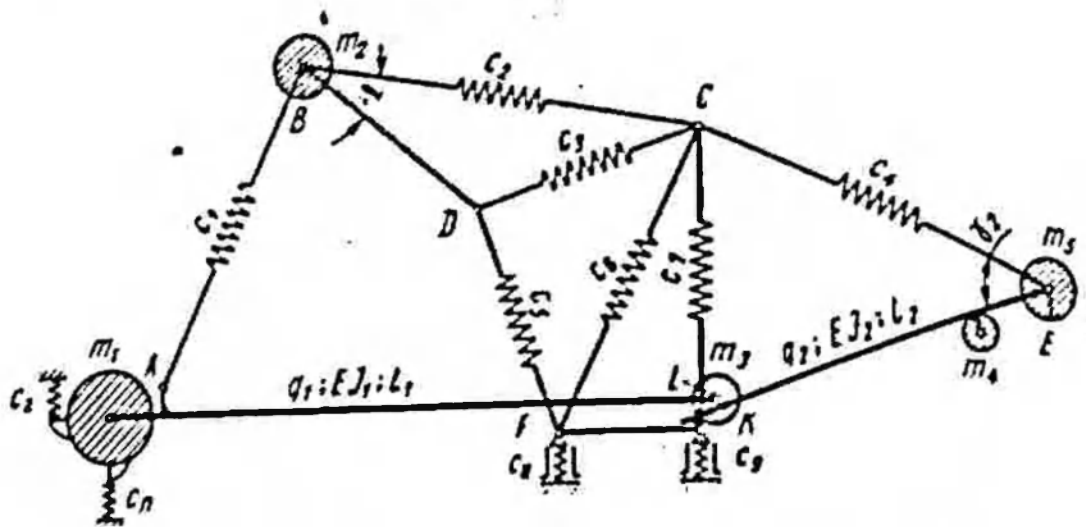


Рис. 68. Динамическая система верхнего строения роторного экскаватора ЭРГ-1600 $\frac{41}{10}$ ЗI в вертикальной плоскости

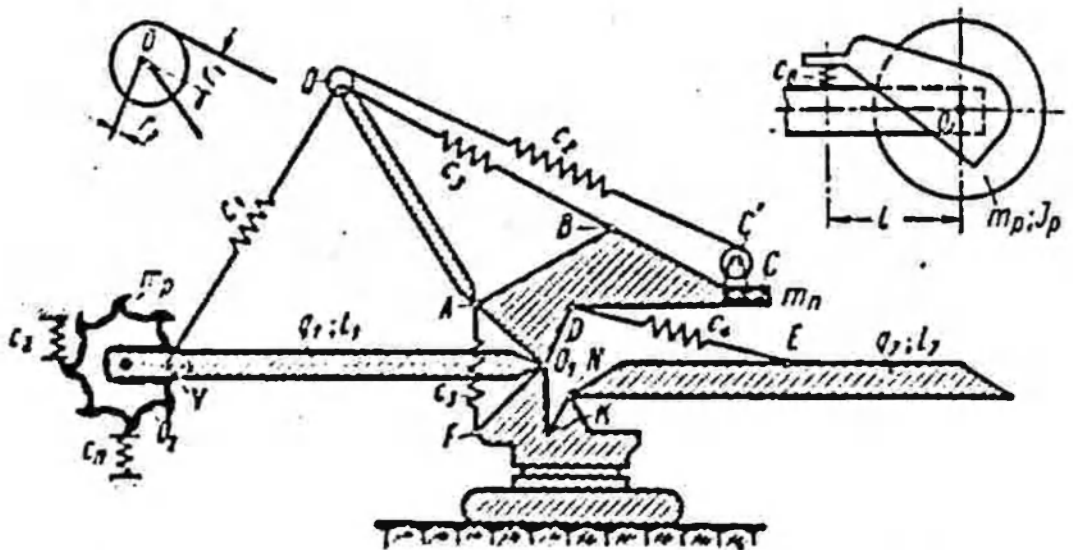


Рис. 69. Динамическая система роторного экскаватора ЭРГ-400 в вертикальной плоскости

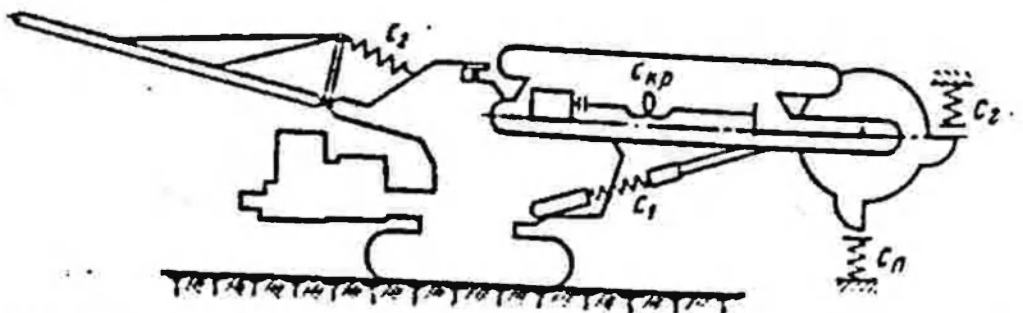


Рис. 70. Динамическая система роторного экскаватора ЭР-25 в вертикальной плоскости

В этом случае возникнут и продольные колебания конструкции стрелы. Однако продольные колебания стрелы, как будет показано ниже, можно рассматривать независимо от остальных видов колебаний.

Система рис. 71, а является основной при анализе привода ротора для всех систем, представленных на рис. 67—70. Обобщенные координаты системы на рис. 67 и 71, а обозначают следующее: α_p — угол поворота ротора; $\alpha_{p\partial}$ — приведенный к оси O угол поворота ротора двигателя; x — вертикальное (нормальное к оси стрелы) смещение центра ротора O ; y — вертикальное смещение места подвески роторной стрелы (N).

Кроме этих основных координат, следует указать вспомогательные координаты, которые можно выразить через них линейно. К ним относятся: Δ — смещение упругости c_2 , соответствующей деформации грунта и препятствия при стопорении ковша; α_c — угол поворота консольной части стрелы, на которой расположен механизм привода роторного колеса; α_m — угол закручивания приведенной жесткости механизма привода ротора c_m (рис. 71, а).

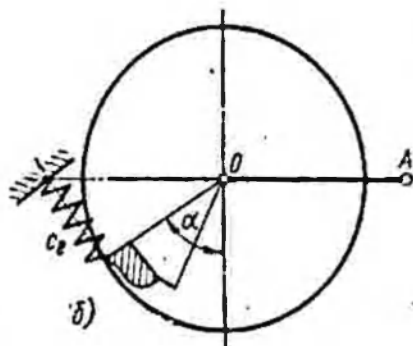
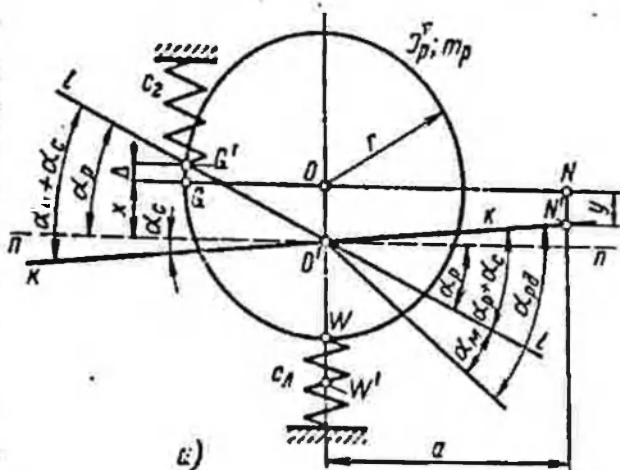


Рис. 71. Схема стопорения ротора: а — координаты динамической системы ротора; б — общий случай представления стопорения ротора

Согласно рис. 71, а имеем следующие зависимости:

$$\Delta = \alpha_p r - x; \quad (IV-33)$$

$$\alpha_c = \frac{x - y}{a}; \quad (IV-34)$$

$$\alpha_m = \bar{\alpha}_{p\partial} - \alpha_p - \alpha_c. \quad (IV-35)$$

Формула (IV-35) является приближенной. Более точно угол закручивания ротора двигателя в функции принятых обобщенных координат запишется как

$$\bar{\alpha}_{p\partial} = (\alpha_m + \alpha_p + \alpha_c) i \pm \alpha_c, \quad (IV-36)$$

где i — передаточное число механизма привода ротора.

Для реальных конструкций машин $i = 100 \div 300$, поэтому погрешность при определении $\alpha_{рв}$ без учета члена $(\pm \alpha_c)$, а следовательно, и погрешность формулы (IV-35) очень мала.

При необходимости учета деформативности консольной части стрелы, α_c определяется в соответствии с выводами § 13. В динамической системе механизма привода ротора, представленной на рис. 67, a обозначены: $J_{рв}$ — приведенный к оси ротора момент инерции ротора двигателя, $J_{м1}$ — приведенный момент инерции ведущей полумуфты; $J_{м2} + J_{ред}$ — приведенный момент инерции ведомой полумуфты и вращающихся деталей редуктора; J_p — момент инерции роторного колеса с ковшами; m_p — масса установки ротора, включающая в себя роторное колесо в сборе, а также редуктор, муфту и двигатель привода, если центры тяжести последних незначительно отстоят от центра O по сравнению с размером a ; c_m — жесткость механизма привода ротора, приведенная к оси вращения роторного колеса и определяемая в основном жесткостью тихоходного вала ротора на кручение.

Если полумуфты в приводе ротора (рис. 67) движутся совместно без скольжения, то группа $J_{рв}$, $J_{м1}$, $J_{м2}$ и $J_{ред}$ может рассматриваться в виде одной массы. Когда при стопорении ротора полумуфты проскальзывают, часть массы $J_{рв} + J_{м1}$ соединяется с остальной системой через момент, передаваемый муфтой M_ϕ . Будут меняться и собственные характеристики системы. Параметры $J_{рв}$, $J_{м1}$, $J_{м2}$, J_p и m_p определяются общими методами статики твердого тела. Кратко методы определения этих величин, а также величины c_m изложены, например, в работе [20].

Несколько подробнее остановимся на таких характеристиках динамической системы роторного колеса, как c_s , c_n и масса грунта, находящегося в ковшах.

Величиной c_s на рис. 67 и 71 обозначена жесткость грунта или препятствия в месте стопорения ротора с учетом податливости зуба и ковша ротора. Величиной c_n обозначена жесткость постели, включающая в себя жесткость ковшей и грунта при вдавливании зубьев и козырьков ковшей при вертикальном (нормальном к оси стрелы) смещении ротора; c_n на рис. 67 и 71, a показана схематично лишь для одного нижнего ковша. Рассматривая величину c_s , следует отметить, что показанное на схеме упругое препятствие, возникающее при стопорении вращения роторного колеса, является в известной мере и условным расчетным случаем.

Если, например, препятствием является камень с условным диаметром D , находящийся в грунте, то ввиду значительного запаса энергии вращающихся масс ротора и привода, особенно у мощных экскаваторов, возможно продолжение замедленного

вращения ротора после встречи с такими препятствиями. При этом будет иметь место движение ротора вместе с камнем. Возникающие при этом усилия на ковше P в зависимости от размера валуна D и группы разрабатываемого грунта представлены на рис. 72.

Так, например, двигатель экскаватора ЭРШР-1600 может развивать усилие на зубе до 50 т, и поэтому, исходя из рис. 72, встреча с ковшом роторного колеса в грунте II категории, например валунов с $D \leq 70 \div 80$ см, не должна приводить к полной остановке вращения ротора.

Другая картина может иметь место, если зуб ковша встретит, например, непреодолимое препятствие (рис. 73, а) в виде скрытой в грунте монолитной скалы или очень крупного камня, который практически не смещается под действием усилий, возникающих па ковше. Если в первом приближении в этом случае пренебречь податливостью зуба, ковша и металлоконструкции роторного колеса, то можно принять, что произойдет соударение роторного колеса со скалой, жесткость кото-

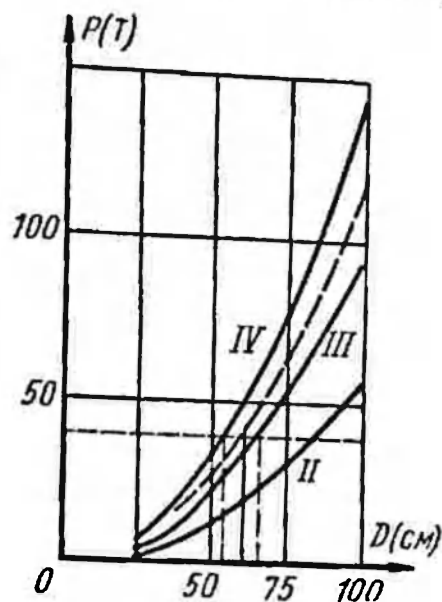


Рис. 72. График изменения усилия на ковше при встрече его в грунтах II, III и IV групп с абсолютно жестким валуном

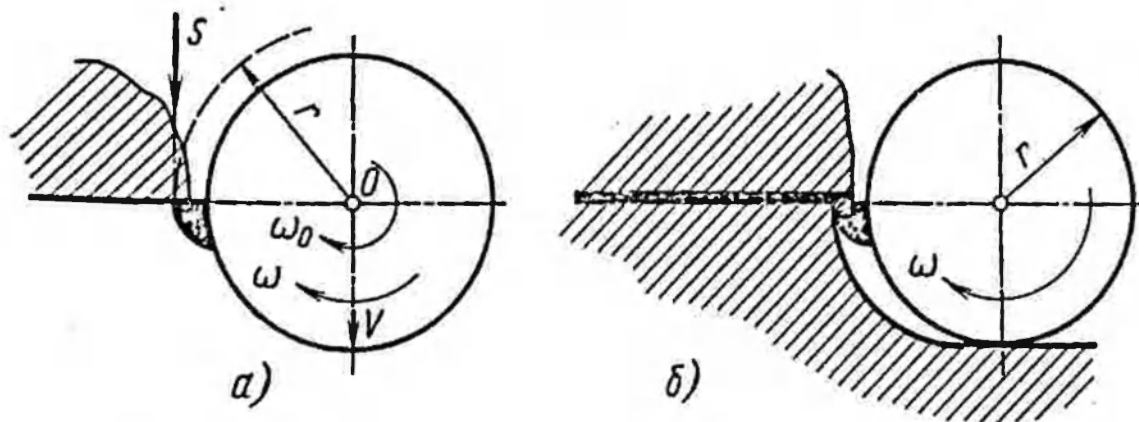


Рис. 73. Схемы стопорения ротора при упоре в препятствия

рой $c_2 = \infty$. В результате этого роторное колесо и массы стрелы получат некоторые новые скорости (подробнее см. § 31), которые и возбуждают колебания конструкции, в том числе и в механизме привода ротора.

В качестве третьего идеализированного случая стопорения рассмотрим пример (рис. 73, б), когда зуб ковша встречается в

грунте достаточно жесткий плоский камень (плиту), обладающий небольшой массой и значительной площадью поверхности. В этом случае характеристика жесткости грунта (препятствия) c_2 приобретает уже более реальный смысл. Если предположить, что плита не деформируется, то приведенная жесткость препятствия в месте G определяется как $c'_2 = \frac{1}{\Delta}$, где Δ деформация места G под действием силы $P = 1$. Отсюда c'_2 в кг/см будет

$$c'_2 = \frac{1}{\delta} Fk, \quad (IV-37)$$

где F — опорная площадь плиты в см²;
 k — несущая способность грунта в кг/см².
 Если форма препятствия имеет вид куба, то

$$c'_2 = \frac{1}{4} Fk. \quad (IV-38)$$

Так, например, для плиты $F = 10\,000$ см² в грунтах II—III группы при $k = 6$ кг/см² величина c'_2 по формуле (IV—37) будет составлять $c'_2 = 1000$ т/м.

Приведенная к тому же направлению жесткость зуба и ковша ЭРШР-1600 равна $c_3 \approx 3000$ т/м; тогда суммарная жесткость препятствия будет

$$c_2 = \frac{c_3 c'_2}{c_3 + c'_2} \approx 750 \text{ т/м.}$$

Фактически жесткость c_2 является нелинейной величиной, однако для расчетов динамических нагрузок при стопорении она может оцениваться в первом приближении изложенным способом.

Следует отметить, что приведенные три схематизированных случая возможного стопорения вращения роторного колеса на практике могут встречаться в комбинациях.

Для расчета максимальных динамических нагрузок следует принимать наиболее неблагоприятные, но возможные схемы нагружения. Рекомендации по этому вопросу даются ниже, в § 31, гл. V.

При исследовании собственных характеристик системы и динамических нагрузок в процессе стопорения следует учитывать, что жесткость c_2 является односторонней, поэтому нужно рассматривать два состояния, когда $c_2 = 0$ и $c_2 \neq 0$.

Характеристика c_2 для одного ковша в принципе не отличается от характеристики c_3 . Здесь существенную роль может играть лишь ее нелинейность, возникающая от последовательного включения при движении ротора вниз новых площадей

смятия грунта (зубья, козырек ковша, боковые стенки ковша) и от уплотнения самого грунта.

При оценке влияния масс грунта, находящихся в ковшах, на характер уравнений, описывающих колебания системы, необходимо учитывать, что масса грунта в ковшах эксцентрично расположена относительно оси вращения ротора, что и определяет специфичность ее влияния.

Анализ показывает, что переменность массы грунта в ковшах и переменность расстояния центра тяжести массы от оси вращения ротора практически незначительны, и выражение кинетической энергии масс грунта в ковшах в функции смещения центра ротора x и угла поворота его α_p в колебаниях будет следующим:

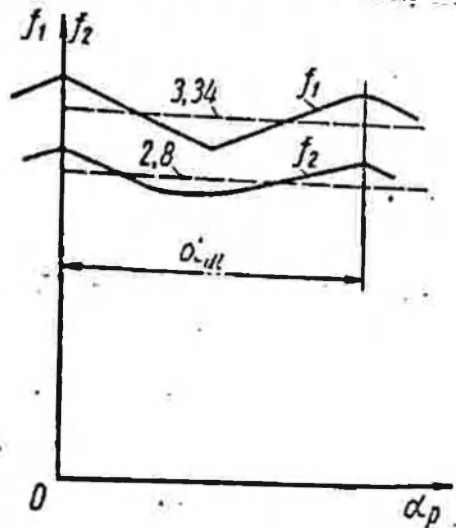


Рис. 74. Изменение функций f_1 и f_2

$$T_z = \frac{m_0}{2} \{f_1(\alpha_p)(x^2 + r^2\dot{\alpha}_p^2) + f_2(\alpha_p) 2rx\dot{\alpha}_p\}, \quad (IV-39)$$

где m_0 — масса одного наполненного ковша.

Функции $f_1(\alpha_p)$ и $f_2(\alpha_p)$ являются периодическими, с периодом, равным шагу ковшей $a_{ш}$. Для $z = 12$ эти функции представлены на рис. 74. Как видно из этих графиков, $f_1(\alpha_p) \approx 3,34$; $f_2(\alpha_p) \approx 2,8$. Так, например, для экскаватора ЭРШР-1600 при $r = 7,2$ м и $m_0 = 0,32$ тсек²/м.

$$2T_z = 1,07x^2 + 55,5\dot{\alpha}_p^2 + 12,9x\dot{\alpha}_p. \quad (IV-40)$$

Если теперь на основании рис. 71, учитывая, что $J_p = 200$ тмсек², $m_p = 25$ т/м·сек², записать полное выражение кинетической энергии установки ротора, то будем иметь

$$2T_n = 26,07x^2 + 255,5\dot{\alpha}_p^2 + 12,9x\dot{\alpha}_p. \quad (IV-41)$$

в то время как без учета T_z .

$$2T'_n = 25x^2 + 200\dot{\alpha}_p^2. \quad (IV-42)$$

Из сравнения (IV-41) и (IV-42) видим, что масса грунта в ковшах мало меняет коэффициент при x^2 , несколько больше коэффициент при $\dot{\alpha}_p^2$ и приводит к появлению члена, содержащего произведение $x\dot{\alpha}_p$, т. е. к совместности колебаний по координатам x и α_p . Чтобы оценить в данном примере истинное

значение члена с произведением $\dot{x}\dot{\alpha}_p$, определим влияния маховых масс ротора с приводом на низкочастотные колебания стрелы ротора (и всей конструкции) на простейшей схеме (рис. 75, а), где не учитывается влияние изгибных колебаний стрелы.

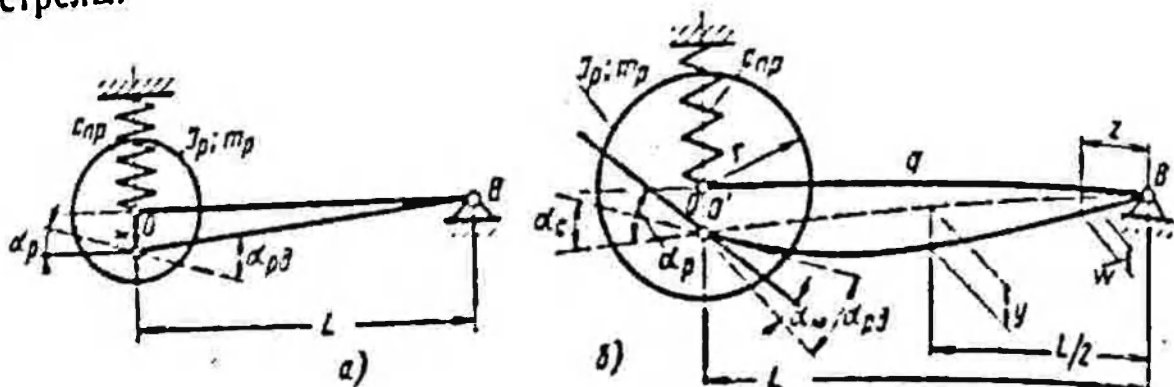


Рис. 75. Упрощенные динамические системы колебаний стрелы и ротора

Для экскаватора ЭРШР-1600, кроме вышеприведенных параметров, имеем: $J_{p0} \approx 1000 \text{ тмсек}^2$; $L = 60 \text{ м}$; $c_{np} \approx 300 \text{ т/м}$. Исходя из уравнения (IV-35) имеем

$$\dot{\alpha}_{p0} = \frac{\dot{x}}{L} + \dot{\alpha}_p = \frac{\dot{x}}{60} + \dot{\alpha}_p.$$

Полное выражение кинетической энергии выразится

$$\begin{aligned} 2T_{no} &= 2T_n + 1000 \left[\frac{\dot{x}}{60} + \dot{\alpha}_p \right]^2 = \\ &= 26,34\dot{x}^2 + 1255,5\dot{\alpha}_p^2 + 46,2\dot{x}\dot{\alpha}_p. \end{aligned} \quad (\text{IV-41}')$$

Увеличение коэффициента при $\dot{x}\dot{\alpha}_p$ почти в 3,5 раза по сравнению с выражением (IV-41) произошло вследствие того, что вертикальные колебания стрелы и механизма совместны, так как привод ротора смонтирован на стреле, а поэтому α_p и α_{p0} отличаются практически на α . Это оказывает большее влияние на совместность колебаний, чем эксцентричное расположение масс грунта в ковшах.

Так как потенциальная энергия системы равна

$$2U = c_n x^2 = 300x^2,$$

где c_n — условная приведенная жесткость, учитывающая жесткость подвески, надстройки и других элементов, то уравнения собственных колебаний этой системы на основании выражения (IV-1') запишутся для рассматриваемого примера в виде

$$\left. \begin{aligned} 26,34\ddot{x} + 23,1\ddot{\alpha}_p + 300x &= 0; \\ 23,1\ddot{x} + 1255\ddot{\alpha}_p &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV-43})$$

Подставив второе из уравнений (43) в первое, получим

$$25,91\ddot{x} + 300x = \ddot{x} + 11,58x = 0. \quad (\text{IV-43}')$$

Если не учитывать J_p , $J_{p\partial}$, а массы грунта в ковшах учитывать только членом $1,07 \dot{x}^2$, то уравнение колебаний системы на рис. 75, а записалось бы в виде

$$26,07\ddot{x} + 300x = \ddot{x} + 11,5x = 0, \quad (\text{IV-44})$$

т. е. квадраты частот 11,58 и 11,5, полученные исходя из уравнений (IV-43') и (IV-44), практически не отличаются, что говорит о малом влиянии параметров J_p и $J_{p\partial}$ на низкочастотные колебания конструкции в вертикальной плоскости.

Следует указать на значительную совместность колебаний механизма привода ротора и высокочастотных колебаний конструкции, когда собственные парциальные частоты колебаний механизма и изгибных колебаний конструкции стрелы оказываются близкими. Это может приводить к значительному отличию фактических частот от парциальных и к большой совместности колебаний. У экскаватора ЭРГ-400, например, наличие упругой подвески редуктора и двигателя привода роторного колеса на стреле приводит к тому, что парциальная частота колебаний механизма становится близкой к третьей собственной частоте колебаний металлоконструкции роторного экскаватора, равной примерно 2,4 гц, и способствует наличию совместности соответствующих форм колебаний.

В качестве примера усложним рассмотренную динамическую систему (рис. 75, а), введя изгибную жесткость и распределенную массу стержня, соответствующие параметрам стрелы, а также соответствующую жесткость механизма привода c_m экскаватора ЭРШР-1600 (рис. 75, б).

Составим выражение кинетической и потенциальной энергии системы в общем виде без учета грунта в ковшах, а также когда $c_s = c_n = 0$:

$$T_{\text{общ}} = \frac{J_p \dot{\alpha}_p^2}{2} + \frac{m_p \dot{x}^2}{2} + \frac{J_{p\partial} \dot{\alpha}_{p\partial}^2}{2} + T_{\text{стр}}; \quad (\text{IV-45})$$

$$U_{\text{общ}} = \frac{c_m \alpha_m^2}{2} + \frac{c_{пр} x^2}{2} + U_{\text{стр}}. \quad (\text{IV-46})$$

Общие выражения для определения $T_{\text{стр}}$ и $U_{\text{стр}}$ возьмем из примера на рис. 66. Если α_p , $\alpha_{p\partial}$, x и y — обобщенные координаты, то согласно (IV-35) $\alpha_m = \alpha_{p\partial} - \alpha_p - \alpha_c$.

Значение α_c , в свою очередь, является линейной функцией

координат x и y . Если форма прогиба стрелы будет следовать зависимости

$$w = \frac{x}{L} z + y \sin \frac{\pi z}{L},$$

то

$$\alpha_z = \frac{dw}{dz} \Big|_{z=L} = \frac{x}{L} + \frac{\pi}{L} y \cos \frac{\pi z}{L} \Big|_{z=L} = \frac{x}{L} - \frac{\pi}{L} y,$$

поэтому

$$\alpha_x = \alpha_{p\partial} - \alpha_p + \frac{\pi}{L} y - \frac{x}{L}, \quad (\text{IV-47})$$

т. е. α_x является линейной комбинацией всех четырех обобщенных координат.

Примем следующие дополнительные числовые данные основных характеристик динамической системы, представленной на рис. 75, б: $m_p = 21 \text{ тсек}^2/\text{м}$; $J = 40 \cdot 10^8 \text{ см}^4$ — момент инерции сечения стрелы; $c_x = 33\,000 \text{ тм/рад}$ — жесткость механизма привода ротора; $q = 0,21 \text{ тсек}^2/\text{м}^2$ — распределенная масса стрелы.

Парциальные круговые частоты изгибных колебаний для стрелы (когда $x = \alpha_p = \alpha_{p\partial} = 0$)

$$\rho_u = \left(\frac{\pi}{L} \right)^2 \sqrt{\frac{EJ}{q}}$$

и крутильных для механизма (когда $x = y = 0$)

$$\rho_{kp} = \sqrt{\frac{c_x(J_x + J_p)}{J_x J_p}}$$

оказываются в этом случае очень близкими и составляют $\rho_u \approx 15,1 \text{ рад/сек}$; $\rho_{kp} \approx 14,1 \text{ рад/сек}$.

Окончательно выражения кинетической и потенциальной энергий системы для рассматриваемого примера запишутся в виде

$$\left. \begin{aligned} T_{\text{общ}} &= 12,74\dot{x}^2 + 4,28\dot{x}\dot{y} + 3,36\dot{y}^2 + 100\dot{\alpha}_p^2 + 500\dot{\alpha}_{p\partial}^2; \\ U_{\text{общ}} &\approx 154,03x^2 - 516x(\alpha_{p\partial} - \alpha_p) + 820,72y^2 + \\ &\quad + 1618y(\alpha_{p\partial} - \alpha_p) + 16\,500(\alpha_{p\partial} - \alpha_p)^2. \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV-48})$$

Используя уравнения Лагранжа (IV-1'), получим следующую систему уравнений, описывающих упругие колебания системы:

$$\left. \begin{aligned} 25,48\ddot{x} + 4,28\ddot{y} + 308,06x - 516(\alpha_{p\partial} - \alpha_p) &= 0; \\ 4,28\ddot{x} + 6,72\ddot{y} + 1641,44y + 1618(\alpha_{p\partial} - \alpha_p) &= 0; \\ 200\ddot{\alpha}_p - 33000(\alpha_{p\partial} - \alpha_p) + 516x - 1618y &= 0; \\ 1000\ddot{\alpha}_{p\partial} + 33000(\alpha_{p\partial} - \alpha_p) - 516x + 1618y &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV-49})$$

здесь третье и четвертое уравнения известным образом могут быть приведены к одному:

$$\ddot{\beta} + 200\beta - 3,1x + 9,7y = 0, \quad (\text{IV-49}')$$

где $\beta = \alpha_{p\delta} - \alpha_p$.

Первое и второе уравнения могут быть разрешены относительно x и y :

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} + 12,74x - 43,25y - 62,7\beta &= 0; \\ \ddot{y} + 257,2y - 8,12x + 276,8\beta &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV-49}'')$$

Система совместных уравнений (IV-49') и (IV-49'') описывает колебания динамической системы.

Для определения частот и форм собственных колебаний ищем решения в виде

$$x = \lambda_1 \sin pt; \quad y = \lambda_2 \sin pt; \quad \beta = \lambda_3 \sin pt,$$

где λ_i ($i = 1, 2, 3$) — формы, соответствующие частоте p_i .

После подстановки решений в (IV-49'), (IV-49'') получим систему линейных уравнений относительно $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$:

$$\left. \begin{aligned} (12,74 - p^2)\lambda_1 - 43,25\lambda_2 - 62,7\lambda_3 &= 0; \\ -8,12\lambda_1 + (257,2 - p^2)\lambda_2 + 276,8\lambda_3 &= 0; \\ -3,1\lambda_1 + 9,71\lambda_2 + (200 - p^2)\lambda_3 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV-50})$$

Для определения частот собственных колебаний определитель системы линейных уравнений (IV-50) приравниваем нулю и, раскрывая его, приходим к уравнению

$$p^6 - 469,94p^4 + 54037p^2 - 543600 = 0. \quad (\text{IV-50}')$$

Частоты собственных колебаний на основании уравнения (IV-50') будут равны $p_1 = 3,33$; $p_2 \approx 13$; $p_3 = 17,02$ рад/сек, и соответственно периоды $T_1 = 1,884$; $T_2 = 0,483$; $T_3 = 0,368$ сек.

Формы собственных колебаний имеют отношения: для частоты p_1 — $\lambda_1 : \lambda_2 : \lambda_3 = 1 : 0,018 : 0,015$; для частоты p_2 — $\lambda_1 : \lambda_2 : \lambda_3 = 0,482 : -3,07 : 1$ и для частоты p_3 — $\lambda_1 : \lambda_2 : \lambda_3 = -0,182 : 1 : 0,116$.

Представляет существенный интерес относительная энергоемкость каждого из трех упругих элементов c_{np} , c_m и стрелы для каждой собственной гармоникки. Эти характеристики вычисляются на основании составляющих выражения (IV-46). Так, для первой частоты (p_1) $U_m : U_{np} : U_{стр} = 0 : 0,9983 : 0,0017$.

т. е. основная энергия колебаний с этой частотой аккумулируется в подвеске ротора (c_{np}), и последняя является для этой гармоники основной. Для второй частоты (p_2) $U_m : \dot{U}_{np} : U_{стр} = 0,625 : 0,002 : 0,374$, а для третьей частоты (p_3) $U_m : \dot{U}_{np} : U_{стр} = 0,373 : 0,007 : 0,623$.

Как видно из этих отношений, во второй и третьей гармониках роль c_{np} очень мала. Вторая гармоника ($p_2 = 13$ рад/сек) в основном определяется колебаниями в механизме, третья — изгибными колебаниями стрелы. Однако совместность крутильных колебаний механизма и изгибных колебаний стрелы оказывается для обеих этих форм весьма значительной. Основная причина заключается в указанной выше близости парциальных частот p_u и p_{np} .

Сравнивая полученные значения частот, видим, что $p_2 < p_{np}$, а $p_3 > p_u$, что является общей закономерностью.

Если положить, что в динамической системе на рис. 75, б, $x = 0$, то уравнения колебаний ее запишутся в виде

$$\ddot{y} + 200\dot{y} + 9,71y = 0; \quad \ddot{y} + 257,2\dot{y} + 276,8y = 0. \quad (IV-51)$$

Частоты этой системы соответственно равны $\bar{p}_2 \approx 13$ и $\bar{p}_3 = 16,95$ рад/сек.

Для $\bar{p}_2 - \lambda_2 : \lambda_3 = -3,15 : 1$; для $\bar{p}_3 - \lambda_2 : \lambda_3 = 1 : 0,111$. Это показывает, что частоты и формы колебаний данной системы практически не отличаются от соответствующих значений, вычисленных выше для системы на рис. 75, б при $x \neq 0$.

В результате анализа динамических систем, представленных на рис. 75, а и б, можно сделать вывод, что при расчете механизма привода ротора крупных машин можно рассматривать двухкоординатную систему, беря в качестве координат угол закручивания c_m и определенную форму деформации стрелы (см. § 13).

Если парциальные частоты p_{np} и p_u отличаются достаточно существенно, то механизм можно рассматривать независимо от стрелы. Кроме того, можно показать, что если парциальная частота механизма совпадает с одной из собственных частот системы в вертикальной плоскости (второй или третьей), которой соответствует форма колебаний без выраженного изгиба стрелы, совместность все же оказывается небольшой. Действительно, согласно формуле (IV-47) доля y в α_m в π раз выше x . Покажем, например, что при $y = 0$ динамическая система на рис. 75, б в общем виде при реальных соотношениях c_m и c_{np} может рассматриваться как разделенная на две независимые: описывающие крутильные колебания механизма и колебания в вертикальной плоскости. С учетом соответствующих изменений, которые претерпевают в этом случае формулы (IV-45) и

(IV-46), уравнения колебаний системы после ряда преобразований запишутся в виде

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\beta} + \omega_1^2 \beta - \frac{\omega_1^2}{L} x &= 0, \\ \ddot{x} + \omega_2^2 x \left(1 + \frac{c_M}{L^2 c_{np}} \right) - \frac{c_M}{L m_{np}} \beta &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (IV-52)$$

где

$$\omega_1^2 = \frac{c_M (J_{pd} + J_p)}{J_{pd} J_p};$$

$$\omega_2^2 = \frac{c_{np}}{m_{np}}; m_{np} = m_p + \frac{ql}{3}, \beta = \alpha_{pd} - \alpha_p.$$

Обозначив $\frac{c_M}{L^2 c_{np}}$ через ϵ и положив $\epsilon = 0,03$ (для рассмотренного выше примера $\epsilon \approx 0,027$), построим график частот собственных колебаний системы (IV-52) — p_1 и p_2 в функции $\frac{\omega_2}{\omega_1}$.

Частотное уравнение системы (IV-52) запишется как

$$p^4 - p^2 [\omega_1^2 + \omega_2^2 (1 + \epsilon)] + \omega_2^2 = 0.$$

Из графиков p_1 и p_2 на рис. 76 видно, что при $\frac{\omega_2}{\omega_1} < 0,5$; $p_1 \approx \omega_1$; $p_2 \approx \omega_2$, а при $\frac{\omega_2}{\omega_1} > 1,5$; $p_1 \approx \omega_2$; $p_2 \approx \omega_1$. Однако и при $0,5 < \frac{\omega_2}{\omega_1} < 1,5$ частоты собственных колебаний p_1 и p_2 отличаются от соответствующих парциальных частот крутильных колебаний ω_1 и колебаний в вертикальной плоскости ω_2 не более чем на 5%.

В строительных экскаваторах небольшой мощности (рис. 70) частота собственных крутильных колебаний механизма привода ротора может оказаться ниже частоты колебания стрелы с ротором в вертикальной плоскости. В этом случае механизм привода можно рассматривать независимо от системы.

Необходимо отметить, что в моменты, когда муфта предельного момента в приводе ротора имеет скольжение, частота собственных крутильных колебаний значительно увеличивается, а колебания в механизме привода могут рассматриваться автономно.

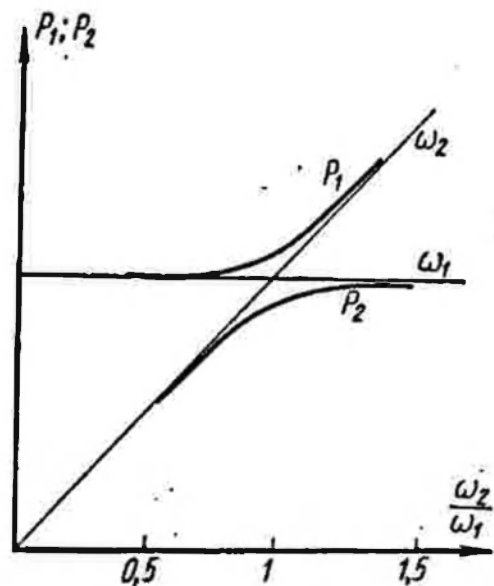


Рис. 76. Изменение частот собственных колебаний от отношения парциальных частот

При анализе конкретных конструкций машин на вычислительных машинах можно составлять уравнения совместных колебаний привода и несущих конструкций и проводить их анализ; предварительные же расчеты целесообразно проводить с учетом возможности отдельного рассмотрения различных колебаний конструкции.

При рассмотрении динамического представления привода роторного колеса следует остановиться также на упругом опирании редуктора с двигателем на стреле (рис. 69). Здесь жесткость c_6 обозначает жесткость упругой опоры редуктора.

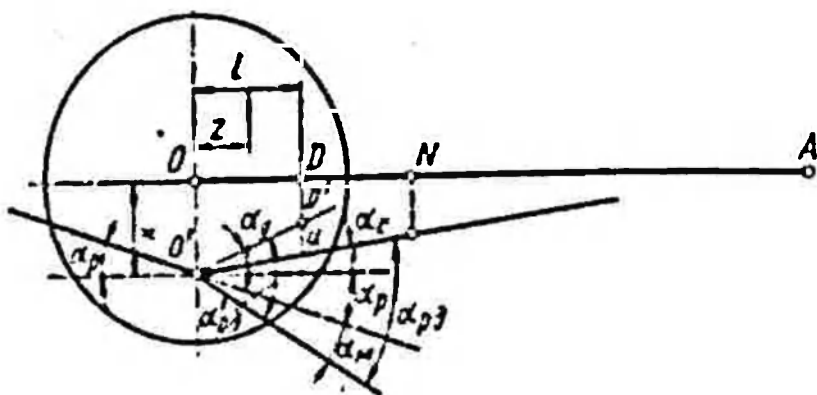


Рис. 77. Схема координат для системы с упругой опорой ротора на стреле

На рис. 77 приведена схема координат деформированного положения системы — роторное колесо с приводом. Новой координатой по сравнению с системой, приведенной на рис. 71, а, является смещение u опоры c_6 в точке D .

Наличие новой координаты в динамической системе повлечет изменения в выражениях энергии системы. Так, дополнительный угол поворота редуктора α_y будет равен $\alpha_y = \frac{u}{l}$,

полный угол поворота редуктора $\alpha_{ред} = \alpha_c + \alpha_y$.

Угол поворота $J_{рд}(\alpha'_{рд})$ будет отличаться от $\alpha_{рд}$ системы по рис. 71, а на α_y , т. е. $\alpha'_{рд} = \alpha_{рд} + \alpha_y$.

В общем выражение потенциальной энергии системы добавится член $\frac{c_6 u^2}{2}$, а величина m_p уменьшится на массу двигателя и редуктора, для которых кинетическая энергия в функции представленных на рис. 77 обобщенных координат будет иметь вид

$$T_{ред} = \frac{1}{2} \dot{x}^2 m_{ред} + s_0 \dot{x} \alpha_{ред} + \frac{1}{2} J_0 \dot{\alpha}_{ред}^2 \quad (IV-53)$$

$$T_{дв} = \frac{1}{2} m_{дв} (\dot{x} - \dot{\alpha}_{ред} l)^2 \quad (IV-54)$$

В формулах (IV-53) и (IV-54) $m_{ред}$ — масса редуктора; J_0 — статический момент и момент инерции массы $m_{ред}$ относительно O ; $m_{дв}$ — масса двигателя.

Динамическое представление стрел роторных экскаваторов достаточно подробно было освещено выше, в § 13.

При рассмотрении консоли противовеса (стержень FD на рис. 67), деформированное состояние ее при колебаниях описывается через координаты z и v практически так же, как стрелы ротора. При значительной изгибной жесткости противовесной консоли можно принимать в расчетах $v = 0$.

Разгрузочные консоли (см. рис. 69 и 70) динамически моделируются аналогично противовесным. Для них почти всегда можно пренебрегать наличием сосредоточенных масс, а также принять $v = 0$. Место крепления подвески расположено, как правило, не на конце, а в пролете (рис. 78).

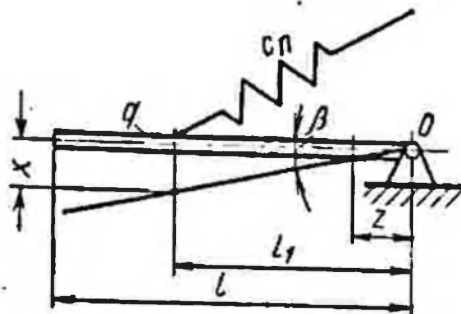


Рис. 78. Динамическая система разгрузочной консоли

В этом случае, если возможное перемещение под подвеской обозначить через x , угол поворота консоли окажется равным $\beta = \frac{x}{l_1}$, а кинетическая энергия стержня с распределенной массой $q(z)$ запишется в виде

$$T = \frac{1}{2} \int_0^l (\dot{\beta}z)^2 q(z) dz = \frac{\dot{x}^2}{2l_1^2} \int_0^l z^2 q(z) dz. \quad (IV-55)$$

При $q(z) = \text{const}$

$$T = \frac{ql^3}{6l_1^2} \dot{x}^2. \quad (IV-56)$$

Пример учета разгрузочных консолей в общих динамических системах дан ниже для роторного экскаватора ЭРГ-400.

Для мощных роторных экскаваторов ввиду малой массы разгрузочных консолей для расчета стрелы, надстройки и консоли противовеса и подсчета основных собственных характеристик системы разгрузочные консоли можно не учитывать в полных системах, а рассматривать отдельно. Поэтому они не показаны на схемах (рис. 67 и 68). То же самое можно сказать и о разгрузочных мостах роторных экскаваторов, так как совместность колебаний всей машины и моста мала из-за соединения их через посредство жесткой центральной части роторного экскаватора, амплитуды колебаний которой при колебаниях машины малы. Для более полного анализа нагрузок непосредственно в

разгрузочных консолях их целесообразно включать в общие динамические системы.

Для экскаваторов малой мощности (рис. 70) вследствие жесткой центральной части машины колебания разгрузочной консоли происходят обычно независимо от колебаний стрелы ротора.

Как на исключение из сказанного выше, следует указать на случай, когда парциальная частота собственных колебаний разгрузочной консоли (или моста) оказывается близкой к одной из частот собственных колебаний конструкции машины в целом. В этом случае может наблюдаться значительная совместность колебаний разгрузочной консоли (или моста) и всей

машины, а разгрузочную консоль при расчетах необходимо включать в общую динамическую систему машины.

Рассматривая узел надстройки машины, следует отметить, что различные конструктивные решения экскаваторов могут требовать различного подхода к определению потенциальной энергии колебаний, аккумулируемой в надстройке.

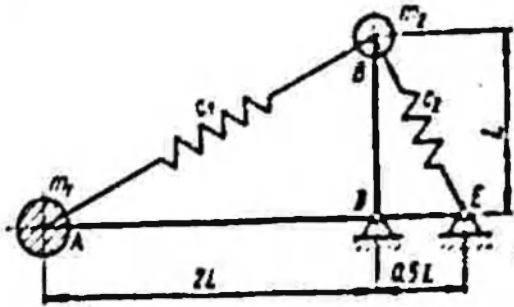


Рис. 79. Схема к определению приведенной массы надстройки

В случае, когда инерцией масс надстройки можно пренебречь в сравнении с массой роторной стрелы и противовесной консоли, что для машин крупных и средних практически всегда имеет место, схема определения потенциальной энергии надстройки, подвесок стрелы ротора и противовесной консоли будет достаточно простой. Массам же надстройки можно пренебречь по следующей причине. Низкие гармоники собственных колебаний в вертикальной плоскости сопровождаются качаниями стрел и консолей относительно точек их крепления на поворотной платформе. При этом смещения масс установки ротора (или противовеса) значительно превышают смещения масс надстройки, так что кинетическая энергия колебаний масс ротора и противовеса значительно превышает кинетическую энергию масс надстройки.

Анализ простой динамической системы на рис. 79, где m_1 и c_1 моделируют стрелу ротора и ее подвеску (или консоль противовеса), а m_2 и c_2 — массу и приведенную жесткость надстройки, показывает, что при реальных соотношениях параметров m_1 , m_2 , c_1 и c_2 роль m_2 в образовании низкой частоты и формы очень незначительна.

В случае, если массы надстройки значительны, они должны учитываться в общей динамической системе (см. m_2 на рис. 68).

Рассмотрим вначале случай, когда массой надстройки можно пренебречь. Укажем два способа определения потенциальной энергии, аккумулируемой в надстройке. Первый разберем на примере роторного экскаватора ЭРШР-1600 (рис. 67), что не скажется на общности выводов.

Потенциальная энергия надстройки может быть выражена в функции обобщенных координат системы y, u (или x) и z , что даст возможность сразу получить также и потенциальную энергию в подвесках стрелы и противовесной консоли.

Обозначим усилия в подвеске AB через R , а в CD — через Q . Усилия во всех элементах верхнего строения (P_i), определенные по методу Крмоны, представлены в табл. 6. В этой же таблице даны значения продольных жесткостей этих элементов c_i .

Таблица 6

Обозначение элемента	Усилие P_i	Площадь F_i в $см^2$	Длина элемента l_i в $м$	Жесткость c_i в $т/м$
AB	R	290,4	34	9 410
BC	$1,078R$	490	37,1	27 720
BD	$1/11R$	$\frac{290,4}{11}$	77	377
BK	$-0,87R$	700	35,1	41 850
NE	$-0,707R$	662	52,174	26 600
CK	$-1,95R + 1,62Q$	600	35	36 000
CF	$1,63R - 1,88Q$	600	28,6	44 100
CD	Q	490	41,9	24 560
DF	$-0,74Q - 0,08R$	1061	38,4	58 000

Определение потенциальной энергии U , аккумулируемой в надстройке, в функции смещений точек A и D , имеющих место при колебаниях конструкции, проведем теперь следующим образом. С одной стороны,

$$2U = \sum_{i=1}^n \frac{P_i^2}{c_i} = AR^2 + 2BRQ + CQ^2, \quad (IV-57)$$

где A, B и C — определенные коэффициенты.

С другой стороны, если принять, что смещение точки A вдоль элемента AB равно a , а смещение точки D вдоль CD равно b . то

$$2U = aR + b(Q + 0,09R) = R\bar{a} + Qb, \quad (IV-58)$$

где $\bar{a} = a + 0,09b$.

Член $0,09Rb$ в выражении (IV-58) учитывает энергию, аккумулируемую также в канатах подвески стрелы ротора СВД, идущих от точки B на барабаны, установленные на противовесе в месте D . Это показывает, что полная внешняя сила для надстройки в месте D по направлению CD равна $Q + 0,09R$.

Физически уравнение (IV-57) описывает текущее значение энергии, аккумулируемой в надстройке через внутренние силы в ней, уравнение (IV-58) — через внешние силы, действующие на надстройку со стороны других частей колеблющейся конструкции.

Уравнения (IV-57) и (IV-58) позволяют определить как потенциальную энергию, аккумулируемую в надстройке в функции \bar{a} и b , которые могут быть выражены через U , U и z , так и усилия R и Q в функции этих же величин.

Из уравнения (IV-58) следует, что

$$R = \frac{2U - bQ}{\bar{a}}. \quad (IV-59)$$

Подставив (IV-59) в (IV-57), получим уравнение

$$\Phi(QU) = \bar{U}. \quad (IV-60)$$

Чтобы энергия, аккумулируемая в надстройке, была минимальной, необходимо соблюдение условия $\frac{\partial \Phi}{\partial Q} = 0$, которое после подстановки в него значения U по формуле (IV-58) даст связь между R и Q в следующем виде:

$$Q(C\bar{a} - Bb) = R(Ab - B\bar{a}). \quad (IV-59')$$

Уравнение (IV-59') можно получить, меняя местами R и Q , поскольку в оба уравнения (IV-57) и (IV-58) они входят симметрично. Кроме того, из уравнений (IV-57) и (IV-58) непосредственно имеем

$$R\bar{a} + Qb = AR^2 + 2BRQ + CQ^2. \quad (IV-60')$$

Система уравнений (IV-59') и (IV-60') имеет следующие решения:

$$R = \frac{C\bar{a} - Bb}{AC - B^2}; \quad Q = \frac{Ab - B\bar{a}}{AC - B^2}, \quad (IV-61)$$

откуда на основании уравнения (IV-57) или (IV-58) имеем

$$2U = \frac{C\bar{a}^2 - 2B\bar{a}b + Ab^2}{AC - B^2}. \quad (IV-62)$$

По формуле (IV-57), используя табл. 6, получаем следующие значения A , B и C : $A = 36,614 \cdot 10^{-5}$ м/г; $B = -15,832 \cdot 10^{-5}$ м/г;

Смещения a и b из геометрических соотношений, выраженные через обобщенные координаты, будут

$$\left. \begin{aligned} a &= y \sin \beta - \frac{y-x}{a} h \cos \beta; \\ a &= 0,707y - 0,707 \cdot 4,35 \frac{y-x}{11,823} = 0,447y + 0,26x; \end{aligned} \right\} \text{(IV-63)}$$

$$b = z \sin \gamma; \quad b = 0,667z; \quad \text{(IV-64)}$$

$$\bar{a} = 0,447y + 0,26x + 0,06z, \quad \text{(IV-65)}$$

следовательно,

$$R = 1840y + 1071x + 2380z; \quad \text{(IV-66)}$$

$$Q = 1430y + 832x + 5130z. \quad \text{(IV-67)}$$

Используя формулы (IV-66) и (IV-67), получим на основании выражения (IV-57)

$$U = 190x^2 + 478,5xy + 617,5xz + 455y^2 + 1040,5yz + 1783z^2. \quad \text{(IV-68)}$$

На основании выражений (IV-66) и (IV-67) и данных табл. 6 по известным решениям колебаний системы (x , y и z) могут быть определены колебания нагрузок во всех элементах надстройки. Отметим также, что эти уравнения могут быть использованы для составления уравнений малых колебаний системы по методу Даламбера, так как они определяют силы, действующие на стрелу и консоль противовеса со стороны надстройки в функции обобщенных координат.

Следует отметить, что изложенный метод определения потенциальной энергии колебаний, аккумулируемой в надстройке, с физической стороны недостаточно нагляден, однако он весьма просто позволяет получить окончательные результаты.

Второй способ определения потенциальной энергии, аккумулируемой в надстройке, в функции обобщенных координат системы заключается в следующем. Задав по две дополнительных координаты точкам B и C системы, так как истинное направление смещения этих точек неизвестно, выразим в функции обобщенных координат, входящих в смещение концов A и D , и четырех новых координат усилия во всех упругих элементах надстройки. Затем, пренебрегая массой элементов надстройки, на основании статического равновесия узлов B и C под действием упругих сил, действующих в элементах надстройки, запишем в функции указанных выше обобщенных координат, составим четыре условия, связывающих эти усилия. Эти условия используются далее для определения линейной зависимости четырех вновь введенных дополнительных координат от обобщенных координат системы x , y и z .

После этого могут быть определены деформации всех упругих элементов надстройки в функции обобщенных координат, потенциальная энергия каждого элемента, и затем суммированием определяется полная потенциальная энергия надстройки, как квадратичная функция обобщенных координат системы.

Большая сложность этого второго метода, несмотря на его физическую ясность, несомненна. Применение этого метода может быть предпочтительно лишь для сравнительно простых схем.

Представленная на рис. 68 динамическая система роторного экскаватора ЭРГ-1600 $\frac{40}{10}$ характерна не только тем, что значи-

тельные массы расположены на выдвинутом вперед пилоне надстройки и требуют учета массы m_2 , но и тем, что податливость нижнего строения этой машины оказывается достаточно существенной и влияет вместе с надстройкой на величину основной — низкой частоты собственных колебаний конструкции. Это обстоятельство отражено на схеме динамической модели роторного экскаватора введенном жесткостей c_8 и c_9 , моделирующих жесткость нижней рамы и определяемых общими методами строительной механики и теории упругости [59]. Отметим также наличие здесь дополнительно массы m_3 напорной тележки и массы m_4 подвижного противовеса. Если обобщенными координатами для консоли здесь оставить z и v по рис. 67, то, зная расположения масс m_3 и m_4 на консоли, нетрудно подсчитать их смещения, как линейные функции z и v , и соответствующие скорости, а затем и кинетические энергии колебаний.

Следует отметить также, что и для таких экскаваторов, как ЭРГ-400, а также для экскаваторов мощных моделей влияние податливости поворотной и нижней рам и опорно-поворотного устройства и других опорных элементов оказывается ощутимым и сказывается на величине низкой частоты собственных колебаний машины. На эту частоту колебаний машины может влиять также и податливость грунта, учитываемая в жесткостях c_8 и c_9 .

Для динамической системы на рис. 68, помимо координат, аналогичных координатам системы на рис. 67, необходимо ввести еще в общем случае две координаты, описывающие смещение массы m_2 , например нормально стержню BD (x_1) и вдоль него (x_2). Учитывая же, что жесткость надстройки под действием сил, действующих вдоль BD , очень велика, соответствующую координату x_2 можно положить равной нулю. Тогда кинетическая энергия массы m_2 будет равна $0,5 m_2 \dot{x}_1^2$. Потенциальная энергия надстройки, подвески консоли противовеса, а также и нижней рамы (жесткости $c_2 — c_9$) определится аналогично определению энергии надстройки экскаватора

ЭРШР-1600, как квадратичная функция обобщенных координат x_1 и z .

Покажем теперь путь определения потенциальной энергии, аккумулируемой в подвеске стрелы ротора экскаватора типа ЭРГ-1600, отличный от рассмотренного выше пути на примере ЭРШР-1600.

Подвеска стрелы ротора имеет вид, схематично представленный на рис. 80. Из точки A две четырехкратные пары ветвей канатов диаметром 52,5 мм идут к блокам на пилоне в точке B , а дальше уже две ветви по два каната идут на барабаны

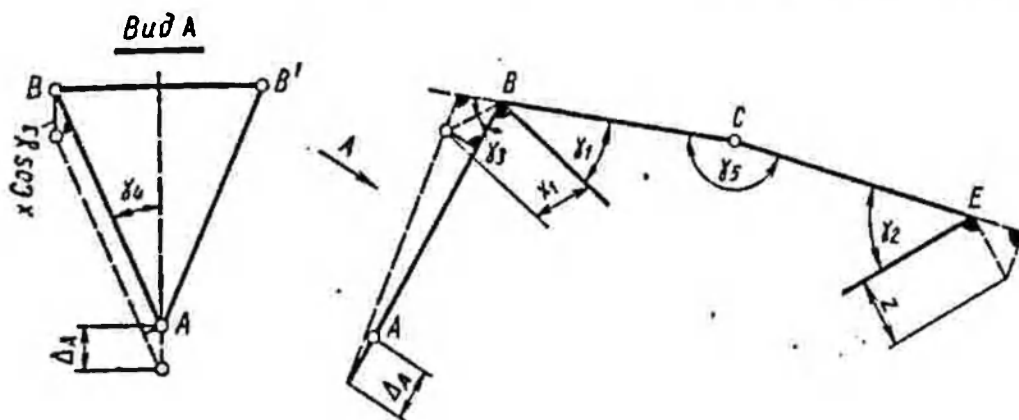


Рис. 80. Схема подвески стрелы ротора и противовесной консоли экскаватора типа ЭРГ-1600

подъема лебедки, установленные на противовесе в точке E , через блоки, установленные в точке C .

Составим выражение потенциальной энергии для подвески в функции обобщенных координат динамической системы x_1 , z и смещения точки A вдоль направления канатов AB , которое линейно выражается через обобщенные координаты, описывающие деформированное состояние стрелы ротора, x и y по рис. 67.

Рассмотрим одну из пар подвесок. Деформация ветви AB согласно геометрии рис. 80, будет

$$\Delta_{AB} = \Delta_A \cos \gamma_4 - x_1 \cos \gamma_3 \cos \gamma_1. \quad (IV-69)$$

Деформация ветви BCE , учитывая, что угол γ_5 близок к π , может быть определена через x_1 и z , также исходя из геометрии рис. 80, по формуле

$$\Delta_{BE} = x_1 \sin \gamma_1 + z \sin \gamma_2. \quad (IV-70)$$

Полная длина каната всей ветви равна

$$l_n = l_{BE} + i l_{AB}, \quad (IV-71)$$

где l_{BE} — длина ветви BCE ;

l_{AB} — длина ветви AB ;

i — кратность полиспаста подвески стрелы ротора.

Полная деформация каната этой ветви, считая, что усилия во всех ветвях полиспафта одинаковые, т. е. пренебрегая к. п. д. блоков, будет равна

$$\Delta_n = \Delta_{BE} + i\Delta_{AB}. \quad (IV-72)$$

Таким образом, энергия, аккумулируемая в одной ветви подвески стрелы ротора, будет равна

$$U_{n1} = \frac{c_{n.пр} \Delta_n^2}{2}, \quad (IV-73)$$

где $c_{n.пр}$ — жесткость ветви подвески.

Для всей подвески $\bar{U}_n = 2U_{n1}$.

Так как Δ_n является линейной функцией обобщенных координат динамической системы, то U_n будет квадратичной функцией этих координат.

Вертикальное усилие в подвеске стрелы ротора будет равно

$$S_n = 2c_{n.кр} \Delta_n \cos \gamma_k. \quad (IV-74)$$

На основе рассмотренного динамического представления всех основных узлов роторного экскаватора, по выражениям их кинетических и потенциальных энергий могут быть составлены полная кинетическая и потенциальная энергии динамической системы, а затем и уравнения малых упругих колебаний ее около положения равновесия (IV-1) или (IV-1').

Чтобы можно было считать, что представленная таким образом система достаточно точно будет описывать колебания конструкции в вертикальной плоскости, следует проанализировать еще ряд сделанных при этом допущений. Первое из них касается правомерности выделения вертикальных колебаний из совокупности других возможных колебаний элементов конструкции роторного экскаватора: колебаний в плоскости поворота, крутильных колебаний стреловых и консольных конструкций и продольных колебаний консольных конструкций и всей машины.

Собственные продольные колебания стреловых и консольных конструкций имеют более высокую частоту и поэтому существенно не влияют на колебания машины в вертикальной плоскости и могут рассматриваться независимо. Даже канатный напор выдвижения стрелы ротора в экскаваторах типа ЭРГ-1600 $\frac{40}{10}$ и канатный механизм передвижения роторного экскаватора ЭРШР-1600 существенно не влияют на колебания элементов конструкции в вертикальной плоскости.

Покажем малую совместность этих колебаний в реальных конструкциях на простых двухмассовых системах. Схема на рис. 81, а позволяет качественно оценить совместность продоль-

ных колебаний всей машины, оборудованной шагающе-рельсовым или гусеничным ходом, и колебаний консольных конструкций на подвесках и надстройке, схема на рис. 81, б — совместность продольных колебаний консольных конструкций с колебаниями их на подвесках и надстройке в вертикальной плоскости.

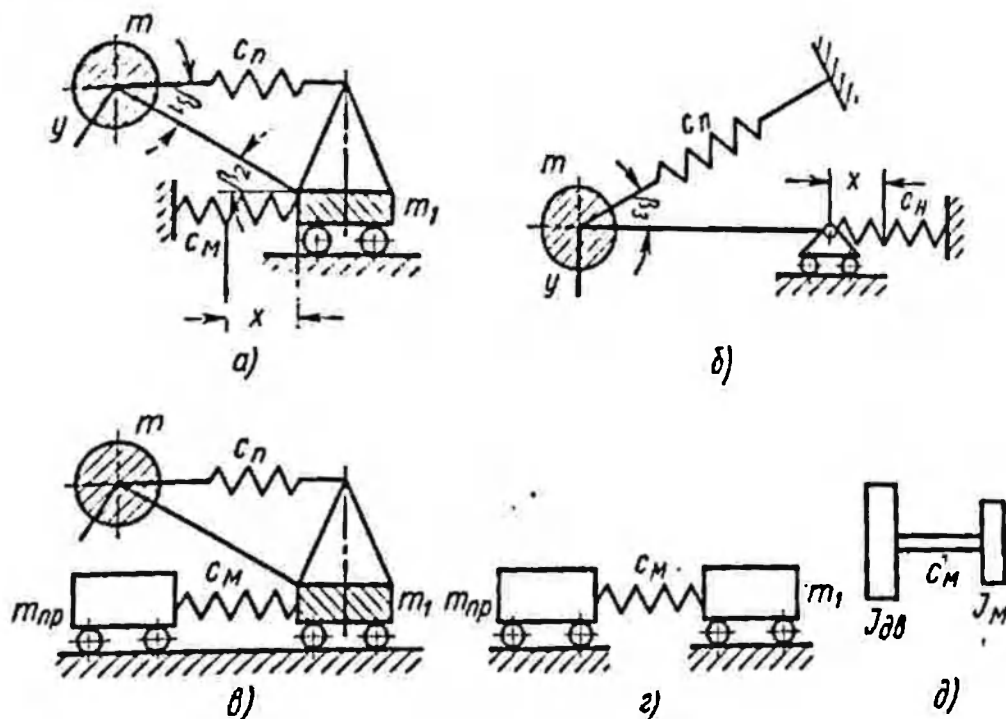


Рис. 81. Схемы к анализу взаимовлияния продольных колебаний элементов конструкции и колебаний их в вертикальной плоскости

Выражение кинетической и потенциальной энергий системы (рис. 81, а) в функции обобщенных координат x и y запишутся в виде

$$T = \frac{m_1 \dot{x}^2}{2} + \frac{m}{2} \{ (\dot{x} + \dot{y} \sin \beta_2)^2 + (\dot{y} \cos \beta_2)^2 \} =$$

$$= \frac{m_1 + m}{2} \dot{x}^2 + \frac{m}{2} \dot{y}^2 + m \dot{x} \dot{y} \sin \beta_2; \quad (IV-75)$$

$$U = \frac{c_n y^2 \sin^2 \beta_1}{2} + \frac{c_m x^2}{2}. \quad (IV-76)$$

Уравнения собственных колебаний имеют вид

$$\left. \begin{aligned} (m_1 + m) \ddot{x} + m \ddot{y} \sin \beta_2 + c_m x &= 0; \\ m \ddot{y} + m \ddot{x} \sin \beta_2 + c_n y \sin^2 \beta_1 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (IV-77)$$

Из схемы видно, что при $\beta_2 = 0$ колебания всей машины (масса $m_1 + m$) по координате x разделяются с колебаниями масс стрелы ротора или консоли противовеса m , если их возможные смещения y нормальны смещениям x .

С целью упрощения анализа положим в уравнении (IV-77) $\beta_1 = \beta_2 = 30^\circ$; тогда будем иметь

$$\ddot{x} + \omega_1^2 x + \frac{0,5m}{m_1 + m} \ddot{y} = 0; \quad \ddot{y} + \omega_2^2 y + 0,5\ddot{x} = 0, \quad (\text{IV-77}')$$

где $\omega_1^2 = \frac{c_m}{m_1 + m}$ и $\omega_2^2 = \frac{c_n}{4m}$ — парциальные частоты.

Не приводя вычислений, укажем, что даже при $m_1 = 4m$ (фактически $m_1 > 4m$) в случае, если $\left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 > 2$, что в реальных конструкциях всегда имеет место, частоты собственных колебаний системы, вычисленные из (77'), практически не отличаются от парциальных частот ω_1 и ω_2 , а совместность форм колебаний мала.

Аналогичные выкладки можно сделать для динамической системы на рис. 81, б

$$T = \frac{m}{2} (\dot{x}^2 + \dot{y}^2); \quad (\text{IV-78})$$

$$U = \frac{c_n x^2}{2} + \frac{c_n}{2} (y \sin \beta_2 - x \cos \beta_2)^2. \quad (\text{IV-79})$$

Из рис. 81, б видно, что при $\beta_2 = \frac{\pi}{2}$ колебания по координатам x и y должны разделяться, так как T и U оказываются функциями только x^2 и y^2 .

Положив $\beta_2 = \frac{\pi}{4}$, получим следующую систему совместных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} + (\omega_1^2 + \omega_2^2)x - \omega_2^2 y &= 0; \\ \ddot{y} + \omega_1^2 y - \omega_2^2 x &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV-80})$$

где $\omega_1^2 = \frac{c_n}{m}$ и $\omega_2^2 = \frac{c_n}{2m}$ — парциальные частоты.

При $\frac{\omega_1}{\omega_2} > 3$ собственные частоты системы (IV-80) отличаются от парциальных частот ω_2 и ω_1 не более чем на 5%, а колебания по этим координатам практически разделяются.

Представленная на рис. 67, б динамическая система, соответствующая случаю стопорения роторного колеса внизу забоя, позволяет определять нагрузки, возникающие в стреле при ее продольных колебаниях.

Следует отметить также, что в полную динамическую систему, описывающую колебания конструкции в вертикальной плоскости при передвижении машины, можно включить инерционную массу вращающихся частей привода механизма передвиже-

ния. Схематично эта совместность представлена в виде, указанном на рис. 81, в, где m_{np} — приведенная к поступательному движению масса привода передвижения машины.

Нетрудно показать, что собственные колебания массы m (рис. 81, в) на подвеске c_n практически независимы от колебаний масс m_{np} и m_1 , которые сами могут быть рассмотрены по упрощенным схемам на рис. 81, г, д [41].

Вследствие полноповоротности роторных экскаваторов вертикальная плоскость продольных колебаний всей машины на c_m (рис. 81, а, в) может не совпадать с вертикальной плоскостью колебаний консольных конструкций на подвесках и надстройке, а составлять с ней некоторый угол φ . При $\varphi = \frac{\pi}{2}$ эти колебания разделяются. Совместными при $\varphi \neq 0$ могут быть продольные колебания указанного вида и колебания машины в плоскости поворота, которые по аналогичным причинам также разделяются на независимые.

Принципиально совместность продольных колебаний машины с колебаниями в вертикальной плоскости и плоскости поворота может приводить к совместности и этих последних. Однако для реальных конструкций роторных экскаваторов это практически не имеет места.

Более реальной может являться совместность вертикальных колебаний стреловых и консольных конструкций с их крутильными колебаниями (§ 23). Следует отметить, что крутильные колебания роторных стрел оказываются совместными и с колебаниями элементов конструкции машины в плоскости поворота. В связи с этим возможна и совместность колебаний в вертикальной плоскости и плоскости поворота.

Вследствие симметрии конструкции роторных экскаваторов относительно плоскости вертикальных колебаний без посредства других видов колебаний возможность совместности колебаний в вертикальной плоскости с колебаниями в плоскости поворота отсутствует, за исключением случая параметрически возбуждаемых колебаний, появление которых для роторных экскаваторов, в противоположность отвалообразователям, менее вероятно.

Основной причиной, приводящей к совместности крутильных колебаний с колебаниями другого вида, является близость частот собственных парциальных колебаний, и если это условие отсутствует, то совместность обычно становится малой.

Все сказанное выше позволяет колебания в вертикальной плоскости рассматривать и анализировать независимо от других видов колебаний конструкции роторного экскаватора.

Динамические системы роторных экскаваторов в вертикальной плоскости без больших погрешностей можно рассматривать как линейные. Выше указывалось на возможные нелинейности,

к которым относятся нелинейность жесткости грунтов c_n и c_s (рис. 67, 70 и 71), незначительная периодическая нелинейность инерционности масс грунта в ковшах, а также нелинейность от провисов длинных канатов подвесок стрел и консолей, учет которой может быть сделан на основании данных, приведенных в § 14 и 15.

В качестве примера, иллюстрирующего применение изложенных принципов составления динамических систем роторных экскаваторов в вертикальной плоскости, рассмотрим определение собственных низкочастотных характеристик динамической системы металлоконструкции экскаватора ЭРГ-100 (рис. 69). Параметры динамической системы здесь означают: c_1 — продольная жесткость канатов подвески стрелы ротора от головы стрелы до пилона надстройки (O); c_2 — жесткость канатов подвески стрелы ротора, идущих от точки O до барабанов лебедки подъема; c_3 — продольная жесткость канатов подвески пилона надстройки (OA); c_4 — продольная жесткость канатов подвески разгрузочной консоли; c_5 — приведенная жесткость надстройки, представленная на схеме в виде условного упругого стержня AF; m_p — масса установки ротора и оголовка; m_n — масса противовеса плюс приведенная масса надстройки с лебедками; q_1 — распределенная на длине l_1 масса стрелы ротора; q_2 — распределенная на длине l_2 масса разгрузочной консоли; $c_1 - c_4$ — продольные жесткости канатных подвесок для указанного на рис. 69 положения стрелы ротора соответственно составляют 2500, 270, 3000, 1500 $\frac{r}{x}$.

Определение жесткости c_5 проведем следующим образом. Приложим к m_p силу $P = 1$ по направлению возможного смещения массы m_p , перпендикулярному к оси стрелы O_2O_1 . Определим смещение m_p согласно формуле

$$\Delta_1 = \sum_{i=1}^n \frac{\bar{S}_i^2 l_i}{EF_i} \quad (IV-81)$$

где \bar{S}_i — усилие в одном из стержневых элементов части надстройки FADO₁K;

F_i и l_i — соответственно площадь поперечного сечения и длина этого элемента;

n — полное число элементов основной нагруженной части надстройки FADO₁K.

Соответственно жесткость надстройки, приведенная к точке O_2 , будет равна $c = \frac{1}{\Delta_1}$ и приведенная к направлению AF определится как

$$c_5 = c \frac{l_1^2}{l_0^2} \quad (VI-82)$$

где $l_1 = O_1O_2$ по рис. 69, α , l_0 — расстояние по перпендикуляру от точки O_1 до линии AF .

Считая верхнюю часть надстройки недеформируемой, осуществив приведение масс ее к m_n . Доля от масс надстройки, отнесенная к массе m_n , мала.

Полученные значения c_5 и m_n составляют: $c_5 \approx 10\,000 \frac{\tau}{м}$, $m_n = 9 \frac{\tau}{м} \text{сек}^2$. Значения остальных параметров динамической системы, вычисленные по чертежам узлов, равны $m_p = 5 \frac{\tau}{м} \text{сек}^2$;

$q_1 = 0,15 \frac{\tau}{м^2} \text{сек}^2$; $q_2 = 0,05 \frac{\tau}{м^2} \text{сек}$ для случая, когда на транспортерах нет грунта. Влиянием массы пилона надстройки OA пренебрегаем по малости.

Ввиду малой изгибной податливости стрелы ротора и разгрузочной консоли по сравнению с приведенной податливостью подвесок, стрелы ротора и консоли первыми в расчетах пренебрегаем.

Выберем обобщенные координаты системы. Пусть x_1 — возможное смещение точки O_2 (центр масс m_p); x_2 — точки C (центр масс m), x_2 перпендикулярно O_1C ; x_3 — возможное смещение точки E ; x_4 — возможное (перпендикулярно OA) смещение точки O при остальных x_i , равных нулю; x_5 — возможное смещение точки A , перпендикулярное к O_1A .

Кинетическая энергия системы в функции принятых обобщенных координат определится как

$$T = 2,5\dot{x}_1^2 + \frac{20 \cdot 0,15}{3} \dot{x}_1^2 + 4,5\dot{x}_2^2 + \frac{0,05 \cdot 20^3}{3} \frac{\dot{x}_3^2}{10^2} = 3\dot{x}_1^2 + 4,5\dot{x}_2^2 + 0,67\dot{x}_3^2. \quad (IV-83)$$

Для расчета потенциальной энергии, аккумулируемой в упругих элементах надстройки, определим вначале деформации участков подвески стрелы VO и OC' (Δ_1 и Δ_2), подвески пилона надстройки OB (Δ_3), подвески DE — Δ_4 и условного упругого элемента AF — Δ_5 .

Исходя из геометрии системы на рис. 69, имеем

$$\Delta_5 = 0,635x_5 = 0,332x_2; \quad (IV-84)$$

$$\Delta_1 = 0,747x_1 - 0,9x_4 - 2,475x_2; \quad (IV-85)$$

$$\Delta_2 = 0,55x_2; \quad (IV-86)$$

$$\Delta_3 = 0,52x_4; \quad (IV-87)$$

$$\Delta_4 = 0,312x_2 - 0,25x_3. \quad (IV-88)$$

Из зависимости (IV-84) видно, что x_5 и Δ_5 линейно зависят от x_2 , следовательно, потенциальная энергия, аккумулируемая в надстройке, равна

$$U_n = \frac{c_3 \Delta_5^2}{2} = 1102,2x_2^2. \quad (IV-89)$$

Формула (IV-88) позволяет определить энергию, аккумулируемую в подвеске разгрузочной консоли:

$$U_4 = \frac{c_3 \Delta_4^2}{2} = 73x_2^2 - 117x_2x_3 + 46,9x_3^2. \quad (IV-90)$$

Для определения потенциальной энергии, аккумулируемой в подвесках стрелы ротора и пилона, освободимся от координаты x_4 , рассмотрев равновесие узла O под действием только упругих сил.

Суммарная длина каната подвески стрелы ротора, определяемая по формуле (IV-71), будет равна $l_n = 104$ м. Согласно формуле (IV-72) полная деформация ветви подвески равна

$$\Delta_n = 6\Delta_1 + \Delta_2 = 4,49x_1 - 14,85x_2 - 4,85x_4. \quad (IV-91)$$

Усилие в одной ветви подвески, состоящей из двух канатов, определится как

$$P = \frac{E \cdot F}{i_n} \Delta_n = \frac{1,1 \cdot 10^7 \cdot 5 \cdot 10^{-4}}{101} \Delta_n = 52,9\Delta_n \text{ т};$$

$$P = 237x_1 - 785x_2 - 256x_4, \quad (IV-92)$$

где Δ_n в м.

Если через P_0 обозначить усилие в подвеске c_3 и рассмотреть равновесие узла O , составив условие равенства нулю всех сил, нормальных к оси Ol , то получим следующее уравнение:

$$2 \cdot 4,87P = 0,52P_0. \quad (IV-93)$$

На рис. 69, а показана возможная условная графическая интерпретация полиспафта подвески, когда $\frac{r_1}{r_2} = i$ — полиспадность подвески.

Выразив силы P и P_0 через Δ_n и Δ_3 , получим следующее равенство:

$$2 \cdot 4,87 [237x_1 - 785,8x_2 - 256x_4] = 0,52 \cdot 3000 [0,52x_4],$$

которое позволяет x_4 выразить через x_1 и x_2 , а затем Δ_n и Δ_3 уже только через x_1 и x_2 :

$$x_4 = 0,554x_1 - 1,832x_2; \quad (IV-94)$$

$$\Delta_n = 1,11x_1 - 3,65x_2; \quad (IV-95)$$

$$\Delta_3 = 0,362x_1 - 1,2x_2. \quad (IV-96)$$

Теперь на основании (IV-73) запишем потенциальную энергию подвески стрелы ротора:

$$U_{np} = 2 \frac{52,9}{2} [1,11x_1 - 3,65x_2]^2 = 65x_1^2 - 429x_1x_2 + 704x_2^2. \quad (IV-97)$$

Потенциальная энергия подвески пилона надстройки будет равна

$$U_{пн} = \frac{c_3 \bar{\Delta}_3^2}{2} = 196,5x_1^2 - 1303x_1x_2 + 2160x_2^2. \quad (IV-98)$$

Выражения (IV-89-90) и (IV-97-98) позволяют составить выражение полной потенциальной энергии в функции обобщенных координат:

$$U = 210,9x_1^2 - 1395x_1x_2 + 3474x_2^2 - 117x_2x_3 + 46,9x_3^2. \quad (IV-99)$$

На основании выражений (IV-83) и (IV-99) составляем уравнения малых собственных колебаний (IV-1'):

$$\left. \begin{aligned} 6\ddot{x}_1 + 533x_1 - 1732x_2 &= 0; \\ 9\ddot{x}_2 - 1732x_1 + 8080x_2 - 117x_3 &= 0; \\ 1,34\ddot{x}_3 - 117x_2 + 93,8x_3 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (IV-100)$$

Частоты собственных колебаний системы (IV-100) будут: $p_1 = 0,82$ гц; $p_2 = 1,33$ гц и $p_3 = 5$ гц. Экспериментальными исследованиями для данного положения ротора получены соответственно частоты $p_1 \approx 0,7$ гц и $p_2 \approx 1,32$ гц. Разница расчетного и экспериментального значения p_1 объясняется в основном неучетом в расчете податливости грунтового основания.

Следует отметить, что основная частота собственных колебаний ЭРГ-400 $\sim 0,7$ гц характерна для машин данного класса. С увеличением размеров машины эта частота, как правило, уменьшается, а с уменьшением размеров увеличивается.

Проведенные расчеты, подтверждаемые экспериментами, дают следующие частоты собственных колебаний в вертикальной плоскости для экскаватора ЭРГ-1600 $\frac{40}{10}$: $p_1 = 0,5 \div 0,6$ гц; $p_2 \approx 0,9 \div 1,1$ гц и $p_3 \approx 1,8 \div 2,1$ гц. Близкий к указанному спектр собственных частот имеет место и у роторного экскаватора ЭРШР-1600 [см. § 28, гл. V]. Как правило, третья частота для больших машин соответствует значительным изгибным колебаниям стрелы.

§ 20. ДИНАМИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ ОТВАЛООБРАЗОВАТЕЛЕЙ В ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ

Ввиду симметрии конструкций верхнего поворотного строения отвалообразователей относительно вертикальной плоскости, проходящей по оси отвальной консоли, колебания в этой

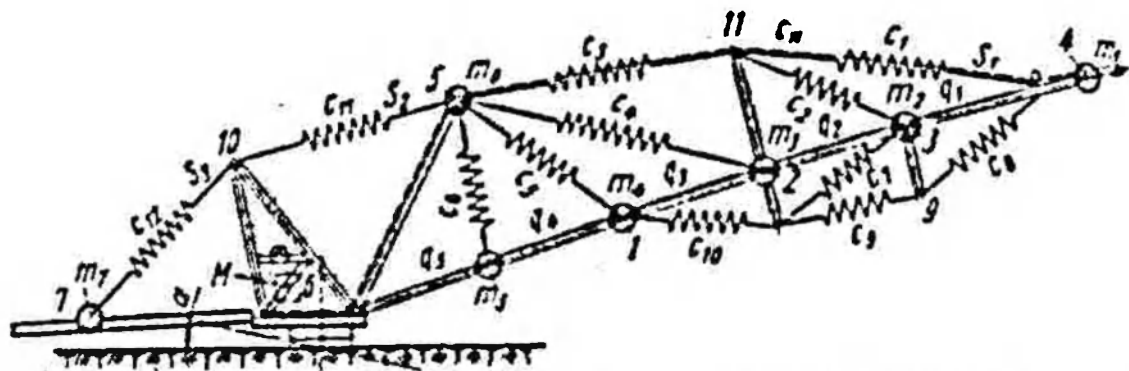


Рис. 82. Динамическая система отвалообразователя ОШ-1500/105 в вертикальной плоскости

плоскости при линейной постановке задач независимы от колебаний конструкций в плоскости поворота.

Динамические системы отвалообразователей с отвальными консолями, состоящими из ряда шарнирно-сочлененных в вер-

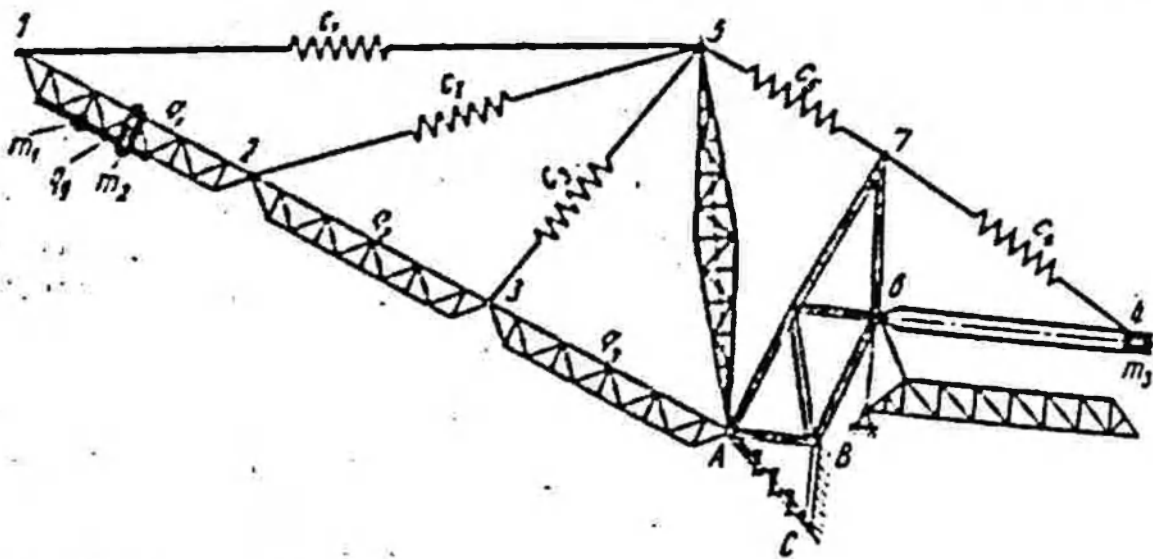


Рис. 83. Динамическая система отвалообразователя ОШ-4500/90 в вертикальной плоскости

тикальной плоскости секций, для определения колебаний, возникающих в них при шагании, могут быть представлены в общем виде (рис. 82 и 83). Параметры m_i и q_i определяют сосредоточенные и распределенные массы элементов конструкции (см. рис. 21 и 23), а c_i — жесткости основных упругих эле-

На основании таких динамических систем можно достаточно точно описать низкочастотные колебания конструкций отвалов, образователей. Теоретический анализ и эксперименты показывают, что основными упругими элементами динамических систем являются канатные подвески консолей, верхнее и нижнее строение надстройки и грунтовое основание. Влияние изгибной податливости секций и продольной податливости консольных конструкций можно не учитывать по малости при расчете основных низких частот.

При составлении дифференциальных уравнений собственных колебаний для рассматриваемых динамических систем ввиду наличия распределенных массовых элементов рекомендуется пользоваться уравнениями Лагранжа второго рода (IV-1'). За обобщенные координаты целесообразно выбирать прежде всего возможные смещения шарнирных узлов сочленений секций, мест под подвесками консолей, соответствующих узлов верхнего и нижнего строения надстройки, головы главного пилона и промежуточных.

Составление зависимостей для полной кинетической и потенциальной энергии системы в функции принятых обобщенных координат проводится методами, подобными указанным в § 19 для роторных экскаваторов.

Кинетическая энергия сосредоточенной массы m_i (рис. 84, а) определяется через обобщенную скорость \dot{x}_i как

$$T = \frac{1}{2} m_i \dot{x}_i^2. \quad (IV-101)$$

Для секций с распределенной массой q и консолей (рис. 84, б) кинетическую энергию в функции смещения концов можно вычислить по формуле

$$T = \frac{ql}{6} [\dot{x}_1^2 + \dot{x}_1 \dot{x}_2 + \dot{x}_2^2] + \frac{ql}{2} \dot{x}_3^2. \quad (IV-102)$$

Можно принимать в большинстве случаев для секций $x_3 = 0$, для приемной и противовесной консолей и главных пилонов $x_3 = 0$ и $x_2 = 0$ (рис. 84, в), для промежуточных пилонов $x_2 = 0$.

Деформации канатных подвесок можно определять, не учитывая составляющие более высокого порядка, исходя из наиболее общей схемы (рис. 84, г), как

$$\Delta = x_1 \sin \alpha + x_2 \cos \alpha + x_3 \sin \alpha + x_4 \cos \alpha. \quad (IV-103)$$

Для частных случаев некоторые из x_{1-4} могут равняться нулю (рис. 84, д, е). Угол α определяется из геометрии конструкции (рис. 82 и 83).

Возможность проведения расчетов без учета нелинейности продольной жесткости канатов от провиса рассмотрена в § 17.

Потенциальная энергия каната или подвески определится через их жесткость c и деформацию Δ как $U = \frac{c\Delta^2}{2}$.

Потенциальная энергия элементов металлоконструкций, работающих на растяжение-сжатие, определяется аналогично.

Анализ полиспастных подвесок консолей и пилонов показал также, что, несмотря на возможную существенную неравномерность распределения нагрузок по отдельным канатам полиспаста, потенциальную энергию колебаний в подвеске в целом без

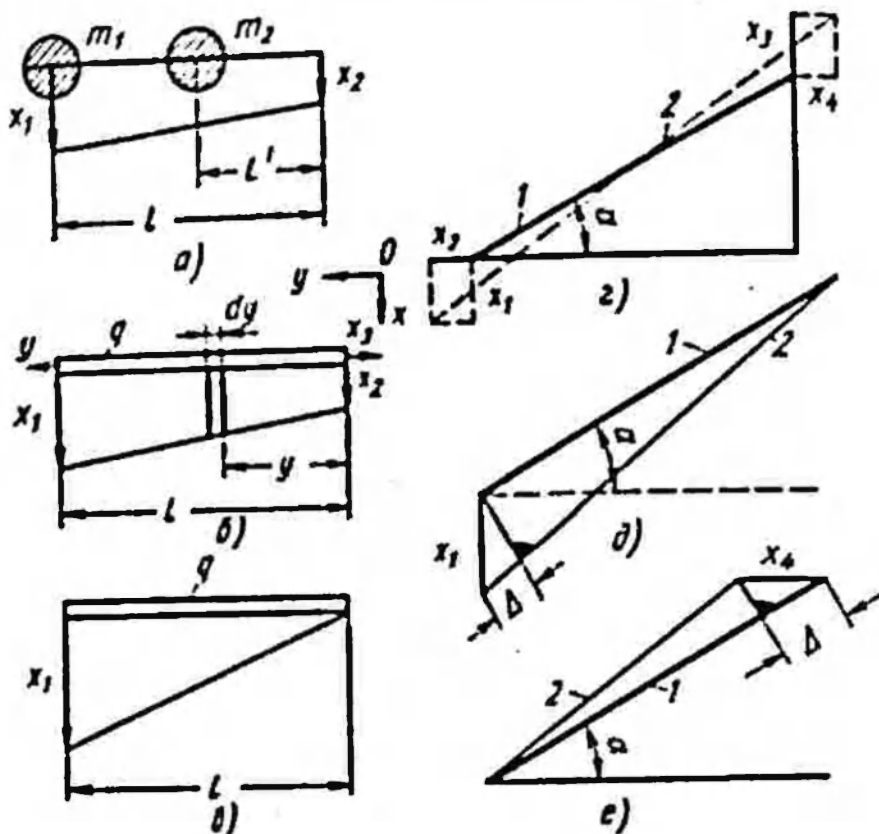


Рис. 84. Схемы к определению кинетической и потенциальной энергии элементов отвалообразователей

существенной погрешности можно определять исходя из равномерного распределения нагрузки по канатам.

Необходимо учитывать, что при вращении блоков подвески в процессе колебаний потери энергии колебаний в подвесках с большой кратностью полиспаста будут значительными.

В машинах с шагающим ходовым оборудованием следует принимать во внимание, что при шагании по грунтовому основанию всегда происходит качание машины. На рис. 85 представлены схемы возможного моделирования жесткости грунтового основания при расчетах машины на колебания.

Схемы (рис. 85, а и б) позволяют определить соответствующую условную жесткость грунта для расчета колебаний машины, которая представлена по рис. 85, в. При деформации грун-

та под базой круговая жесткость основания относительно центра поворота базы O , определяемая как $c_0 r^2$, будет равна

$$c_2 = \frac{\pi}{4} r^4 k, \quad (IV-104)$$

где r — радиус базы;

k — несущая способность грунта $\left(\frac{\text{кг}}{\text{см}^3}\right)$.

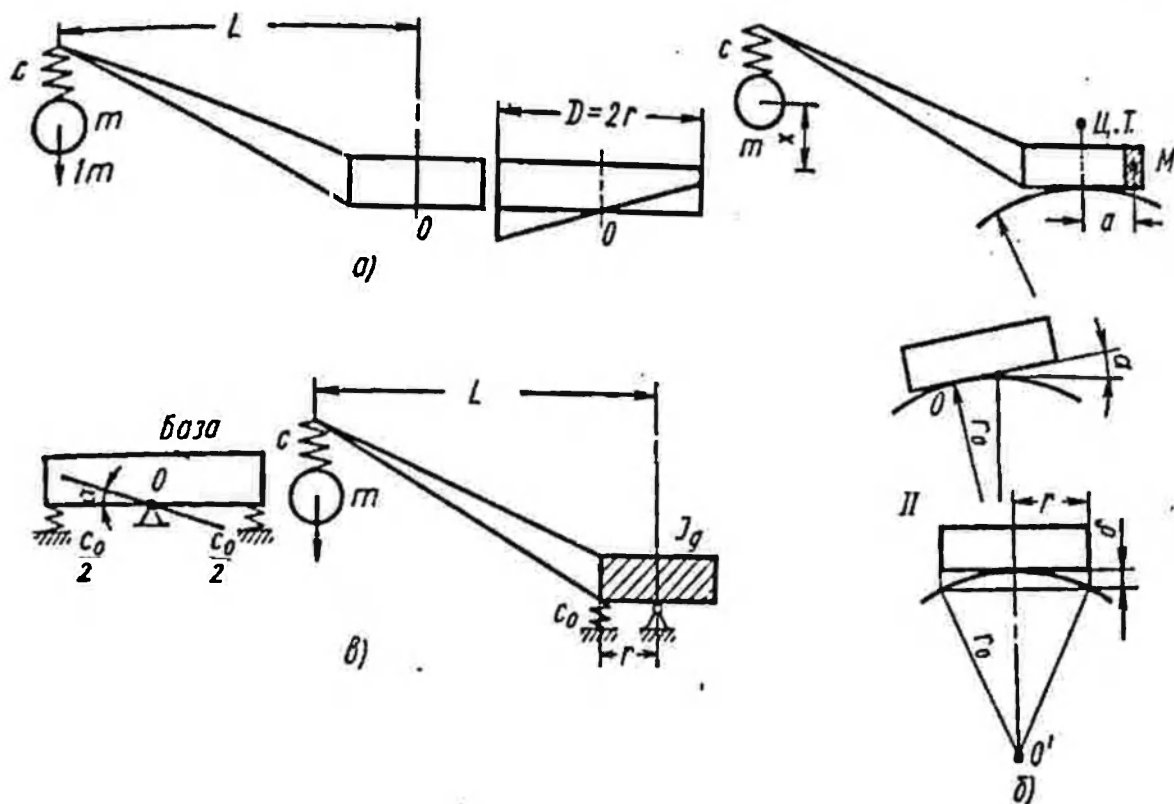


Рис. 85. Схемы моделирования грунтового основания при колебаниях шагающих отвалообразователей

При колебаниях машины на грунте по схеме на рис. 85, б круговая жесткость выразится как

$$c_2 = Q_n r_0, \quad (IV-105)$$

где Q_n — вес машины;

r_0 — радиус сферы качания.

Подобным же образом, исходя из характеристики k , можно учесть влияние жесткости грунтового основания на колебания машин, имеющих гусеничное или шагающе-рельсовое ходовое оборудование.

Для учета колебаний машины на грунтовом основании при составлении полной динамической системы целесообразно ввести дополнительную обобщенную координату — угол поворота базы α вокруг центра поворота, проходящего по центру базы.

Тогда потенциальная энергия, аккумулируемая в приведенной условной жесткости грунта, будет равна

$$U_s = \frac{1}{2} c_s \alpha^2. \quad (\text{IV-106})$$

Когда машины работают на твердых каменных или мерзлых грунтах, возможны случаи, когда $c_s \rightarrow \infty$ и $\alpha \rightarrow 0$. Динамические нагрузки в упругих элементах конструкции при этом, как правило, имеют большую величину, чем в случаях, когда грунт обладает достаточной податливостью.

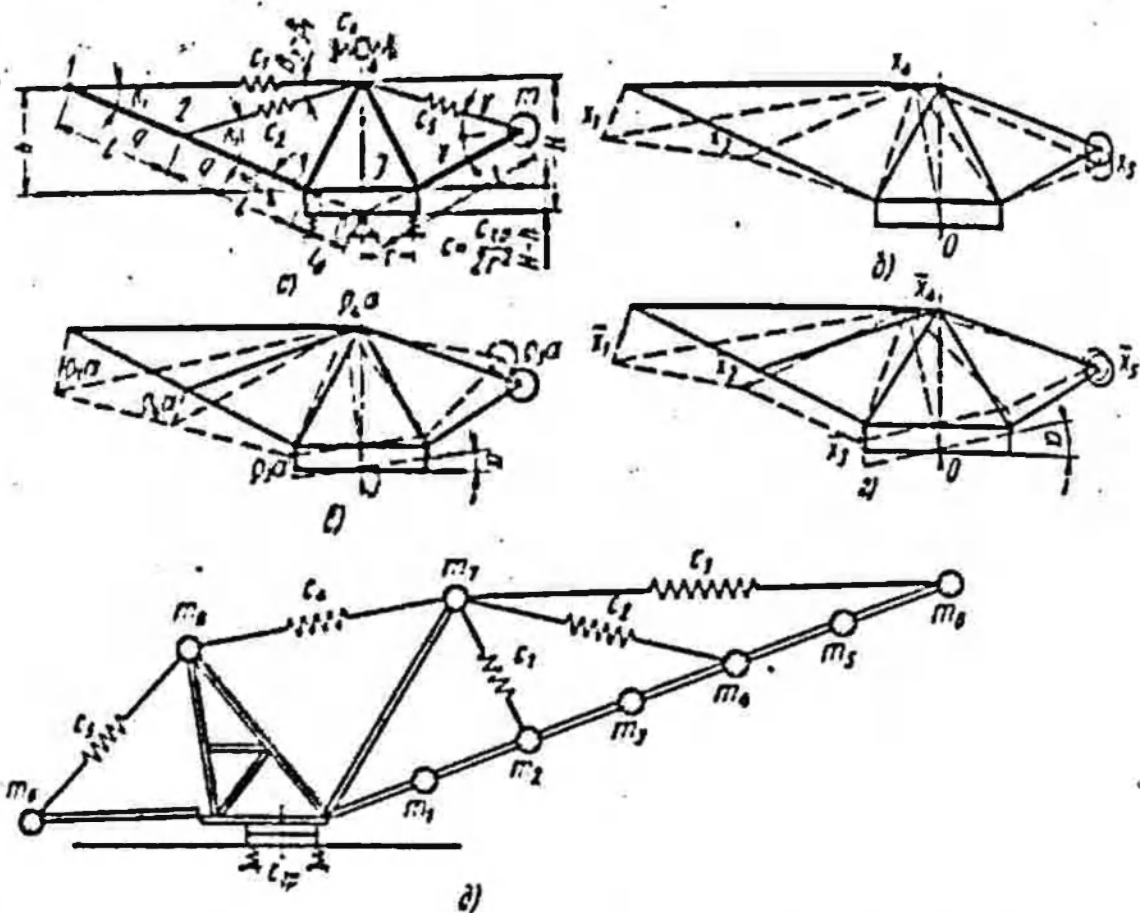


Рис. 86. Схемы по формам колебаний (а, б, в, г) и динамическая система отвалобразователя с неразрезной отвальной консолью (д)

При наличии координаты α обобщенные координаты динамической системы можно выбирать двумя путями (рис. 86).

Первый путь,— когда за обобщенные координаты принимаются угол поворота машины на грунтовом основании α и возможные смещения шарнирных узлов сочленений секций, мест под подвесками консолей и т. д. на упругостях конструкции отвалобразователя. При этом полные смещения шарнирных узлов сочленений секций и др. будут складываться из двух составляющих: возможного смещения на упругостях конструкции x_i и смещения со всей машиной за счет поворота ее на

грунте ρ_i , где ρ_i — расстояние от центра поворота до соответствующей точки (рис. 86, в).

Второй путь, — когда за обобщенные координаты принимаются угол поворота машины на грунтовом основании и возможные смещения шарнирных узлов сочленений секций и др. по возможным направлениям x_i . Иллюстрация этих путей дана на рис. 86, где показана динамическая система (рис. 86, а) и деформированные состояния ее: только на упругих элементах конструкции x_i (рис. 86, б), только от угла поворота конструкции вокруг точки O (рис. 86, в), полное суммарное деформированное состояние \bar{x}_i (рис. 86, г).

По трудоемкости составления выражений энергий и дифференциальных уравнений собственных колебаний и дальнейших вычислений собственных характеристик динамических систем и амплитуд колебаний оба пути выбора обобщенных координат практически равноценны. Разница между ними заключается в том, что в первом случае более простой вид будет иметь потенциальная энергия колебаний системы, во втором — кинетическая.

Определив деформации упругих звеньев динамической системы в функции принятых обобщенных координат, можно освободиться от ряда первоначально принятых обобщенных координат, выразив их линейно через другие, т. е. понизить число степеней свободы. Так, например, смещения точек 5, 8, 9, 10 и 11 на рис. 82 можно линейно выразить через возможные смещения точек 1—4, 7 и α . Линейные зависимости их составляются исходя из равновесия сил, действующих на соответствующие узлы, без учета сил инерции малых масс.

Для неразрезных конструкций отвальных консолей, которым характерна динамическая система по рис. 86, д, при составлении дифференциальных уравнений собственных колебаний целесообразно применить обобщенный закон Гука. Сложность такого рода динамических систем определяется статической неопределенностью конструкции отвальной консоли.

Жесткие конструкции отвальных консолей типа изображенных на рис. 86, д допускают простое одномассовое их представление.

§ 21. ВЫСОКОЧАСТОТНЫЕ СОБСТВЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ ОТВАЛЬНЫХ КОНСОЛЕЙ И СРЕЛ В ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ

Для выяснения возможности возникновения резонансных колебаний консольных конструкций и стрел от дебаланса и эксцентриситета роликоопор, а также от биения комьев грунта при прохождении роликоопор, необходимо исследовать высокочастотные собственные характеристики прежде всего консольных

конструкций, несущих транспортеры. Наиболее затруднительным оказывается их анализ при расчете отвальных консолей отвалообразователей.

Проведенный анализ динамических систем отвалообразователей показывает, что первые две-три низкие частоты собственных колебаний машины в вертикальной плоскости определяются прежде всего податливостью канатных подвесок, надстройки и др. Проявляются они при неустановившихся режимах движения машины, от порывов ветра и при значительных дебалансах концевых барабанов транспортеров. Более высокие частоты собственных колебаний соответствуют, как правило, формам колебаний, в которых проявляется изгибная деформация стрел и консолей, или соответствуют колебаниям отдельных элементов ферм (раскосы и т. д.). Они определяются как податливостью подвесок, так и изгибными деформациями консольных и стреловых конструкций. При этом значения частот и форм колебаний существенно зависят от наличия грунта на транспортерах.

Частоты этой области, лежащие в пределах $15 \text{ рад/сек} < p < 40 \text{ рад/сек}$, определяются наиболее трудно. В этом диапазоне частот могут иметь место колебания, возникающие от бегущих комьев грунта, проходящих через роликоопоры. Более высокие частоты собственных колебаний соответствуют формам колебаний, отвечающим в основном деформациям изгиба и сдвига элементов конструкций консолей и стрел, а энергетический баланс подвесок становится незначительным. Частоты внешних воздействий от дебаланса и эксцентриситета роликов роликоопор лежат в области этих частот.

Определение высоких частот собственных колебаний отвальных консолей и стреловых конструкций можно проводить на динамических системах, изображенных на рис. 87, а—г.

При составлении таких систем считаем возможным:

1) выделить динамическую систему отвальной консоли или стрелы при отыскании высоких частот собственных колебаний из полной динамической системы машины в вертикальной плоскости;

2) пренебречь продольным сжатием консолей и искривлением движущегося по транспортеру потока грунта;

3) пренебречь влиянием массы транспортерной ленты с грунтом или без грунта.

Справедливость первого положения нетрудно доказать из динамической системы (рис. 88, а), приняв, что система $c_1 - m_1$ имитирует колебания машины с низкой частотой в вертикальной плоскости, а система $c_2 - m_2$ имитирует изгибные колебания конструкции.

Справедливость второго положения можно оценить на схеме (рис. 88, б). Дифференциальное уравнение, описывающее поперечные колебания стержня (секции) с учетом сжимающего

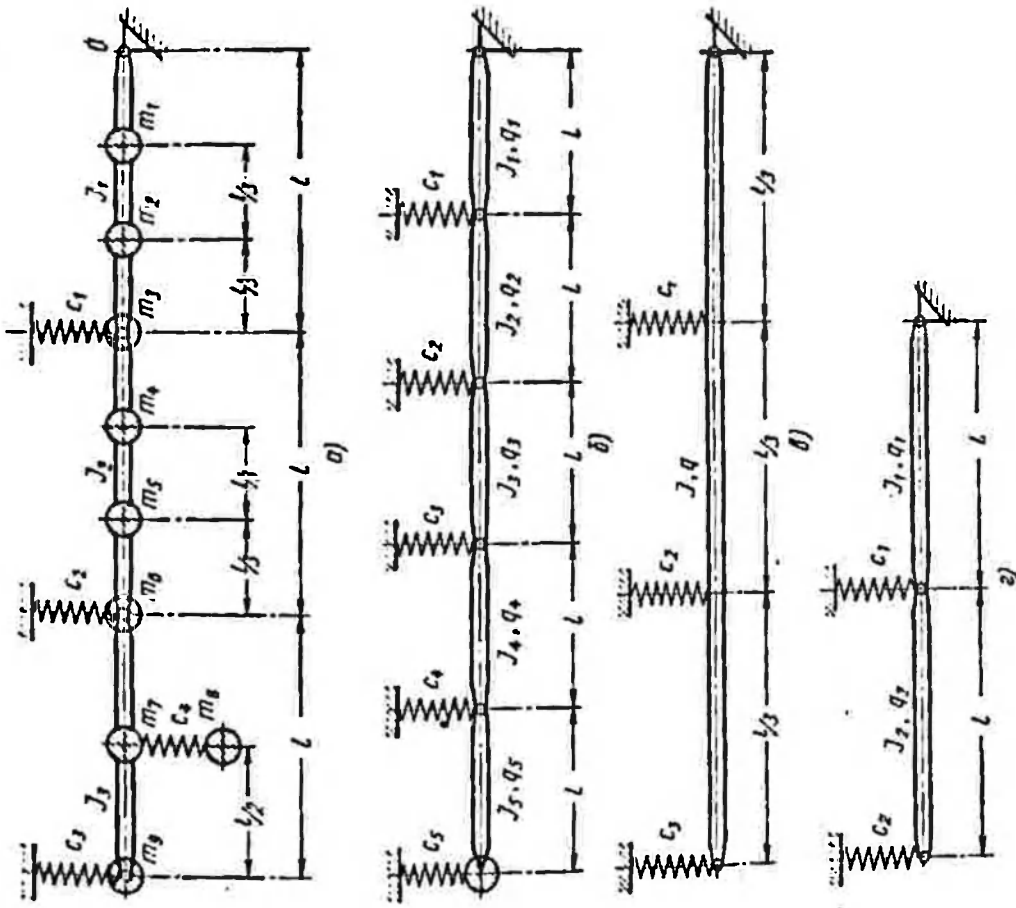


Рис. 87. Динамические системы консольных и стреловых конструкций для расчета высокочастотных собственных колебаний

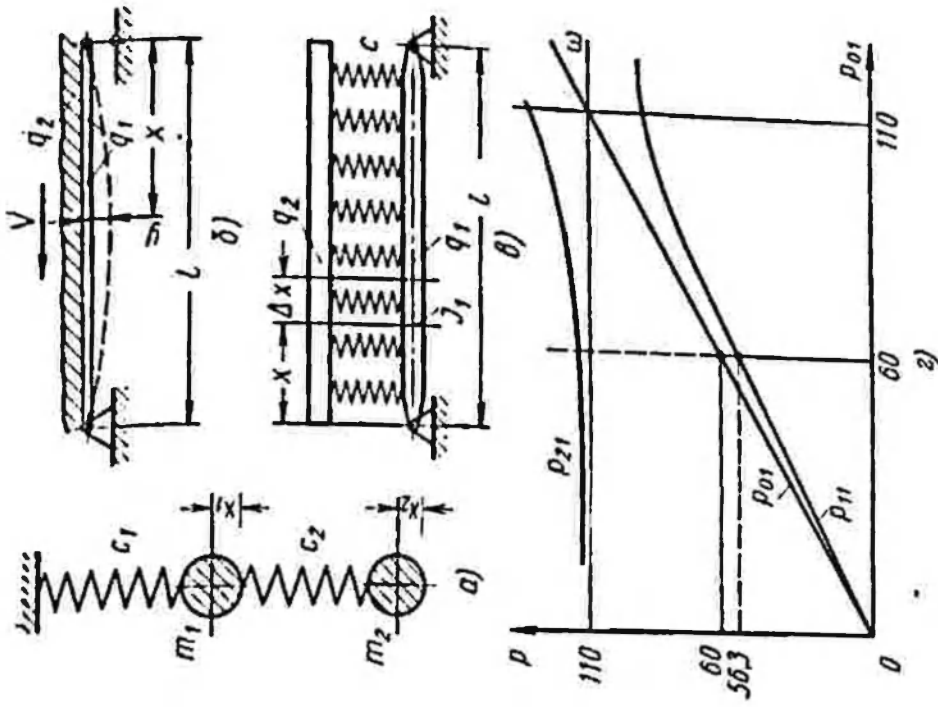


Рис. 88. Расчетные схемы для оценки допущений

усилия и фактора искривления движущегося потока грунта, имеет вид [54, 57, 63]:

$$EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} - (N + q_2 N_T^2) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + q_1 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0. \quad (\text{IV-107})$$

Частоты собственных колебаний для этой системы определяются формулой

$$\bar{p}_i = \left(\frac{l\pi}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EJ}{q_1}} \sqrt{1 - \frac{N + q_2 V_T^2}{P_{кр}}} = k p_i; \quad (\text{IV-108})$$

$$i = 1, 2, 3, \dots$$

где $p_i = \left(\frac{l\pi}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EJ}{q_1}}$ — частоты собственных поперечных колебаний стержня (секции) при $N = 0$ и $V_T = 0$.

В формулах (IV-107) и (IV-108):

y — амплитуда поперечных колебаний стержня;

x — текущая координата вдоль стержня;

J — момент инерции стержня;

E — модуль упругости;

N — сжатие вдоль стержня;

V_T — скорость движения ленты;

q_2 — погонная масса ленты с грунтом;

q_1 — погонная масса стержня (секции);

$P_{кр}$ — критическая сила потери устойчивости стержня.

Для конкретных конструкций отвалообразователей $k = 0,96 \div 0,98$, что говорит о справедливости анализируемого допущения. Справедливость третьего допущения рассмотрим на примере динамической системы (рис. 88, в).

Рассмотрев равновесие участка Δx , лежащего между сечениями x и $x + \Delta x$, уравнение колебаний масс системы q_1 и q_2 можно записать в виде

$$q_1 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + EJ_1 \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = -q_2 \frac{\partial^2 \bar{y}}{\partial t^2};$$

$$-q_2 \frac{\partial^2 \bar{y}}{\partial t^2} = c(\bar{y} - y), \quad (\text{IV-109})$$

где новыми параметрами являются:

\bar{y} — амплитуда поперечных колебаний ленты;

q_2 — погонная масса ленты;

c — погонная приведенная поперечная жесткость ленты (§ 24).

Частоты собственных поперечных колебаний системы, исходя из уравнения (IV-109), определяются как

$$p_{1i}; 2i = \frac{\left[p_{0i}^2 + \omega^2 \left(1 + \frac{q_2}{q_1} \right) \right] \pm \sqrt{\left[p_{0i}^2 - \omega^2 \left(1 + \frac{q_2}{q_1} \right) \right]^2 + 4p_{0i}^2 \omega^2 \frac{q_2}{q_1}}}{2};$$

(IV-110)

$$i = 1, 2, 3, \dots; \quad p_{0i}^2 = \left(\frac{i\pi}{l} \right)^4 \frac{EJ}{q_1}; \quad \omega^2 = \left(\frac{\pi}{l} \right)^2 \frac{T}{q_2}.$$

На рис. 88, 2 показаны кривые p_{11} и p_{21} в функции p_{01} для случая $\omega^2 = 12\,100 \text{ (рад/сек)}^2$, что соответствует квадрату низкой частоты поперечных колебаний порожней рабочей ветви транспортера отвальной консоли отвалообразователя ОШ-1500/105 при $\frac{q_2}{q_1} = 0,1$. Из графика видно, например, что при $p_{01} \leq 60$ p_{11} мало отличается от p_{01} , а p_{21} от ω .

При наличии грунта на транспортерах поперечные колебания ленты с грунтом из-за большого демпфирования грунтового потока далеко от роликоопор практически не распространяются (см. § 37). Поэтому масса грунта с лентой может не учитываться при определении высокочастотных колебаний конструкции консоли.

Переходя к анализу динамических систем, остановимся на разрезных конструкциях.

Динамическая система (рис. 87, а) составлена применительно к отвальной консоли отвалообразователя ОШ-4500/90. Она состоит из ряда приведенных масс $m_1 - m_9$, число которых и значения, выраженные через реальные массовые параметры секций консоли и расположенных на них масс (телескоп, питатели, барабаны), выбраны так, чтобы сохранить высокие собственные гармоникки динамической системы консоли, при которых формы прогиба секций могут отвечать не только уравнению $y \approx a \sin \frac{\pi x}{l}$, но и $y \approx a \sin \frac{2\pi x}{l}$. В этом случае наиболее высокие частоты собственных колебаний динамических систем реальных конструкций оказываются близкими к круговой скорости вращения роликоопор — частоты основного внешнего периодического воздействия от дебаланса и эксцентритета роликов роликоопор. Если q — погонная масса секции длиной l , то приведенные массы m_1, m_2, m_4 и m_5 , расположенные в пролетной части двух первых секций, равны $\frac{ql}{3}$ каждая; по $\frac{ql}{6}$ приводятся массы и в концы секций. Массовое представление

третьей (верхней) секции отличается значительной массой $m_7 = 0,5ql$ в середине прелета. Поэтому для нее принимается $m_7 = 0,5ql$.

Собственные характеристики динамической системы (рис. 87, а) можно исследовать как на основании обобщенного закона Гука, так и уравнений Лагранжа второго рода.

При составлении системы дифференциальных уравнений, описывающих собственные колебания ее, за обобщенные координаты следует принимать возможные смещения масс $m_1 - m_7$. Отыскание высоких частот колебаний сложной системы, имеющей в этом случае девять степеней свободы, общими методами затруднительно. Здесь целесообразнее применить метод последовательного определения высоких частот и форм колебаний, изложенный в § 18, или метод гармонических коэффициентов влияния [3], позволяющий определять интересующую нас собственную частоту, ближайшую к частоте внешнего воздействия.

Применительно к отвальной консоли отвалообразователя ОШ-4500/90 параметры динамической системы будут: $m_1 = m_2 = 0,35$; $m_3 = 0,335$; $m_4 = m_5 = 0,31$; $m_6 = 0,35$; $m_7 = 1,4$; $m_8 = 0,4$; $m_9 = 1,5 \frac{т \cdot сек^2}{м}$; $c_1 = 40$; $c_2 = 90$; $c_3 = 170 т/м$; $J_1 = 10^6$; $J_2 = 0,75 \cdot 10^6$; $J_3 = 1,5 \cdot 10^6 см^4$; $c_4 = 400 т/м$ — приведенная жесткость опор телескопа.

Система уравнений собственных колебаний для этой системы исходя из общего уравнения (IV-1) после некоторых преобразований запишется в виде

$$\begin{aligned}
 -\ddot{x}_1 &= 1223x_1 - 768x_2 + 111,4x_3; \\
 -\ddot{x}_2 &= -768x_1 + 1223x_2 - 556x_3; \\
 -\ddot{x}_3 &= 118x_1 - 589x_2 + 1224x_3 - 603x_4 + 132x_5 + 114x_6; \\
 -\ddot{x}_4 &= -640x_3 + 1423x_4 - 924x_5 + 140x_6; \\
 -\ddot{x}_5 &= 140x_3 - 954x_4 + 1423x_5 - 640x_6; \\
 -\ddot{x}_6 &= 106,5x_3 + 124x_4 - 576x_5 + 1253x_6 - 1318x_7 + \\
 &\quad + 659x_8; \\
 -\ddot{x}_7 &= -328x_6 + 945x_7 - 328x_8 - 286x_9; \\
 -\ddot{x}_8 &= 576,5x_6 - 1153x_7 + 676,5x_9; \\
 -\ddot{x}_9 &= -267x_7 + 267x_9.
 \end{aligned}
 \tag{IV-111}$$

Определим форму собственных колебаний, соответствующую

высокой собственной частоте, воспользовавшись итерационной формулой [67]:

$$\lambda_{ik} = \frac{1}{p_k^2} \sum_{j=1}^n c_{ij} \lambda_{jk}, \quad (IV-112)$$

где $p_k^2 = \sum_{j=1}^n c_{ij} \lambda_{jk}$; c_{ij} — коэффициенты уравнения (IV-111); $\lambda_{1k} = 1$.

Остальные λ_{jk} определяются методом итераций. Задав их все исходными λ_{jk} , по формуле (IV-112) определяем новые их значения; подставляя полученные таким образом λ_{jk} снова в формулу (IV-112), вновь получаем λ_{jk} , и так до тех пор, пока входные λ_{jk} и выходные не сравняются.

Параллельно вычисляются значения p_k^2 , которые постоянно также стремятся к истинному значению. Запись уравнений в виде системы (IV-111) приводит к тому, что метод итераций позволяет выделить высокую собственную форму и соответствующую ей частоту. Выделив одну частоту, можно перейти к выделению следующей. Интересующая нас в рассматриваемом примере частота находится в пределах $52 < p_k < 53$ рад/сек, а соответствующая ей форма колебаний представлена на рис. 89, а.

Определение собственных частот, близких к частоте внешнего воздействия, и соответствующих форм колебаний оказывается вполне достаточным (см. § 37) для суждения о динамическом нагружении конструкции под действием высокочастотных периодических нагрузок от дебаланса и эксцентриситета роликов роликоопор.

К динамической системе (рис. 87, а) целесообразно приводить консоли с небольшим числом секций, обладающих различными моментами инерции сечений секций, и несущие промежуточные массы. Отвалы консоли с большим числом секций, имеющих сравнительно одинаковые моменты инерции сечений,

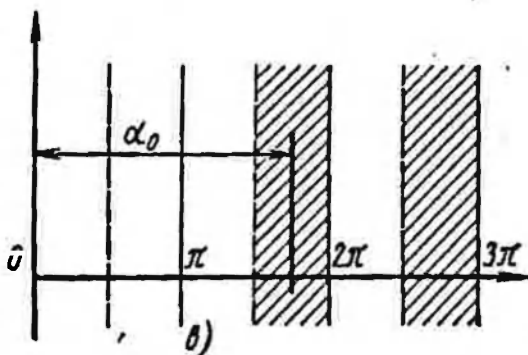
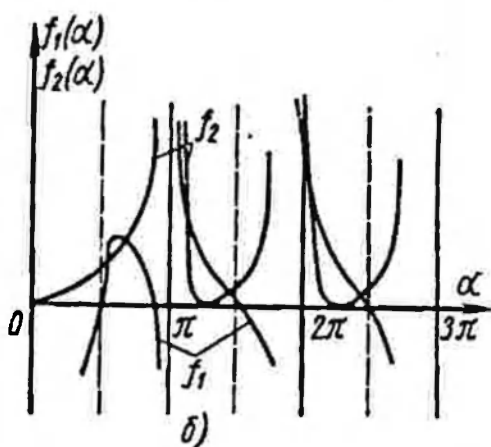
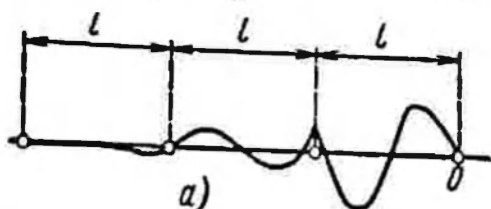


Рис. 89. Графики к определению высоких частот собственных колебаний консолей и стрел

например типа консоли отвалообразователя ОШ-1500/105, целесообразно приводить к виду, представленному на рис. 87, б. Определение спектра частот данной динамической системы, в которой приведение распределенных масс не осуществляется, оказывается довольно простым. Покажем это на примере простой системы (рис. 87, а).

Рассматривая секции как балки с параметрами J_1, q_1 и J_2, q_2 , запишем уравнения собственных форм их колебаний в виде уравнения (III-9). Выполнив граничные условия для балок и условия совместности

$$y_1(0) = 0; \quad y_1'(0) = 0; \quad y_1'(l) = 0; \quad y_2(0) = 0; \quad y_2'(l) = 0;$$

$$EJ_2 y_2''(l) = c_2 y_2(l); \quad y_1(l) = y_2(0);$$

$$EJ_1 y_1''(l) - EJ_2 y_2''(0) = c_1 y_1(l),$$

получим следующее трансцендентное частотное уравнение:

$$(\operatorname{cth} \alpha - \operatorname{ctg} \alpha)^2 = 2 \left[(\operatorname{cth} \alpha - \operatorname{ctg} \alpha) \frac{(c_1 + 2c_2) l^2}{EJ \alpha^2} - \right. \\ \left. - 2 \frac{c_1 c_2 l^2}{(EJ)^2 \alpha^6} + \operatorname{cth} \alpha \operatorname{ctg} \alpha - \frac{1}{\sin \alpha \operatorname{sh} \alpha} \right]; \quad f_1(\alpha) = f_2(\alpha), \quad (\text{IV-113})$$

где

$$J_1 = J_2 = J; \quad \alpha = kl; \quad q_1 = q_2 = q;$$

$$f_1(\alpha) = (\operatorname{cth} \alpha - \operatorname{ctg} \alpha)^2.$$

Частоты собственных колебаний по вычисленным из уравнения (IV-113) значениям α будут определяться по формуле (III-8).

На рис. 89, б приведено графическое решение для системы с параметрами: $l = 20$ м; $J = 0,5 \cdot 10^6$ см⁴; $q = 0,03$ тсек²/м; $c_2 = 50$ т/м; $c_1 = 100$ т/м, соответствующими параметрам секций отвалообразователя ОШ-1500/105. При достаточно больших значениях α уравнение (IV-113) стремится к асимптотическому:

$$(1 - \operatorname{ctg} \alpha)^2 = 2 \operatorname{ctg} \alpha. \quad (\text{IV-114})$$

Решение этого уравнения даст: $\alpha_{1i} = 15^\circ + i\pi$; $\alpha_{2i} = 75^\circ + i\pi$; $i = 1, 2, \dots$

Для разобранного примера при $\alpha > \frac{3}{2}\pi$ решения практически уже не отличаются от асимптотических. При рассмотрении полной динамической системы (рис. 87, б) можно воспользоваться асимптотическими выражениями для форм собственных колебаний стержней (секций), как несравненно более простыми, но допустимыми, так как частоты собственных колебаний консолей, которые могут попасть в резонанс от дебаланса и

эксцентриситета роликоопор, должны соответствовать для реальных конструкций значениям α , вычисленным из формулы (III-8) и равным для выполненных конструкций 5—8 радиан. Действительные значения α для любой из секций динамической системы на рис. 87, б, а следовательно, и для всей динамической системы будут лежать в областях

$$\alpha_1 = \left[2\pi i + \frac{\pi}{2} \right] > \alpha > \alpha_2 = 2\pi i, \quad (\text{IV-115})$$

где α_1 определяется для стержня со свободными концами, а α_2 — для шарнирно опертого.

Данные случаи закрепления являются для каждой секции асимптотическими, а реальное закрепление будет промежуточным между ними.

Соответственно формуле (IV-115) определяются области, в которых значения α не могут лежать:

$$\left(2\pi i - \frac{\pi}{2} \right) < \bar{\alpha} < 2\pi i, \quad i = 1, 2, 3, \dots \quad (\text{IV-115}')$$

В каждой из областей α ($i = 1, 2, \dots$) располагается число корней α действительной системы, равное числу секций.

Частоты собственных колебаний динамической системы на рис. 87, б в соответствии с формулой (IV-115') не могут принимать значения из областей

$$\left(\frac{2\pi i - \frac{\pi}{2}}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EJ_j}{q_j}} < p < \left(\frac{2\pi i}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EJ_j}{q_j}}, \quad (\text{IV-116})$$

где $i = 1, 2, \dots$; $j = 1, 2, \dots, k$; k — число секций.

Если J_j и q_j одинаковы, то имеются на числовой оси чередующиеся области, где частоты существуют и не существуют. На рис. 89, в заштрихованные полосы ограничивают области существования частот, определенные на основании (IV-116).

Если J_j и q_j (а точнее $\frac{J_j}{q_j}$) существенно различны для секций, то такая картина может и не иметь места.

Из-за наличия сжимающего усилия вдоль секций моменты трения в шарнирных узлах сочленения секций довольно значительны, и при определении высокочастотных собственных характеристик консоли для малых амплитуд колебаний, когда динамические моменты в шарнирах не превышают указанных моментов трения, консоль следует рассматривать как неразрезную конструкцию. При достаточно больших амплитудах колебаний секций их следует считать шарнирно сочлененными.

Динамическая система неразрезной конструкции отваль-ной консоли представлена на рис. 87, в. Если параметры J и q

постоянны по длине l , то высокие собственные частотные характеристики могут определяться также на основании асимптотических формул. Для высоких частот изгибная жесткость участка консоли длиной l_u , равной четверти волны формы колебаний, c_u' значительно превышает соответствующую жесткость подвесок (c_1, c_2, c_3), поэтому можно записать частотное уравнение для всей стрелы, рассматривая ее как свободный стержень с одной шарнирной опорой, в виде [2]:

$$\operatorname{tg} \alpha = 1;$$

$$\alpha = i\pi + \frac{\pi}{4}; \quad p = \left(\frac{\alpha}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{EJ}{q}}. \quad (\text{IV-117})$$

где l — длина уже всей консоли.

В данном случае не имеется областей сгущения и разрежения частот на частотной оси, как для разрезной конструкции.

Проанализируем сказанное на примере неразрезной отвальной консоли отвалообразователя ОШР-5000/95, имеющего приблизительно следующие параметры: $J_3 = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}^4$; $l = 90 \text{ м}$; $q = 0,06 \frac{\text{т}}{\text{м}^3} \text{ сек}^2$.

После ряда преобразований формулы (III-8) получим

$$p_i \approx 3,45 \left(\frac{1 + 4i}{4}\right)^2; \quad i = 1, 2, 3, \dots \quad (\text{IV-118})$$

Давая i значения 3, 4, 5, ..., получаем следующие собственные частоты: 36,5; 62,5; 95,2; ... рад/сек. Длина четверти волны, соответствующая частоте 62,5 ($i = 4$), близкой к частоте внешнего воздействия для этой машины от дебаланса роликкоопор, равна $\frac{90}{8} \approx 11 \text{ м}$. Приведенная изгибная жесткость c_u' , вычисляемая по формуле $c = \frac{3 EJ}{l_u^3}$, оказывается равной 4400 т/м,

жесткости же подвесок не выше 200 т/м.

Аналогично получаются формулы для определения высоких собственных частот приемных и разгрузочных консолей, а также стрел роторных экскаваторов.

§ 22. ДИНАМИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ РОТОРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ И ОТВАЛООБРАЗОВАТЕЛЕЙ В ПЛОСКОСТИ ПОВОРОТА

Динамические системы отвалообразователей и роторных экскаваторов в большинстве случаев могут быть приведены с учетом совместных изгибно-крутильных колебаний отвальных консолей или роторных стрел к виду, представленному на рис. 90. На этой схеме обозначены:

m_1 и $J_{кр}$ — приведенные масса и момент инерции конструкции отвальной консоли или роторной стрелы;

m_2 — приведенная масса консоли противовеса;

J_1 — приведенный момент инерции вращающихся масс механизмов поворота и якорей двигателей к оси вращения машины;

J_2 — момент инерции поворотной платформы;

ρ — расстояние от оси кручения до центра тяжести приведенной массы;

$c_{1изг}$ и $c_{1кр}$ — приведенные изгибная и крутильная жесткости отвальной консоли;

c_2 — приведенная изгибная жесткость консоли противовеса;

$c_{ж}$ — приведенная крутильная жесткость механизмов поворота.

Расстояния l_1 и l_2 зависят не только от длин консолей и стрел, но и от углов подъема их к горизонту и от расстояний

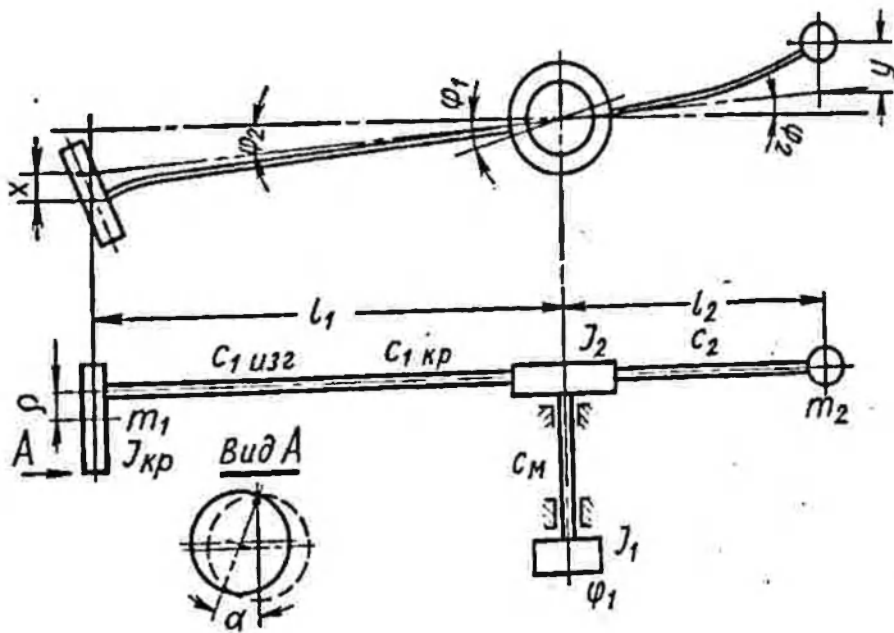


Рис. 90. Характерная динамическая система для отвалообразователей и роторных экскаваторов в плоскости поворота

пят консолей и стрел до оси поворота машины. Параметры $c_{1изг}$ и $c_{ж}$, m_1 , J_1 , J_2 были определены в гл. III § 19, а указания по определению $c_{1кр}$ и $J_{кр}$ приводятся в § 23. Для большинства выпускаемых машин $c_{кр}$ определяется в основном тихоходными валовыми венцовыми шестернями, а J_1 — моментами инерции якорей двигателей.

Величину приведенной массы m_2 можно определить как

$$m_2 = m_{np} + \sum_{i=1}^k m_i \frac{\delta_i^2}{\Delta^2},$$

где m_{np} — масса противовеса;

m_i — массы конструкции консоли и надстройки;

k — число массовых элементов этих узлов;

δ_i — смещение m_i под действием силы $P_1 = 1$, приложенной к m_2 ;

Δ — смещение m_2 от действия $P_1 = 1$;

$$c_2 = \frac{1}{\Delta}.$$

Величина Δ определяется как податливостью консоли противовеса, так и податливостью надстройки, которая может оказаться определяющей.

За обобщенные координаты динамической системы целесообразно выбирать следующие: x и y — соответственно деформации головы отвальной консоли (центра ротора) и противовеса за счет их изгибной податливости; φ_1 — угол поворота J_1 ; φ_2 — угол поворота J_2 ; α — угол закручивания $J_{кр}$. Случай $J_1 = \infty$ соответствует колебаниям при заторможенном механизме поворота.

В данной динамической системе для отвалообразователей не учтено влияние приемной консоли и соответственно для роторных экскаваторов — разгрузочной в связи с малым влиянием их на колебания основных инерционных масс системы. Соответственно для ряда конструкций возможно и отдельное рассмотрение приемной или разгрузочной консолей как заземленных у основания. Однако для более детального анализа колебаний самой приемной или разгрузочной консоли их следует рассматривать в общей динамической системе. Это определяется тем, что колебания основной конструкции в ряде случаев могут оказывать влияние на колебания приемной или разгрузочной консоли. Это наблюдается, когда частота собственных колебаний приемной или разгрузочной консоли оказывается близкой к одной из частот колебаний основной системы и могут возникнуть колебания в виде биений (см. § 23). При таких биениях в приемной или разгрузочной консоли может аккумулироваться энергия колебаний, притекающая из других элементов конструкции.

В связи с этим представляется целесообразным исследовать и более общие динамические системы (рис. 91), но без учета совместности изгибных и крутильных колебаний консоли.

На этих схемах:

m_1, m_2, \dots, m_n — приведенные массы консолей и эквивалентная масса $m_{ж}$ для механизма привода;

c_1, c_2, \dots, c_n — приведенные жесткости консолей и эквивалентная для механизма привода c_M .

Если за обобщенные координаты выбрать угол поворота масс платформы и момента инерции J_2 вокруг точки O — φ и линейные упругие отклонения масс m_i — x_i за счет деформации

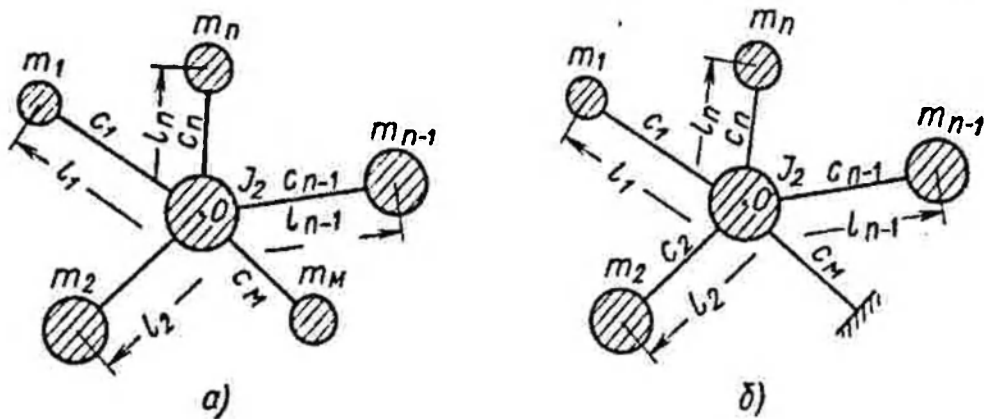


Рис. 91. Динамические системы для роторных экскаваторов и отвалообразователей в плоскости поворота в общем виде

связей с жесткостью c_i , то выражения кинетической и потенциальной энергий для системы на рис. 91, а, запишутся в виде

$$2T = \sum_{i=1}^n m_i (\dot{x}_i + l_i \dot{\varphi})^2 + J_2 \dot{\varphi}^2; \quad (IV-119)$$

$$2U = \sum_{i=1}^n c_i x_i^2, \quad (IV-120)$$

Дифференциальные уравнения собственных колебаний системы на основании уравнений Лагранжа второго рода запишутся в виде

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + m_1 l_1 \ddot{\varphi} + c_1 x_1 &= 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 + m_2 l_2 \ddot{\varphi} + c_2 x_2 &= 0; \\ \dots &\dots \\ \left[\sum_{i=1}^n m_i l_i^2 + J_2 \right] \ddot{\varphi} + \sum_{i=1}^n m_i l_i \ddot{x}_i &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (IV-121)$$

Отыскивая решения системы обычными методами (см. § 18), приходим к частотному определителю:

$$\begin{vmatrix} c_1 - m_1 p^2 & 0 & \dots & -m_1 l_1 p^2 \\ 0 & c_2 - m_2 p^2 & \dots & -m_2 l_2 p^2 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ -m_1 l_1 p^2 & -m_2 l_2 p^2 & \dots & - \left[\sum_{i=1}^n m_i l_i^2 + J_0 \right] p^2 \end{vmatrix},$$

который приводит к следующему частотному уравнению:

$$\rho^2 = \rho^4 \sum_{m=1}^n \frac{\rho_m^2}{\rho^2 - \omega_m^2}, \quad (\text{IV-122})$$

где

$$\rho_m = \frac{m l_m^2}{\sum_{i=1}^n m_i l_i^2 + J_0}; \quad \omega_m^2 = \frac{c_m}{m_m}.$$

Из определителя и из уравнения (IV-122) видно, что одна частота системы равна нулю. Физически она соответствует обобщенной координате — углу поворота всей системы вокруг точки O без деформации упругих элементов.

Для отыскания частот, не равных нулю, следует решить уравнение

$$\frac{1}{\rho^2} = \sum_{m=1}^n \frac{\rho_m^2}{\rho^2 - \omega_m^2}. \quad (\text{IV-122}')$$

Если за единицу принять перемещение координаты x_1 , то формы колебаний на основании уравнений (IV-121) могут отыскиваться по формулам:

$$\lambda_m = \frac{l_m (\rho^2 - \omega_1^2)}{l_1 (\rho^2 - \omega_m^2)}; \quad m = 1, 2, 3, \dots, n; \quad (\text{IV-123})$$

$$\varphi_0 = - \sum_{m=1}^n \frac{\rho_m^2}{i_m} \lambda_m. \quad (\text{IV-124})$$

Аналогичным образом можно получить формулы для частот и форм собственных колебаний динамической системы на рис. 91, б, когда механизм поворота заторможен:

$$\rho^2 - \omega_0^2 = \rho^4 \sum_{m=1}^n \frac{\rho_m^2}{\rho^2 - \omega_m^2}, \quad (\text{IV-125})$$

где $\omega_0^2 = \frac{c_n}{J_2 + \sum_{i=1}^n m_i l_i^2}$ (в общем числе элементов m_i отсут-

ствует m_n , соответствующий J_1).

Для форм колебаний, приняв $\varphi_0 = 1$, имеем

$$\lambda_m = l_m \frac{\rho^2}{\omega_m^2 - \rho^2}; \quad m = 1, 2, 3, \dots, n. \quad [(\text{IV-126})$$

Частотное уравнение (IV-122) может быть приведено к развернутому виду:

$$A_0 p^{2n} + A_1 p^{2(n-1)} + \dots + A_k p^{2(n-k)} + \dots + A_{n-1} p^2 + A_n = 0, \quad (\text{IV-127})$$

где коэффициенты A_k ($k = 1, 2, 3, \dots, n$) определяются как

$$A_0 = \rho_0^2 \frac{J_2}{J_n}; \quad (\text{IV-128})$$

$$A_k = \Sigma \left[\Pi_k^n \left(\Sigma_n^k + \rho_0^2 \right) \right] (-1)^k. \quad (\text{IV-129})$$

В формуле (IV-129):

Π_k^n — произведение из ω_i^2 ($i = 1, 2, 3, \dots, n$), по k элементов;

Σ_n^k — сумма из ρ_i^2 по k элементов;

$|A_k|$ — сумма всех возможных произведений Π_k^n на все возможные $(\Sigma_n^k + \rho_0^2)$.

Π_k^n и Σ_n^k образуются из элементов k с одними и теми же индексами. В частности, $A_n = \prod_{i=1}^n \omega_i^2 (-1)^n$.

Уравнение (IV-125) можно записать в развернутом виде:

$$A_0 p^{2(n+1)} + p^{2n} (A_1 - \omega_0^2) + \dots + p^{2(n-k)} \left[(A_{k+1} - \omega_0^2) \Sigma \Pi_k^n (-1)^k \right] + \dots + A_{n+1} = 0; \quad (\text{IV-130})$$

здесь $A_0 = \rho_0^2$; $A_{n+1} = (-1)^{n+1} \prod_{i=1}^n \omega_i^2$; коэффициенты A_k определяются, как и выше.

Приведенные формулы особенно целесообразно использовать в таких случаях, когда приходится анализировать результаты нескольких одинаковых задач, например определение собственных характеристик динамической системы при наличии или отсутствии на транспортерах грунта и т. д.

Основную динамическую систему по рис. 90 можно заменить во многих случаях более простыми (рис. 92, а, б), в которых не рассматриваются совместные изгибно-крутильные колебания, а также принимается $J_2 = 0$ ввиду малости.

Схемы (рис. 92), которые описываются двумя независимыми координатами и имеют всего две собственные частоты и формы, более просто анализировать в общем виде. Эти схемы позволяют определить также условие, при котором влиянием J_2 можно

пренебречь. Система на рис. 92, а соответствует расторможенному положению механизма поворота, а на рис. 92, б — заторможенному.

Первая система позволяет определять нагрузки в конструкции, возникающие при разгонах, реверсах, торможениях электродвигателями, и от порывов ветра (в рабочем состоянии), а вторая система — при мгновенном наложении тормозов и от действия ветра в нерабочем состоянии.

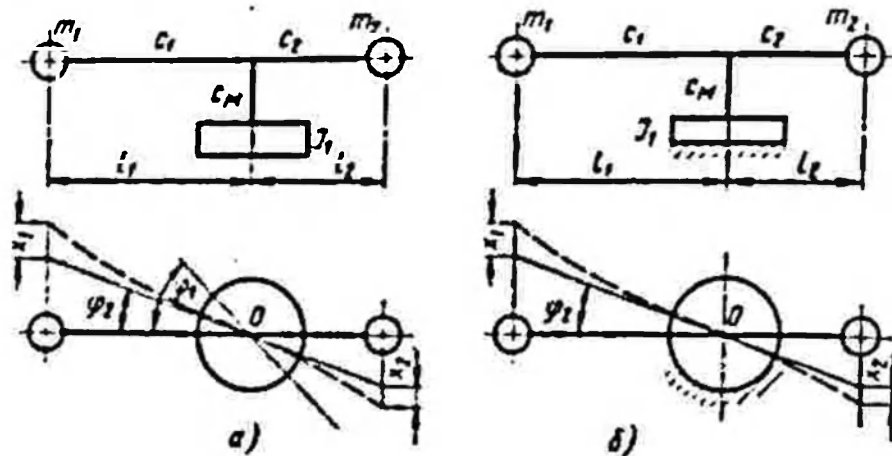


Рис. 92. Упрощенные динамические системы для роторных экскаваторов и отвалообразователей в плоскости поворота

Для роторных экскаваторов первая система позволяет определять также нагрузки, возникающие при нормальной работе машины.

Частотное уравнение системы на рис. 92, б имеет вид, согласно уравнению (IV-130),

$$\rho^4 [\omega_0^2 + \rho_1^2 \omega_1^2 + \rho_2^2 \omega_2^2] - \rho^2 [\omega_1^2 \omega_0^2 + \omega_2^2 \omega_0^2 + \omega_1^2 \omega_2^2] + \omega_1^2 \omega_2^2 \omega_0^2 = 0. \quad (IV-131)$$

Если $\omega_2^2 \gg \omega_1^2$, т. е. консоль противовеса очень жесткая, то уравнение (IV-131) превращается в следующее:

$$\rho^2 \rho^4 - \rho^2 (\omega_1^2 + \omega_0^2) + \omega_1^2 \omega_0^2 = 0. \quad (IV-132)$$

Если c_M велико, что имеет место, например, для средних моделей роторных экскаваторов, то

$$\rho^2 = \omega_1^2. \quad (IV-133)$$

Если влиянием J_2 или момента инерции противовесной консоли по малости их по сравнению с $m_1 l_1^2$ можно пренебречь и принять $\rho_2^2 = 0$, то

$$\rho^2 = \frac{c_1 c_2}{m_1 (c_1 l_1^2 + c_M)}. \quad (IV-133')$$

Остановимся на анализе основного уравнения (IV-132), представив его в виде

$$\rho_2^2 \alpha^2 - \alpha(1 + \mu) + \mu = 0, \quad (\text{IV-132}')$$

где

$$\alpha = \left(\frac{\rho}{\omega_1} \right)^2; \quad \mu = \left(\frac{\omega_0}{\omega_1} \right)^2.$$

Тогда

$$\alpha_{1,2} = \frac{1 + \mu}{2\rho_2} \pm \sqrt{\frac{(1 + \mu)^2}{4\rho_2^4} - \frac{\mu}{\rho_2^2}}. \quad (\text{IV-134})$$

Для реальных конструкций $\rho_2^2 < 0,5$, а $\mu > 1$. В табл. 7 даны значения α_{min} для различных ρ_2^2 и μ .

Если воспользоваться далее формулой (IV-133') для определения ρ , но вместо m_1 взять величину

$$m = m_1 + m_2 \frac{c_1^2 l_1^2 l_2^2}{c_m^2}, \quad (\text{IV-135})$$

а прогиб принять пропорциональным прогибу под действием единичной силы, приложенной к m_1 , то получим для α_{min} следующее выражение:

$$\alpha_{\text{min}} = \sqrt{\frac{1}{\left(1 + \frac{1 - \rho_2^2}{\mu}\right) \left[1 + \frac{\rho_2^2 (1 - \rho_2^2)}{\mu_2}\right]}}. \quad (\text{IV-136})$$

Значения α_{min} практически не отличаются от соответствующих значений α_{min} , приведенных в табл. 7.

При малых значениях ρ_2^2 и больших μ можно пользоваться более простой формулой, вытекающей из выражения (IV-136):

$$\alpha_{\text{min}} = \sqrt{\frac{\mu}{1 + \mu}}. \quad (\text{IV-137})$$

Если считать, что $m_2 l_2^2$ моделирует поворотную платформу (J_2), когда $\rho_2^2 < 0,5$, то влиянием массы поворотной платформы на низкочастотные колебания основных масс конструкции можно пренебречь. Однако при определении нагрузок в механизмах привода, особенно в жестких, влияние J_2 (рис. 90) при собственных колебаниях конструкции в плоскости поворота может оказаться существенным. Значительно слабее высокочастотные колебания, которыми пренебрегаем вместе с J_2 при упрощениях, сказываются на нагрузках в податливых консолях.

Частотное уравнение системы на рис. 92, а на основании уравнения (IV-127) имеет вид

$$p^4 [\omega_1^2 \rho_1^2 + \omega_2^2 \rho_2^2 + \omega_3^2 \rho_3^2] - p^2 [\omega_1^2 \omega_2^2 (\rho_1^2 + \rho_2^2) + \omega_1^2 \omega_3^2 (\rho_1^2 + \rho_3^2) + \omega_2^2 \omega_3^2 (\rho_2^2 + \rho_3^2)] + \omega_1^2 \omega_2^2 \omega_3^2 = 0, \quad (\text{IV-138})$$

где

$$\omega_3^2 = \frac{c_{\kappa}}{J_1}; \quad \rho_3^2 = \frac{J_1}{J_1 + m_1 i_1^2 + m_2 i_2^2}.$$

Если $c_2 \rightarrow \infty$, $\omega_2 \rightarrow \infty$, то уравнение (IV-138) упрощается:

$$p^4 \rho_2^2 - p^2 [\omega_1^2 (\rho_1^2 + \rho_2^2) + \omega_3^2 (\rho_2^2 + \rho_3^2)] + \omega_1^2 \omega_3^2 = 0. \quad (\text{IV-139})$$

Это имеет место при достаточно жестких противовесных или приемных консолях. К аналогичной формуле придем, если $c_{\kappa} \rightarrow \infty$ (механизмы поворота, обладающие большой жесткостью).

Если принять, что $m_2 l_2^2$ моделирует консоль противовеса и поворотную платформу или стрелу с ротором и оно велико по сравнению с величиной $m_1 l_1^2$, которая моделирует в этом случае приемную консоль отвалообразователя или разгрузочную консоль роторного экскаватора, то $\rho_2 \gg \rho_1$ и уравнение (IV-139) при $\rho_1 \rightarrow 0$ переходит в следующее:

$$p^4 \rho_2^2 - p^2 (\omega_1^2 \rho_2^2 + \omega_3^2) + \omega_1^2 \omega_3^2 = 0, \quad (\text{IV-140})$$

корни которого, естественно, равны $p_1^2 = \omega_1^2$; $p_2^2 = \frac{1}{\rho_2^2} \omega_3^2$.

Низкие частоты собственных колебаний конструкции в плоскости поворота в таком случае можно определять без учета приемной или разгрузочной консолей. Частоту же колебаний приемной или разгрузочной консолей можно определять в этом случае из формулы $p_1^2 = \frac{c_1}{m_1}$.

Если $m_1 l_1^2$ — момент инерции приведенной массы отвальной консоли (или стрелы ротора) относительно оси поворота машины — значительно больше $m_2 l_2^2$ — момента инерции приемной консоли или консоли противовеса, а $c_{\kappa} \rightarrow \infty$, то положив в (IV-139) $\rho_2 \rightarrow 0$, получим

$$p^2 = \frac{\omega_1^2 \omega_3^2}{\omega_1^2 \rho_1^2 + \omega_3^2 \rho_3^2}. \quad (\text{IV-141})$$

Если дополнительно и $\omega_3 \rightarrow \infty$, то уравнение (IV-141) принимает вид

$$p^2 = \frac{\omega_1^2}{1 - \rho_1^2}. \quad (\text{IV-142})$$

Сравнивая уравнение (IV-142) с уравнением (IV-133), видим, что частоты собственных колебаний машины с заторможенным или расторможенным механизмом поворота могут существенно отличаться друг от друга.

В качестве примера, иллюстрирующего основные выводы по динамическим системам на рис. 92, а и б, рассмотрим динамическую систему роторного экскаватора ЭРГ-400 (рис. 93, а), имеющую следующие параметры:

$m_1 = 6$; $m_2 = 1,3 \frac{тсек^2}{м}$; $c_1 = 50$; $c_2 = 30 т/м$; $l_1 = 22$; $l_2 = 10 м$; $J_2 = 1500 тм \cdot сек^2$; $J_1 = 1200 тмсек^2$; m_1 и c_1 — параметры стрелы ротора; m_2 и c_2 — параметры разгрузочной консоли; J_2 — момент инерции относительно оси вращения поворотной платформы с противовесом и надстройкой; J_1 — момент инерции механизма привода поворота.

Вследствие большой жесткости механизма привода c_m по сравнению с c_1 и c_2 система на рис. 93, а может быть приведена к системе на рис. 93, б, где $J_0 = J_1 + J_2 = 2700 тмсек^2$.

При заторможенном механизме поворота (рис. 93, в) круговые частоты собственных колебаний стрелы ротора и противовесной консоли разделяются и соответственно равны $p_1 = \omega_1 = 2,9 рад/сек$; $p_2 = \omega_2 = 4,8 рад/сек$.

Для определения собственных частотных характеристик при расторможенном механизме (рис. 92, б) воспользуемся уравнением (IV-139), поменяв ролями p_2^2 и p_1^2 , ω_1^2 и ω_2^2 . Параметры p_1^2 и ω_1^2 соответственно равны: $p_1^2 = 0,507$; $p_2^2 = 0,0227$; $p_3^2 = 0,4703$; $\omega_1^2 = 8,34 рад/сек$; $\omega_2^2 = 23,1 рад/сек$.

Тогда частотное уравнение (IV-139) будет иметь вид

$$p^4 - 41,5p^2 + 409 = 0, \quad (IV-143)$$

откуда круговые частоты собственных колебаний будут $p_1 = 4,03 рад/сек$; $p_2 = 5,05 рад/сек$.

Если подсчитать низкую частоту по формуле (IV-142), то получим $\bar{p}_1 = 4,1 рад/сек$.

Из этого примера видно, что частоты собственных колебаний разгрузочной консоли ($\omega_2 \approx p_2$) практически стабильны и не

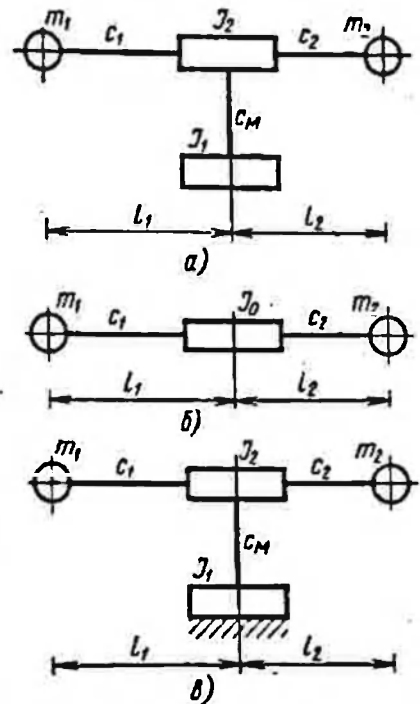


Рис. 93. Динамическая система для роторного экскаватора ЭРГ-400 в плоскости поворота.

зависят от того, заторможен или расторможен механизм поворота. Это определяется тем, что $J_0 \gg m_2 l_2^2$.

При свободном и заторможенном механизмах поворота низкие частоты собственных колебаний p_1 существенно отличаются.

Периоды собственных колебаний, соответствующие p_1 и p_2 , для обоих случаев соответственно равны 2,17 и 1,31; 1,57 и

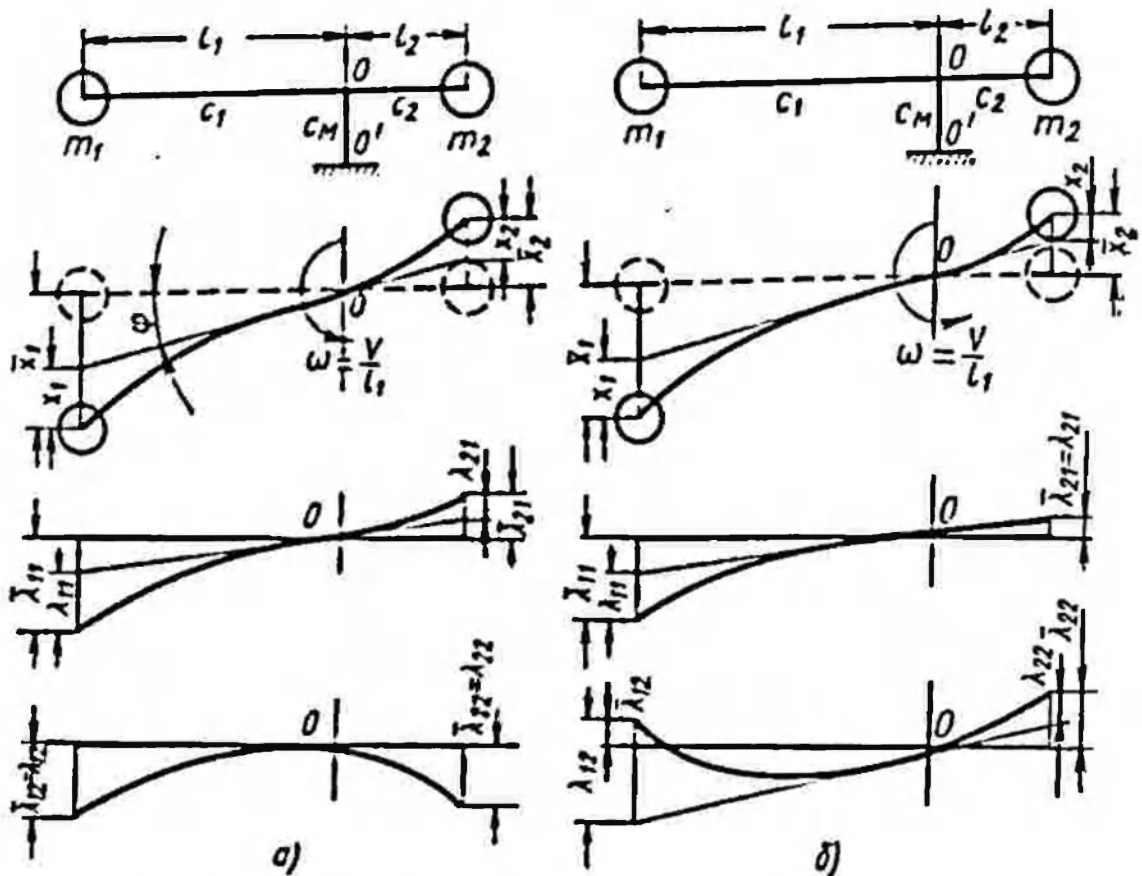


Рис. 94. Формы собственных колебаний для отвалообразователей в плоскости поворота:

а — для ОШ- $\frac{4500}{90}$; б — для ОШ- $\frac{1500}{105}$

1,25 сек. Они хорошо совпадают с экспериментальными значениями периодов собственных колебаний, полученными при испытаниях этой машины, которые соответственно составляют 2,25 и 1,25; 1,3 и 1,25 сек.

Формы собственных колебаний для динамических систем по рис. 93 отыскиваются соответственно по формулам (IV-123) и (IV-126).

В качестве примера, иллюстрирующего применение формул (IV-126), на рис. 94 приведены формы собственных колебаний для отвалообразователей ОШ-4500/90 и ОШ-1500/105 в плоскости поворота, где λ_{11} , λ_{21} , λ_{12} , λ_{22} определяют упругие отклоне-

ния концов отвальной и противовесной консолей, а $\bar{\lambda}_{11}$, $\bar{\lambda}_{21}$, $\bar{\lambda}_{12}$, $\bar{\lambda}_{22}$ — полные отклонения этих концов с учетом жесткости механизма c_M и поворота всей машины на угол φ .

Периоды собственных колебаний динамических систем, когда механизмы поворота заторможены, соответственно равны: для ОШ-4500/90 2,6 и 2,1 сек, для ОШ-1500/105 3,4 и 1,34 сек. Эти цифры также хорошо согласуются с данными экспериментов [74, 75].

Следует обратить внимание на различие вторых форм колебаний у обеих машин. Например, для ОШ-4500/90 при второй форме вовсе нет поворота всей машины. Общие же очертания первых форм похожи для обеих машин.

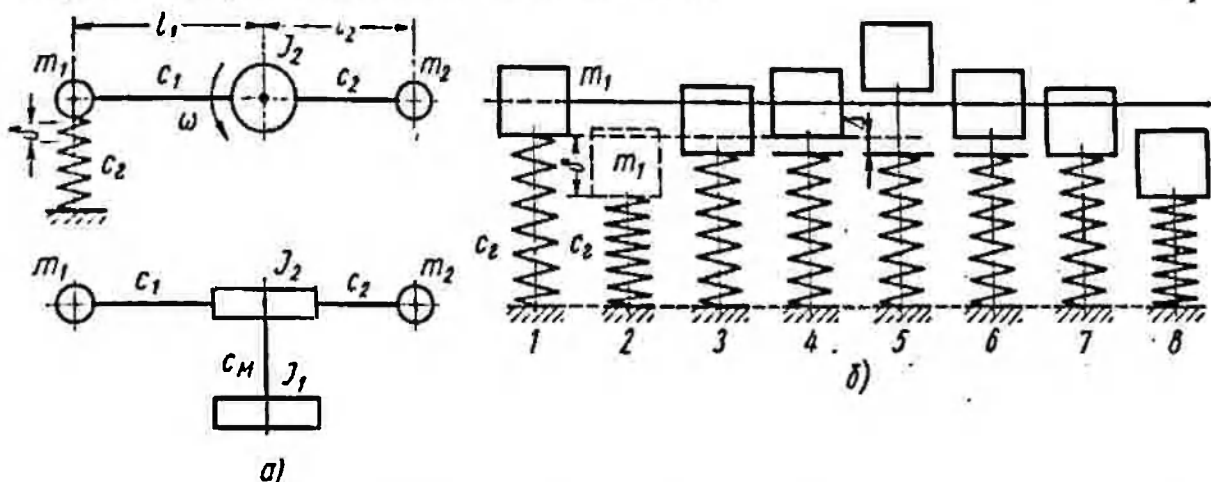


Рис. 95. Упрощенные динамические системы для роторного экскаватора при стопорении ротора в плоскости поворота

Динамические системы для роторного экскаватора в плоскости поворота при упоре ротора в препятствие могут существенно отличаться от приведенных систем, особенно если стопорение будет вызывать совместные изгибно-крутильные колебания стрелы ротора (см. ниже, § 23).

Если рассматривать только изгибные колебания консолей в плоскости поворота совместно с крутильными колебаниями механизма привода поворота, то этому случаю отвечает динамическая система по рис. 95, а.

Зависимость жесткости грунта (препятствия) c_2 в первом приближении может быть принята линейной от смещения δ и односторонней. Величина ее для конкретных конструкций и различных условий стопорения (в валу, боковой плоскостью ковшей и самого ротора в боковую стену забоя) определяется из основных зависимостей [20].

В общем виде решение для динамической системы на рис. 95, а не отличается от рассмотренных решений для динамической системы на рис. 91, а. В этом случае в выражение

потенциальной энергии (IV-120) необходимо добавить член $\frac{c_2}{2} \delta =$

$= \frac{c_2}{2} (x_1 + \varphi l_1)$. Однако собственные частоты и формы колебаний в зависимости от величины c_2 могут существенно отличаться. Одностороннее действие на систему упругой силы $c_2 \delta$ приводит к тому, что в процессе колебаний динамическая система может несколько раз менять свои параметры. На рис. 95, б показаны возможные последовательные этапы колебаний массы ротора m_1 . В положениях от начального 1 до 3 ротор находится в соприкосновении с грунтом, моделируемым через связь c_2 .

Вследствие остаточных деформаций в грунтах Δ начиная с положения 3 ротор выходит из соприкосновения с грунтом и колеблется независимо до положения 7, в котором жесткость грунта вновь включается в общую колебательную систему, и в дальнейшем до полного затухания колебаний картина может повторяться. Однако при каждом новом соприкосновении ротора с грунтом величина c_2 может изменяться вследствие некоторого уплотнения грунта. Естественно, что и величина Δ увеличивается при каждом последующем соприкосновении ротора с грунтом.

Наибольшие нагрузки в конструкции обычно наступают на первом этапе соприкосновения ротора с грунтом (положение 2), поэтому величину c_2 можно принять постоянной. Если жесткость препятствия значительно больше жесткости c_1 , c_2 и c_m , то динамические нагрузки практически не отличаются от нагрузок динамической системы при упоре в абсолютно жесткое препятствие. В этом случае масса m_1 , имевшая скорость V_1 перед соударением, после соударения получит скорость, направленную в обратную сторону и равную μV_1 (см. § 31 и 32; см. рис. 92, а). В процессе колебаний может иметь место ряд соударений массы m_1 с препятствием и система будет получать ряд импульсов. Учитывая, что максимальные нагрузки в конструкции возникают при первых колебаниях, оказывается возможным рассмотреть лишь одно-два соударения массы ротора с препятствием.

Следует отметить, что динамические системы не всех типов роторных экскаваторов и отвалообразователей могут быть приведены к рассмотренным. Так, например, выдвижные стрелы, рельсово-шагающий ход, а также различные конструктивные исполнения их неизбежно усложнят динамические системы рассматриваемых конструкций. Например, отличие динамической системы роторного экскаватора ЭРГ-1600 (рис. 96) от рассмотренных выше определяется тем, что опора стрелы может перемещаться по противовесной консоли и влияние массы m_2 может оказаться соизмеримым с влиянием массы ротора m_1 .

Отличие динамической системы отвалообразователя ОШ-4500/180 (рис. 97) от основной системы (рис. 92) заклю-

чается в необходимости учета влияния механизма передвижения. Дополнительные параметры на этой схеме обозначают: c_m — приведенные продольные жесткости канатов привода тележек передвижения; m_m — приведенные массы механизмов привода тележек.

В данной динамической системе не учтено влияние приемной консоли вследствие малости ее влияния на основные колебания. Учитывая, что c_m велико по сравнению с c_1 и c_2 , можно считать, что $c_m \rightarrow \infty$, следовательно, динамическая система

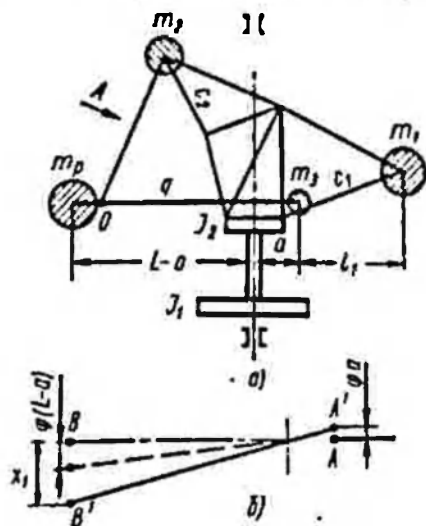


Рис. 96. Динамическая система роторно-го экскаватора ЭРГ-1600 в плоскости поворота

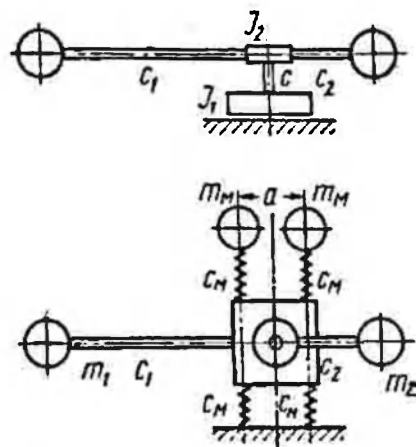
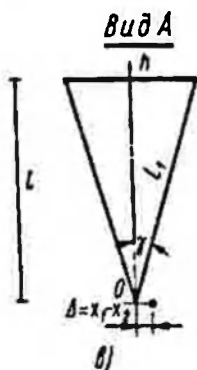


Рис. 97. Динамическая система отвалообразователя ОШ-4500/180 в плоскости поворота

существенно упрощается для определения нагрузок, возникающих в отвальной и противовесной консолях. Анализ совместных электромеханических систем машины в плоскости поворота приведен ниже, в § 30 и 34. Следует отметить, что практически на характеристики механической системы электрические параметры привода в выполненных конструкциях не оказывают влияния.

При нелинейной жесткости отвальных консолей, вызванной нелинейностью продольной жесткости канатов, она может быть учтена на основании данных гл. III. Возможная совместность изгибных колебаний консолей с колебаниями машин в вертикальной плоскости рассматривается в § 34.

§ 23. СОВМЕСТНЫЕ ИЗГИБНО-КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ КОНСОЛЬНЫХ И СТРЕЛОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ И ВОЗМОЖНОСТИ УПРОЩЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Вследствие несовпадения центра тяжести конечных масс установки ротора и центра кручения роторной стрелы, несовпадения в ряде случаев центров тяжести распределенных масс

отвальных консолей отвалообразователей с плоскостью изгиба консолей, отклонения центров тяжести различных сосредоточенных масс (например, кабины) от вертикальной оси симметрии консолей и стрел может иметь место взаимосвязь крутильных колебаний консолей и стрел с изгибными в плоскости поворота или с колебаниями в вертикальной плоскости, а иногда с теми и другими. В этом случае последние также оказываются совместными. Учет этой взаимосвязи не представляет принципиальной сложности. Колебания динамических систем в этих случаях не разделяются на независимые, а описываются совместной системой дифференциальных уравнений.

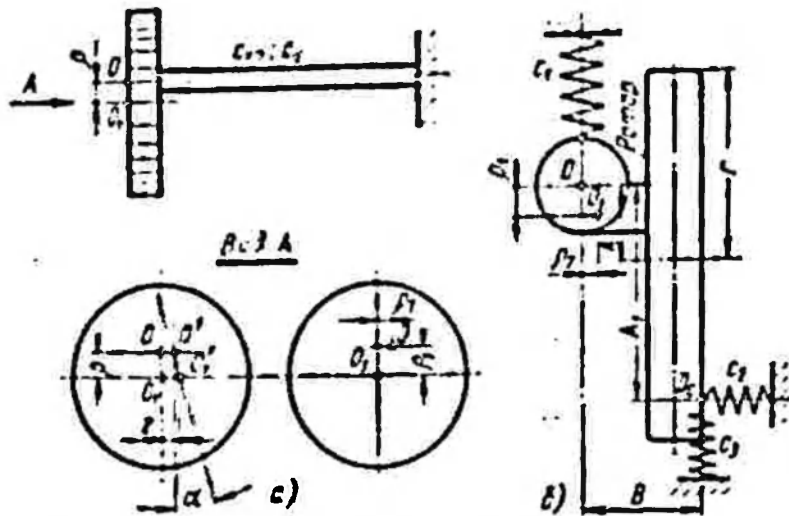


Рис. 98. Изгибно-крутильные динамические системы

Анализ показывает, что в большинстве реальных конструкций эта совместность может быть значительно упрощена и крутильные колебания могут рассчитываться независимо от других.

Рассмотрим двухчастотную динамическую систему, позволяющую определить пути и границы этого упрощения. На рис. 98, а: O — центр кручения; O_1 — центр тяжести приведенной массы (m); J — момент инерции масс, приведенный к голове консоли (стрелы); r — расстояние от центра тяжести до центра кручения; $c_{кр}$ и c_u — соответственно приведенные крутильная и изгибная жесткость консоли или стрелы.

Определение c_u и m для консолей дано в § 12; $c_{кр} = \frac{1}{\beta}$, где β — угол закручивания головы консоли или стрелы от единичного момента, приложенного к голове консоли; J определяется по формуле

$$J = \sum_{i=1}^n J_i \frac{\beta_i^2}{\beta^2} \quad (IV-144)$$

где β_i — угол закручивания i -го элемента с моментом инерции J_i от $M = 1$. В случае распределенных моментов инерции формула (144) принимает иной вид. Так, для стержня длиной l с погонным значением $J_{пог} = \text{const}$

$$J = \frac{J_{пог}}{\beta^2} \int_0^l \beta^2(x) dx = \frac{J_{пог}}{3} l, \quad (\text{IV-145})$$

где $\beta(x) = \frac{B}{l} x$.

Определение ρ для конструкций с большими сосредоточенными массами m и J (например, для стрел роторных экскаваторов) проводится обычными методами статики твердого тела [45].

В случае конструкций с распределенными массами q и $J_{пог}$, когда на отдельных участках консоли текущие значения ρ_T различны, приведение реальной конструкции к виду рис. 98, а несколько усложняется, а в случаях, когда ρ_T меняет знак, может потребовать более подробного динамического моделирования (см. § 34). Однако для исследования колебаний большинство консольных конструкций роторных экскаваторов и отвалообразователей без больших погрешностей может быть представлено по изображенной схеме.

Если за обобщенные координаты принять: x — смещение точки O , α — угол поворота J , то смещение массы m запишется в виде

$$z = x + \alpha \rho. \quad (\text{IV-146})$$

Записав выражения кинетической и потенциальной энергий системы в функции обобщенных координат и скоростей и воспользовавшись уравнениями Лагранжа, будем иметь следующую систему дифференциальных уравнений, описывающих собственные колебания динамической системы:

$$\ddot{x} + \rho \ddot{\alpha} + \omega_1^2 x = 0; \quad \ddot{\alpha} + \frac{m\rho}{J + m\rho^2} \ddot{x} + \omega_2^2 \alpha = 0; \quad (\text{IV-147})$$

$$\omega_1 = \frac{c_u}{m}; \quad \omega_2 = \frac{c_{кв}}{J + m\rho^2}.$$

Определим частоты и формы колебаний системы (IV-147) в общем виде:

$$\rho_{1,2} = \omega_1 \sqrt{\frac{(1 + \psi^2) \pm \sqrt{(1 + \psi^2)^2 - 4\delta\psi}}{2\delta}}, \quad (\text{IV-148})$$

где

$$\delta = \frac{J}{J + m\rho^2} \leq 1, \quad \psi = \frac{\omega_2}{\omega_1}.$$

На рис. 99, а, б представлены графики ρ_1 и ρ_2 в функции ψ для различных δ . С увеличением ψ $\rho_1 \rightarrow \omega_1$, а $\rho_2 \rightarrow \frac{\omega_2}{\sqrt{\delta}}$.

Так как

$$\delta = \frac{J}{J + m\rho^2} \quad ; \quad \omega_2^2 = \frac{c_{кр}}{J + m\rho^2}$$

то

$$\frac{\omega_2^2}{\delta} = \frac{c_{кр}}{J} = \omega_2^{*2},$$

где ω_2^* — частота крутильных колебаний стрелы относительно ц. т. приведенной массы.

В связи с асимптотическим стремлением ρ_1 и ρ_2 они представлены на графиках в долях ω_1 и ω_2^* .

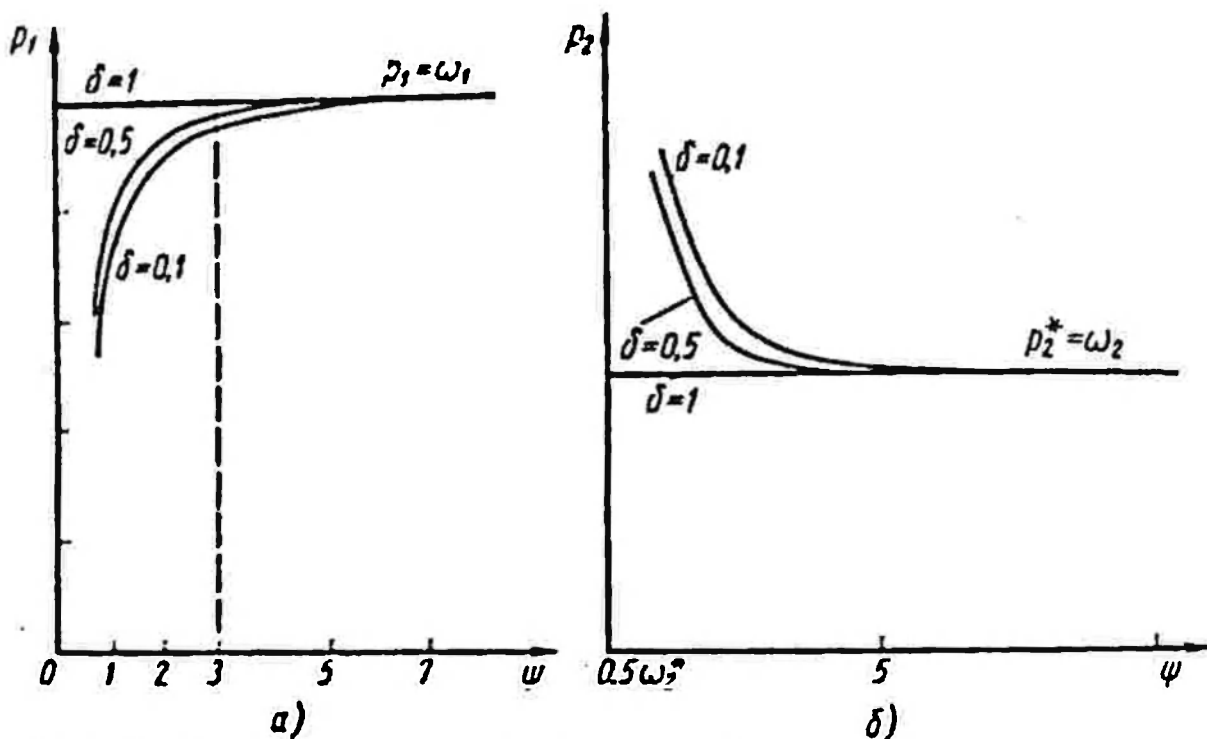


Рис. 99. Графики влияния параметров изгибно-крутильных систем на их частоты колебаний

Как видно, даже для $\delta = 0,1$, когда $m\rho^2 \gg J$ и большая совместность обеспечивается большим эксцентриситетом при $\psi \geq 3$, частоты изгибных и крутильных колебаний могут определяться практически независимо, а при $\delta = 0,8 \div 0,9$ уже при $\psi \geq 2$ ρ_1 и ρ_2 не отличаются от ω_1 и ω_2^* более чем на 5%.

Формы колебаний для каждой из частот можно определить по формуле

$$\lambda_{2i} = \lambda_{1i} \frac{\omega_i^2 - \rho_i^2}{\rho_i^2}; \quad i = 1, 2, \quad (\text{IV-149})$$

где λ_{1i} соответствует деформации x , λ_{2i} — повороту α .

Рассмотрим нагрузки, возникающие в конструкции от действия гармонической и импульсной внешних нагрузок.

Действие внешних гармонических нагрузок как для роторных экскаваторов, так и для отвалообразователей представляет интерес только в случае резонанса или близости частот внешней нагрузки и одной из собственных. Уже при $\psi \geq 2$ действие нагрузок можно рассматривать независимо для изгибных и крутильных колебаний, т. е. можно рассматривать лишь резонансные или околорезонансные одночастотные колебания.

Следует отметить, что и почти периодические внешние воздействия (ветровая нагрузка и нагрузка на роторном колесе при копании) могут анализироваться таким же образом.

Действие импульсной нагрузки при указанных выше разделениях частот собственных колебаний может учитываться следующим образом. Если динамическая система получает импульсное воздействие $z(0) = V$; $\dot{z}(0) = 0$, то, определив сначала изгибные колебания по координате z и считая их уже внешней гармонической нагрузкой для крутильных колебаний, определяем амплитуду крутильных колебаний. Это вытекает из формулы (IV-149) при $p_1 \approx \omega_1$ и $i = 2$.

В качестве иллюстрации на рис. 100, а, б даны значения коэффициентов решений системы уравнений (IV-147), которые при начальных условиях $\alpha(0) = 0$; $x(0) = 0$; $\dot{\alpha}(0) = 0$; $\dot{x}(0) = V$ записываются в виде

$$\left. \begin{aligned} x &= A_1 \sin \omega_1 t + A_2 \sin \omega_2 t; \\ \alpha &= B_1 \sin \omega_1 t + B_2 \sin \omega_2 t. \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV-150})$$

При составлении графиков принято $\delta = 0,1$. Видно, что при увеличении ψ $A_1 \rightarrow \frac{V}{\omega_1}$, являющейся верхней границей всех коэффициентов.

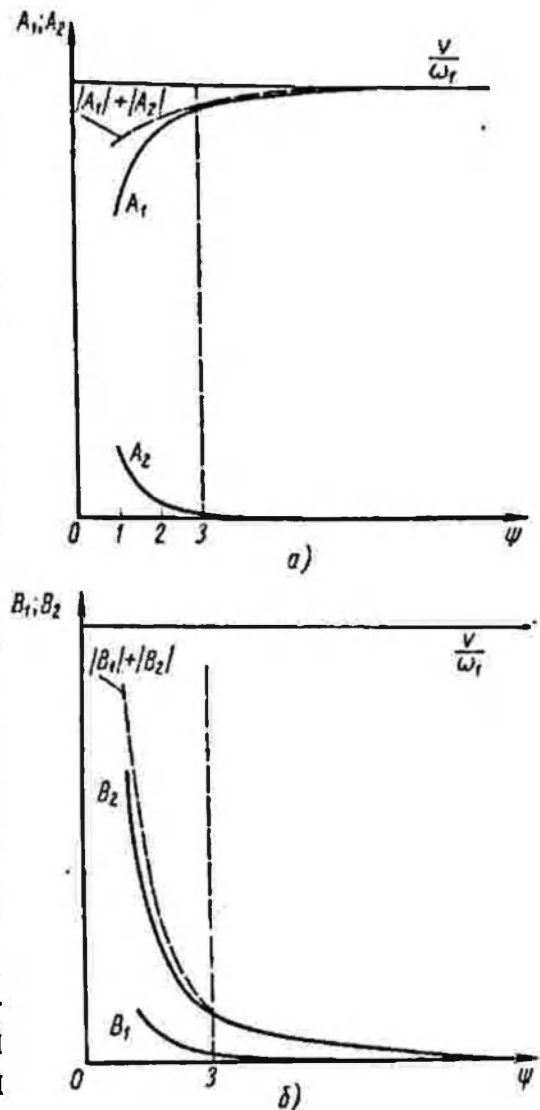


Рис. 100. Графики коэффициентов для системы уравнений (IV-150)

Как видно из графика, уже при $\psi \geq 3$ B_1 , B_2 и A_2 малы, а $A_1 \approx \frac{V}{r_1}$. На графиках пунктирными линиями показаны значения максимально возможных отклонений при колебаниях координат x и α — $|A_1| + |A_2|$ и $|B_1| + |B_2|$ соответственно.

Рассмотрим теперь противоположный случай, когда совместность изгибно-крутильных колебаний может быть максимальной. Для этого перепишем сначала уравнения (IV-147) в виде

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{z} + c_u(z - \alpha\rho) &= 0; \\ J\ddot{\alpha} + c_{kp}\ddot{\alpha} - c_{kp}\rho(z - \alpha\rho) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV-147}')$$

Для сближения собственных частот колебаний изгибно-крутильной системы положим, что $\frac{c_u}{m} = \frac{c_{kp}}{J} = \omega^2$; $\frac{m\rho^2}{J} = \epsilon$; тогда имеем

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\alpha} + \alpha\omega^2(1 + \epsilon) - \omega^2\frac{\epsilon}{\rho}z &= 0; \\ \ddot{z} + \omega z - \omega^2\rho\alpha &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV-147}'')$$

Уменьшение ϵ ($0 \rightarrow 1$) приводит также к сближению частот собственных колебаний системы. При $\epsilon = 0$ и $\rho = 0$ уравнения разделяются на независимые, причем частоты колебаний по координатам z и α оказываются равными ω . Совместность изгибно-крутильных колебаний при близости парциальных частот оказывается значительной. Рассмотрим это, приняв $\epsilon = 0,25$, применительно к стрелам роторных экскаваторов.

Исходя из частотного уравнения системы (IV-147'')

$$p^4 - \omega^2(2 + \epsilon)p^2 + \omega^4 = 0 \quad (\text{IV-148}')$$

при $\epsilon = 0,25$ получим $p_1 = 0,924 \omega$, $p_2 = 1,083 \omega$, т. е. частоты оказываются близкими. Проанализируем усиления, возникающие в элементах динамической системы при воздействии внешней гармонической нагрузки $a \sin \nu t$ по координате z .

Уравнения вынужденных колебаний системы после некоторых преобразований можно записать в виде

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} + \omega^2(1 + \epsilon)x - \rho\omega^2\alpha &= \frac{a(1 - \epsilon)}{m} \sin \nu t; \\ \ddot{\alpha} + \omega^2\alpha - \omega^2\frac{\epsilon}{\rho}x &= \frac{a\rho}{J} \sin \nu t. \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV-147}''')$$

Очевидно, что при $\epsilon = 0$ ($\rho = 0$) колебаний по координате α не будет. Решение системы (IV-147'''), отыскиваемое обычным

способом [2], приводит к следующим значениям амплитуд колебаний по координате $x(A)$ и $\alpha(B)$:

$$A = \frac{a[\omega^3 - v^2(1 - \epsilon)]}{m[v^4 - \omega^2 v^2(2 + \epsilon) + \omega^4]}; \quad (\text{IV-151})$$

$$B = \frac{a\rho[2\omega^3 - v^2]}{J[v^4 - \omega^2 v^2(2 + \epsilon) + \omega^4]}. \quad (\text{IV-152})$$

Коэффициенты динамичности нагрузки, равные отношению A и B к соответствующим статическим отклонениям системы, оказываются равными

$$K_1 = \frac{1 - \left(\frac{v}{\omega}\right)^2(1 - \epsilon)}{\left(\frac{v}{\omega}\right)^4 + 1 - \left(\frac{v}{\omega}\right)^2(2 + \epsilon)}; \quad (\text{IV-153})$$

$$K_2 = \frac{2 - \left(\frac{v}{\omega}\right)^2}{\left(\frac{v}{\omega}\right)^4 + 1 - \left(\frac{v}{\omega}\right)^2(2 + \epsilon)}. \quad (\text{IV-154})$$

Из графиков $K_1 = f_1\left(\frac{v}{\omega}\right)$ и $K_2 = f_2\left(\frac{v}{\omega}\right)$ (рис. 101) видно, что резонансная область оказывается значительно расширенной в сравнении с одномассовыми системами. Например, первоначальная конструкция роторной стрелы у экскаватора

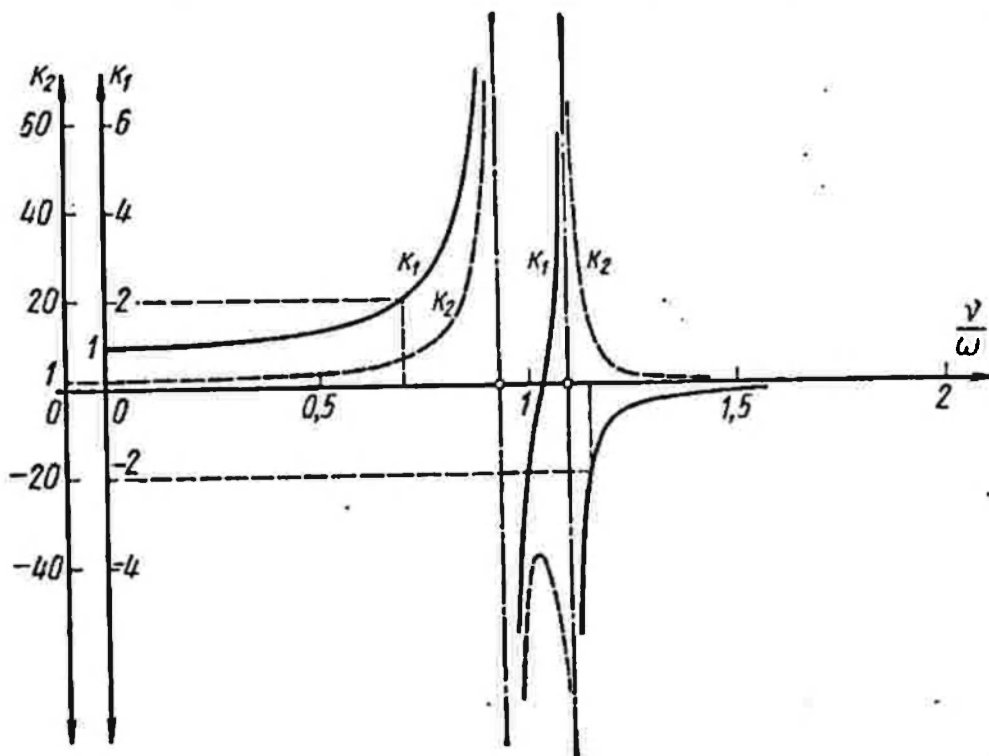


Рис. 101. Графики динамических коэффициентов для изгибно-крутильной динамической системы

ЭРГ-1600 обладала близостью частот крутильных колебаний и низкой частоты в вертикальной плоскости, которые одновременно оказывались близкими к частотам внешней периодической нагрузки на роторном колесе при копании грунта. Это приводило к сложным резонансным колебаниям стрелы, наблюдавшимся на первых образцах этих машин.

При действии на систему импульсной нагрузки близость частот ρ_1 и ρ_2 приводит к биениям, когда возникающие изгибные колебания переходят в крутильные, и наоборот. В таком

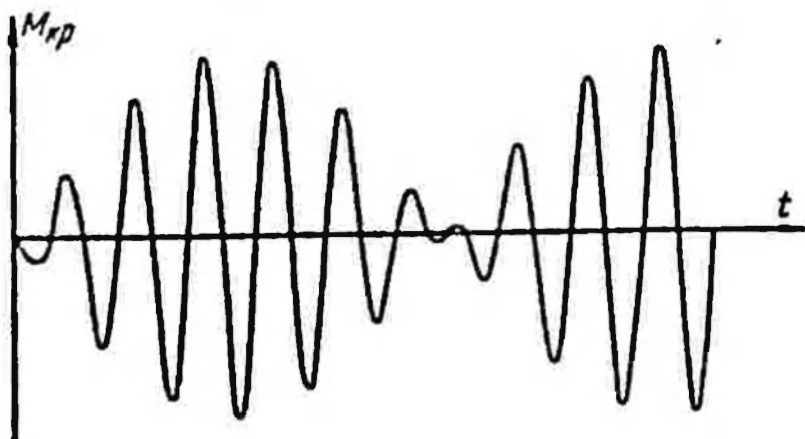


Рис. 102. Биение крутящего момента для изгибно-крутильной динамической системы

случае в процессе собственных колебаний системы энергия колебаний аккумулируется то в кручении, то в изгибе конструкции. Этому явления нужно избегать в стрелах роторных экскаваторов, когда в случаях стопорения ротора большая энергия колебаний из вертикальной плоскости может перейти в энергию крутильных колебаний и привести к разрушению элементов конструкции.

Рассмотрим явления биений. Пусть на систему, описываемую уравнениями (IV-147'), действует импульс $z(0) = V$. Решение запишется в виде:

$$z = 0,583 \frac{V}{\rho} \sin 0,924 \rho t + 0,435 \frac{V}{\rho} \sin 1,082 \rho t;$$

$$\alpha \rho = 0,085 \frac{V}{\rho} \sin 0,924 \rho t - 0,074 \frac{V}{\rho} \sin 1,082 \rho t,$$

или

$$\alpha \rho \approx -0,16 \frac{V}{\rho} \cos \rho t \sin 0,08 \rho t.$$

График крутящего момента на стрелу, линейно зависящего от $\alpha(t)$, представлен на рис. 102.

В приведенном анализе не учитывалось влияние затухания колебаний, которое ограничит амплитуды резонансных колеба-

ний, но других поправок в анализ практически не внесет. Можно сделать вывод, что нужно избегать близости частот p_1 и p_2 стрел и консолей роторных экскаваторов и отвалообразователей.

Может быть учтена более глубокая совместность, если крутильные колебания консолей связаны не только с изгибными в плоскости поворота, но и с вертикальными. Это имеет место, например, тогда, когда центр тяжести приведенной массы консоли не совпадает с центром кручения, а ось приведенной вертикальной жесткости c_1 также не проходит через ц. т. O_1 , т. е. когда p_1 и p_2 (рис. 98, б) не равны нулю.

При упругом стопорении роторного колеса (рис. 98, б) совместность существенно зависит не только от того, что p_1 и p_2 не равны 0, но также от расстояний A_1 и B точки стопорения D_c до центра O и от величины жесткостей грунта (или препятствия) и режущего органа c_2 и c_3 . Общая схема составления уравнений при этом не изменится. Выбрав, например, в качестве обобщенных координат вертикальное и горизонтальное смещение точки O и угол поворота всего жесткого оголовка вокруг этой точки за обобщенные координаты $(x, y$ и $\alpha)$, нетрудно геометрически определить деформации всех жесткостей и записать выражения потенциальных энергий в функции обобщенных координат. Обобщенные скорости дают возможность записать суммарную кинетическую энергию. В некоторых случаях к совместным колебаниям приводит несовпадение осей приведенных жесткостей в обеих плоскостях с осью кручения стрелы.

Следует отметить также, что отвальные консоли отвалообразователей с точки зрения описания совместных изгибно-крутильных колебаний не всегда могут быть смоделированы простой системой, хотя симметрия стрел и может исключать из совместности вертикальные колебания.

На рис. 103 представлены конструктивные схемы отвальных консолей ряда отвалообразователей и их динамические модели. Не анализируя подробно эти динамические системы, наметим лишь метод их математического описания.

За обобщенные координаты в таких системах следует принять прогибы и углы закручивания дисков на упругостях участков консолей.

Далее можно воспользоваться обобщенным законом Гука и определить коэффициенты влияния, прикладывая или единичные усилия, или единичные моменты в соответствующих местах.

Учитывая, что практически колебания конструкций отвальных консолей от реально действующих внешних нагрузок осуществляются наиболее низкой изгибной и первой крутильной формами, после составления полной динамической системы отвальной консоли целесообразно выделить (§ 18) эти формы и соответствующие им частоты, которые в дальнейшем

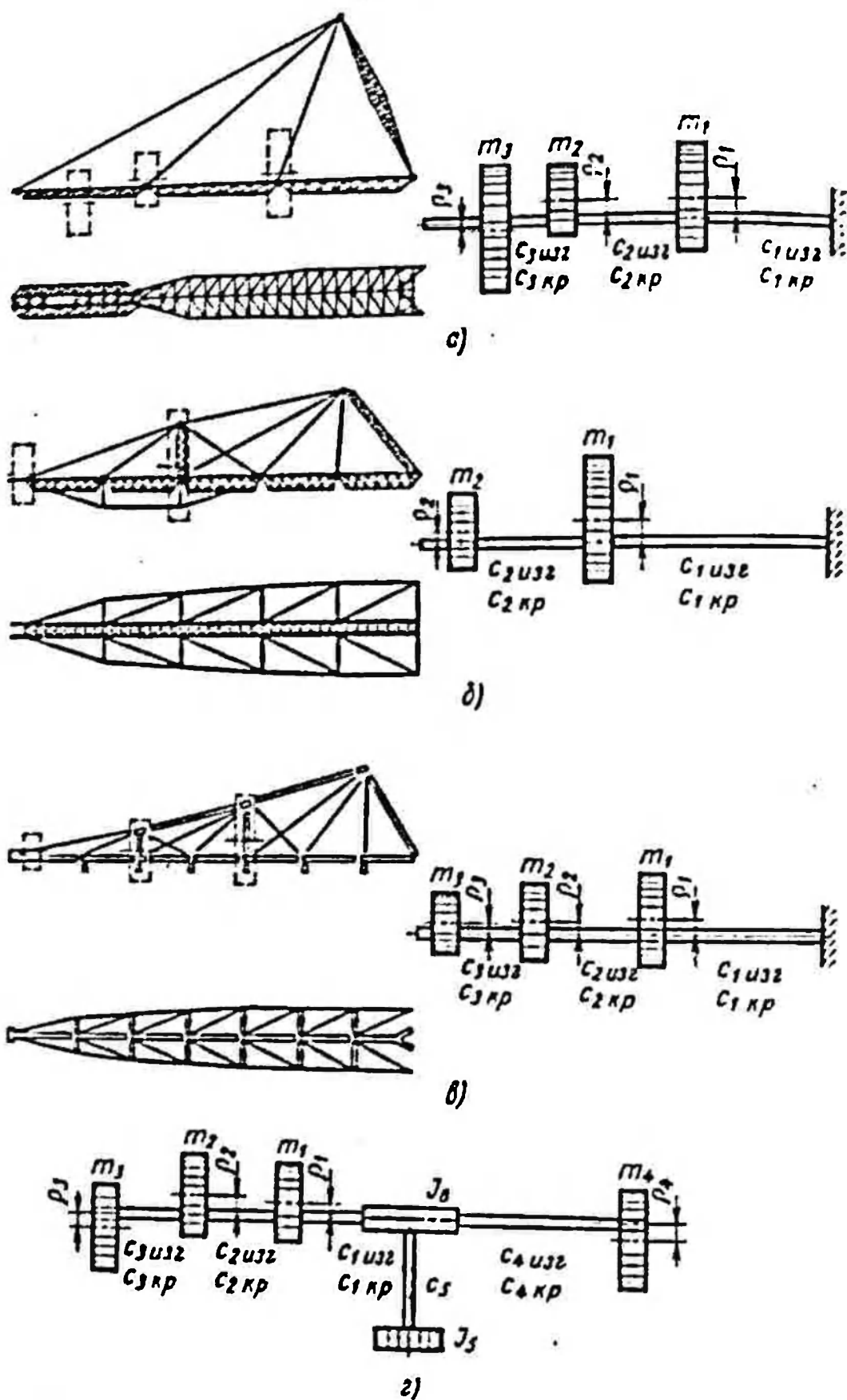


Рис. 103. Конструктивные схемы отвальных консолей отвалообразователей и их крутильно-изгибные динамические модели (а, б, в) и общая динамическая система машины в плоскости поворота (г)

использовать для анализа полных динамических систем (рис. 90).

Следует учитывать, что подробные динамические системы отвалных консолей отвалообразователей (рис. 103, а, б, в) позволяют определить также высокие частоты крутильных и изгибных колебаний, которые могут проявляться при высокочастотном периодическом воздействии на конструкцию от дебаланса и эксцентриситета роликов роликоопор. При этом оказывается возможным высокие крутильные частоты определять для систем только как крутильных, принимая за обобщенные координаты лишь углы закручивания дисков вокруг центров инерции.

§ 24. ДИНАМИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ ДЛЯ ТРАНСПОРТЕРОВ

Наибольшие динамические нагрузки в приводах транспортеров и самой ленте возникают в периоды пуска и торможения. Эксцентриситеты рабочей поверхности барабанов (см. § 9) равно как и небольшая периодическая переменность угловой скорости вращения приводных барабанов вызывают периодические колебания в системе. Однако малая мощность этих колебаний не может практически приводить к возникновению резонансных колебаний в динамической системе, особенно для длинных конвейеров. Это определяется в первую очередь тем, что колебания от барабана не распространяются далеко и нет встречных волн. Поэтому не происходит установления стоячих продольных колебаний в ленте. Проходя в одну сторону от источника колебаний, упругая волна затухает по длине холостой или рабочей ветви ленты, так как вязкие сопротивления ленты велики. Определенную роль в этом играют также неупругие безвозвратные потери на трение в роликоопорах.

В связи с этим трудно заменять распределенные массы ленты (с грунтом или без грунта) небольшим числом сосредоточенных масс, так как даже при значительных импульсах внешней нагрузки, возникающих при пуске, волны деформаций ленты, как показывают эксперименты [37, 58], не проходят всей длины транспортера (см. также рис. 30).

Величины динамических нагрузок, возникающих в механизмах привода транспортера и самой ленте при пуске, можно оценивать на упрощенных динамических системах (рис. 104). Рассмотрим путь составления уравнений, описывающих собственные колебания для наиболее сложной динамической системы транспортера с двухбарабанным приводом по рис. 104, а, где J_1, J_2 — моменты инерции механизмов, приведенные к оси вращения барабана; c_{np} — жесткость участка ленты между барабанами; m и c_n — масса натяжного груза и жесткость его

подвески. Массой натяжного барабана O_1 и концевой барабана O_2 можно пренебречь по малости.

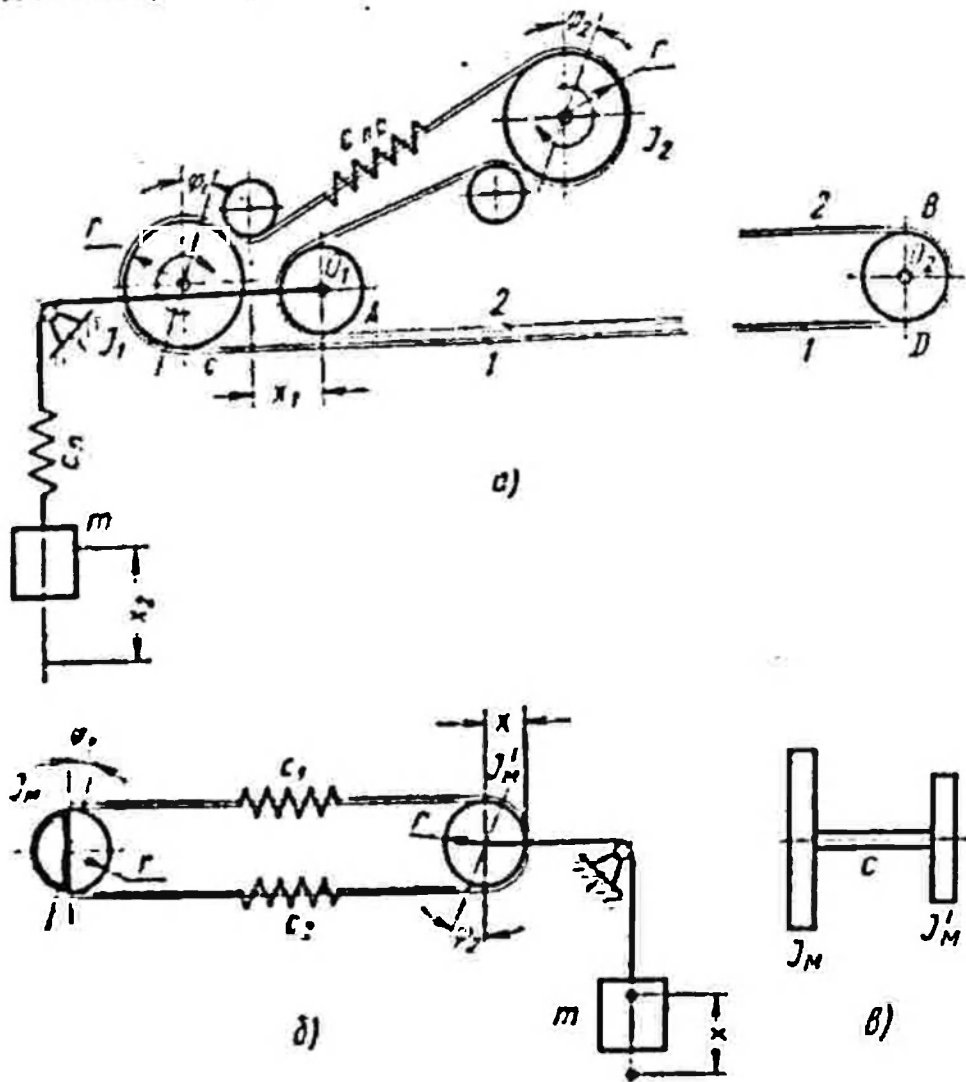


Рис. 104. Динамические системы для транспортеров

Для описания колебаний ленты на участках холостой 1 и рабочей 2 ветвей воспользуемся волновым уравнением продольных колебаний ленты вначале без учета диссипативных сил:

$$\rho_l \frac{\partial^2 y_l}{\partial t^2} = E_l F_l \frac{\partial^2 y_l}{\partial x^2};$$

$$i = 1; 2, \quad (\text{IV-155})$$

где y_l — упругое (или полное) смещение ленты на расстоянии x при принятой системе отсчета;

ρ — погонная масса ленты с учетом приведенных масс грунта и ролюкоопор;

E_l, F_l — продольная погонная жесткость ленты.

Уравнение (IV-155) можно переписать в виде

$$\frac{\partial^2 y_l}{\partial t^2} = \bar{a}_l^2 \frac{\partial^2 y_l}{\partial x^2}, \quad (\text{IV-155}')$$

где $a_i = \sqrt{\frac{E_s F_s}{\rho}}$ — скорость распространения продольных волн деформаций в ленте.

Для транспортера отвалообразователя ОШ-4500/180 $E_s F_s = 1700 \text{ т}$; $\rho = 30 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}}$ и $a \approx 750 \text{ м/сек}$. Указанная величина a была подтверждена экспериментально.

С учетом диссипативных сил уравнение продольных колебаний ленты можно записать в виде

$$\rho \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} - E_s F_s \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} - \mu \frac{\partial^2 y}{\partial t \partial x^2} = 0, \quad (\text{IV-156})$$

где значения μ для лент на бельтинговой или анидной основе [10, 67] лежат в пределах $\mu = 1000 \div 1800 \text{ тсек}^2$.

Уравнения, описывающие собственные колебания рассматриваемой динамической системы $J_1 - J_2 - m$ (рис. 104, а), если в качестве обобщенных координат, кроме y_1 и y_2 , принять также φ_1 , φ_2 , x_1 и x_2 , запишутся в виде

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{np} (\varphi_1 - \varphi_2) + E_s F_s \frac{\partial y_1(0, t)}{\partial x} &= 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - c_{np} (\varphi_1 - \varphi_2) + E_s F_s \frac{\partial y_2(0, t)}{\partial x} &= 0; \\ m \ddot{x}_2 + c_n (x_2 - x_1) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV-157})$$

Пренебрегая массой концевого барабана O_2 , условие его равновесия запишем в виде

$$E_s F_s \frac{\partial y_1(l, t)}{\partial x} = E_s F_s \frac{\partial y_2(l, t)}{\partial x}, \quad (\text{IV-158})$$

где l — длина участка ленты $O_1 O_2$.

Пренебрегая также массой натяжного барабана O_1 , можно записать, что

$$\varphi_2 r - y_2(0, t) = 2x_1. \quad (\text{IV-158}')$$

Имеем также следующие равенства

$$\varphi_1 r = y_1(0, t); \quad (\text{IV-159})$$

$$2E_s F_s \frac{\partial y_2(0, t)}{\partial x} = c_n (x_1 - x_2). \quad (\text{IV-160})$$

Условие (IV-160) означает равенство усилий, действующих на натяжной барабан O_1 в направлении его возможного перемещения.

Исходя из условия неразрывности всей ленты транспортера, можно записать:

$$\dot{y}_1(l, t) + y_2(l, t) = 0. \quad (\text{IV-161})$$

Перемещения φ_1 , φ_2 , x_1 и x_2 являются только функциями времени.

Отыскивая решения колебаний всей системы в виде

$$\left. \begin{aligned} y_1(x, t) &= (A_1 \cos a_1 x + A_2 \sin a_1 x) \sin pt; \\ y_2(x, t) &= (A_3 \cos a_2 x + A_4 \sin a_2 x) \sin pt; \\ x_1 &= A_5 \sin pt; \quad x_2 = A_6 \sin pt; \\ \varphi_1 &= A_7 \sin pt; \quad \varphi_2 = A_8 \sin pt \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV-162})$$

и подставляя данные решения, содержащие восемь неизвестных, в восемь уравнений (IV-157-161), после преобразований получим систему однородных относительно A_i ($i = 1; 2, \dots, 8$) линейных уравнений. Частотный определитель этой системы уравнений (см. § 18) позволяет найти собственные характеристики рассмотренной динамической системы.

Различные конструктивные модификации схем приводов и транспортеров с упрощением или усложнением не приводят к принципиально новым построениям при составлении динамических систем. Решение и анализ этих систем уравнений на внешние воздействия, возникающие при пуске транспортеров, представляют значительные трудности. Для определения же нагрузок, возникающих от биения барабанов или от вариации передаточных чисел механизмов привода транспортеров, волновое представление ленты, как показано ниже (§ 38), оказывается целесообразным.

Короткие транспортеры и даже длинные, но в приближенной постановке, могут быть приведены к виду, представленному на рис. 104, б, где: J_m — момент инерции механизма привода с половиной момента инерции от масс ленты, грунта и роликоопор; J'_m — половина момента инерции масс транспортера и момент инерции натяжного барабана; c_1 и c_2 — продольные жесткости ленты рабочей и холостой ветвей.

Для такой системы уравнения собственных колебаний в функции обобщенных координат φ_1 , φ_2 и x запишутся в виде

$$\left. \begin{aligned} J_m \ddot{\varphi}_1 + (c_1 + c_2)(\varphi_1 - \varphi_2)r^2 + x(c_2 - c_1)r &= 0; \\ J_m \ddot{\varphi}_2 - (c_1 + c_2)(\varphi_1 - \varphi_2)r^2 - x(c_1 - c_2)r &= 0; \\ m\ddot{x} + (c_1 + c_2)x + (c_1 - c_2)(\varphi_1 - \varphi_2)r &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV-163})$$

Эта система уравнений легко преобразовывается к виду

$$\left. \begin{aligned} (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) + \frac{(c_1 + c_2)(J_m + J'_m)r^2}{J_m J'_m} (\varphi_1 - \varphi_2) + \\ + \frac{(c_1 - c_2)(J_m + J'_m)r}{J_m J'_m} x = 0; \\ m\ddot{x} = -(c_1 + c_2)x + (c_1 - c_2)r(\varphi_1 - \varphi_2). \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV-163}')$$

При $c_1 = c_2$ уравнения разделяются. При малом влиянии массы m , так же как и при $c_1 = c_2$ динамическая система на рис. 104, б может быть приведена к виду, представленному на рис. 104, в, где

$$c = (c_1 + c_2) r^2. \quad (\text{IV-164})$$

Следует отметить, что данная динамическая система позволяет определить также дополнительные динамические нагрузки для двухдвигательных и двухбарабанных приводов при различных режимах пуска.

Действительно, если принять, что c — приведенная жесткость механизма привода барабана от двух двигателей, а $J_{\text{д}}$ и $J_{\text{л}}$ — моменты инерции роторов двигателей с присоединенными к ним маховыми массами других вращающихся частей, то динамическая система позволяет определить колебания, которые могут возникнуть при отличающихся пусковых характеристиках двигателей привода.

Для двухбарабанных приводов (рис. 104, а) при больших значениях J_1 и J_2 , когда в момент пуска упругие волны в ветвях ленты не успевают далеко распространиться и вовлечь в движение все массы транспортера, а собственные колебания в механизме привода имеют более высокую частоту, чем частота колебаний всей системы, колебания в механизмах привода можно рассматривать как одночастотные колебания (рис. 104, а и в). Необходимо учитывать, что на холостой ветви ленты роликоопоры устанавливаются редко и лента значительно провисает. Поэтому ее продольная жесткость может оказаться существенно нелинейной.

Определение фактической жесткости с учетом нелинейности от провиса ленты ввиду незначительной жесткости ее на изгиб может проводиться исходя из изложенных в § 14 положений, как

$$c_{2\phi} = c_2 \frac{1}{1 + \rho^2 \frac{l_0^2 E_{\text{л}} F_{\text{л}}}{12 N_0}}, \quad (\text{IV-165})$$

где l_0 — расстояние между роликоопорами;

N_0 — натяжение в ленте.

При анализе работы транспортеров следует учитывать также, что при пуске возможно пробуксовывание ленты по барабану. В моменты буксования динамическая система транспортера и привода связаны не через упругие усилия в ленте, а через момент трения ленты на барабане; изменяется и запись уравнений движения обеих систем и их характеристики.

Помимо анализа продольных колебаний ленты и совместных с ними колебаний в приводе в динамический расчет транспор-

тера входит также определение характеристик поперечных колебаний ленты, так как в определенных случаях из-за периодических биений роликов могут возникать существенные поперечные колебания ленты, что, в свою очередь, может приводить к ненормальной работе транспортера — местной потере устойчивости ленты, разрушению кронштейнов и подшипников роликоопор и т. д.

Уравнение поперечных колебаний ленты можно записать в виде [51]

$$(N - \rho V^2) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \quad (\text{IV-166})$$

где N — натяжение ленты;

ρ — погонная плотность ленты (с грунтом или без);

V — скорость ленты.

Круговые частоты поперечных колебаний ленты между роликоопорами, расположенными на расстоянии l_0 , определяется как

$$\rho_i = \left(\frac{\pi i}{l_0} \right) \sqrt{\frac{N - \rho V^2}{\rho}}; \quad i = 1, 2, \dots \quad (\text{IV-167})$$

Для быстроходных транспортеров большой производительности $\rho V^2 = 1 \div 1.5 \tau$. Если натяжение ленты при работе транспортера падает ниже ρV^2 , то лента может терять устойчивость [51].

Ввиду большого значения l_0 низкая частота собственных поперечных колебаний холостой ветви ленты может быть близкой к круговой частоте вращения роликов роликоопор, составляющей обычно 50—70 рад/сек. Для рабочей ветви это может иметь место при негруженом транспортере.

На скорость распространения упругих волн поперечных колебаний накладывается скорость ленты, поэтому уравнение (IV-167) следует уточнять, особенно при анализе работы груженых транспортеров, когда у высокопроизводительных транспортеров скорость распространения упругих волн по груженой ветви ленты лежит в пределах 6—20 м/сек, а для холостых достигает 100—150 м/сек.

Если $V_v = \sqrt{\frac{N - \rho V^2}{\rho}}$ — скорость распространения упругих волн собственных поперечных колебаний в неподвижной ленте, то, учитывая уменьшение скорости при движении волны против движения ленты и увеличение ее при движении по ходу ленты, можно формулу (IV-167) для низкой частоты переписать в виде неравенства

$$\frac{\pi}{l_0} \left[\sqrt{\frac{N - \rho V^2}{\rho}} - V \right] < \rho < \frac{\pi}{l_0} \left[\sqrt{\frac{N - \rho V^2}{\rho}} + V \right]. \quad (\text{IV-167}') \quad 238$$

Из-за биений барабанов в ветвях ленты, примыкающих к ним, могут возбуждаться параметрические поперечные колебания в том случае, когда частота поперечных колебаний будет вдвое выше круговой скорости вращения барабанов.

§ 25. ДИНАМИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ ПРИВОДА РОТОРНЫХ ТРАНШЕЙНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Учитывая достаточно жесткую связь рабочего органа с рамой тягача в роторных траншейных экскаваторах, наибольший интерес для оценки динамических нагрузок обычно представляет анализ динамических систем механизмов привода и особенно привода рабочего органа. Поэтому остановимся кратко на специфике составления и анализа динамических систем роторных траншейных экскаваторов с механическим приводом

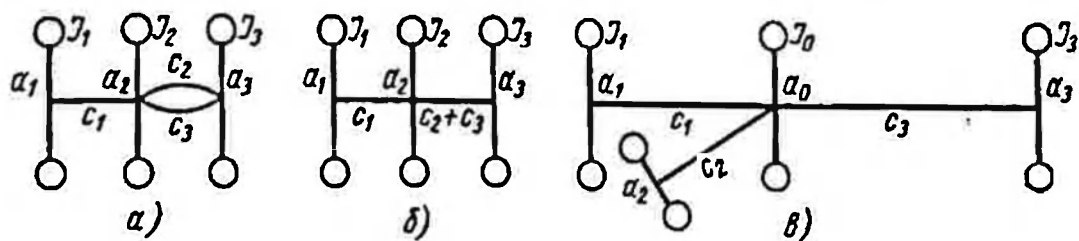


Рис. 105. Упрощенные динамические системы для привода

рабочего органа (см. рис. 17), как наиболее сложных. Из кинематической схемы видно, что в общем виде механизмы привода таких машин могут быть представлены в виде сложных разветвленных многомассовых упругих динамических систем. Несмотря на необходимость оценки для этих машин не только нагрузок импульсного и стопорного характера, но и резонансных явлений, имеются определенные возможности упрощенного представления расчетных схем механизмов привода как динамических систем.

Для приведения, например, распределенных масс валов к дискретным, сосредоточенным массам можно рекомендовать следующие правила, вытекающие из учета форм колебаний:

а) если узел колебаний расположен в непосредственной близости около одной из масс, то к моменту инерции другой массы следует добавить $1/3$ момента инерции от распределенной массы вала;

б) когда узел колебаний расположен посередине вала, к каждой из масс следует добавлять $\frac{1}{6}$ момента инерции распределенной массы вала;

в) если между массами нет узла, то к каждой из сосредоточенных масс следует добавить по $1/2$ момента инерции распределенной массы.

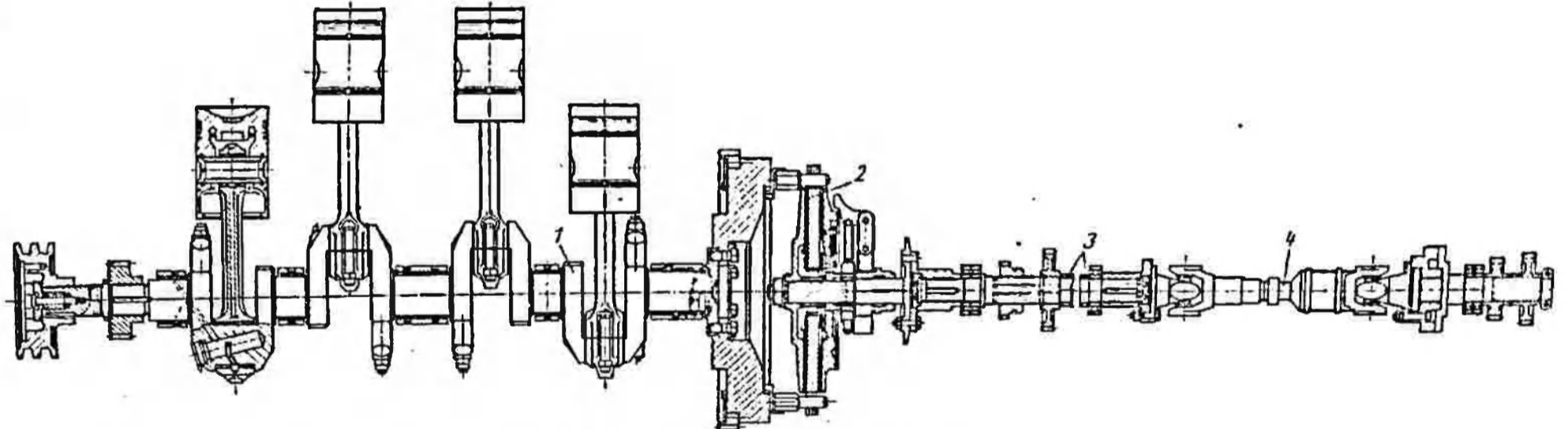
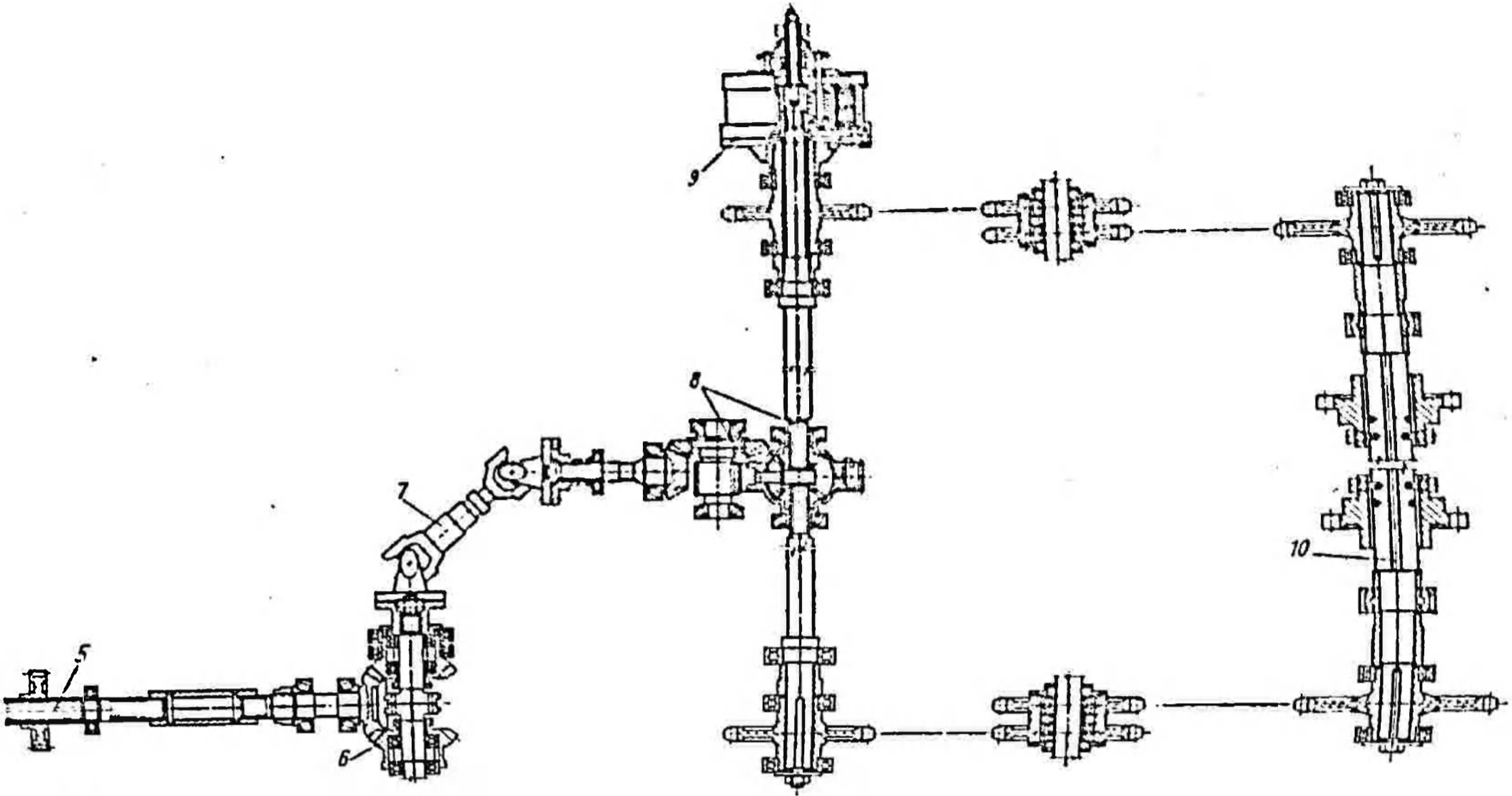


Рис. 106а. Конструктивная схема привода роторного траншейного экскаватора ЭР-7А.

1 — двигатель КДМ-100; 2 — муфта сцепления с маховиком; 3 — верхний вал дополнительной коробки передач экскаватора; 4 — карданный вал автомобиля ЗИЛ-150; 5 — верхний вал коробки передач трактора; 6 — редуктор отбора мощности; 7 — карданный вал автомобиля ЗИЛ-150; 8 — главная передача и дифференциал автомобиля ЗИЛ-164; 9 — муфта предельного момента; 10 — полувал привода ротора

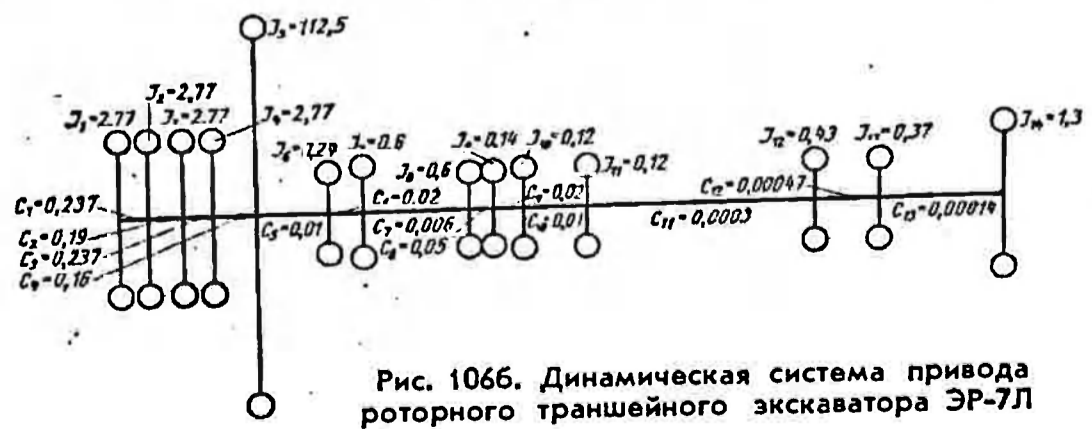


Рис. 106б. Динамическая система привода роторного траншейного экскаватора ЭР-7Л

Для возможности упрощения сложных разветвленных динамических систем рассмотрим некоторые рекомендации, основанные на ряде более простых примеров (рис. 105).

Так, например, из анализа частот и форм собственных колебаний системы по рис. 105, а, имеющей два параллельных упругих элемента c_2 и c_3 , вытекает, что она может быть заменена более простой, неразветвленной системой по рис. 105, б с жесткостью второго упругого элемента, равной $(c_2 + c_3)$. Этим положением можно воспользоваться, например, при упрощении динамической системы двустороннего привода ротора.

Из системы с ответвлением в точке a_0 (рис. 105, в) вытекает, например, что если система имеет два ответвления с одинаковыми частотами, то ее можно заменить простой трехмассовой системой, у которой упругий участок, соответствующий ответвлениям, имеет жесткость, равную суммарной жесткости ответвлений, а концевая масса имеет момент инерции, равный сумме моментов инерции ответвленных масс. Когда ответвление имеет жесткость и момент инерции на несколько порядков меньше, чем другие участки системы, то частота и форма собственных колебаний основной системы практически не изменяются, если не принимать во внимание ответвления.

При упрощении сложных цепных многомассовых динамических систем следует иметь в виду, что если момент инерции присоединяемого участка на несколько порядков меньше момента инерции основной массы, то главные частоты и формы упрощаемой системы практически не нарушаются.

Для примера на рис. 106 а приведена конструктивная схема привода ротора траншейного экскаватора ЭР-7А и соответствующая ей динамическая система (рис. 106 б). Указанные на рис. 106 б значения моментов инерции J_{13} и J_{14} и жесткостей c_{12} и c_{13} даны для привода ротора опытного образца с передаточным отношением $i = 220$.

Моменты инерции J_{1-14} и жесткости c_{1-13} даны соответственно в $\text{кг} \cdot \text{см} \cdot \text{сек}^2$ и в $10^5 \text{ кг} \cdot \text{см}/\text{рад}$. Здесь обозначены: J_{1-4} — моменты инерции, движущихся масс кривошипно-шатунного механизма двигателя; J_5 — момент инерции маховика двигателя, муфты сцепления и всех деталей до $z = 19$; J_6 — момент инерции деталей $z = 19$, $z = 42$, полумуфты и половины карданного вала; J_7 — момент инерции половины карданного вала и деталей до $z = 25$ включительно; J_8 — момент инерции деталей от $z = 27$ до зубчатой полумуфты включительно; J_9 — момент инерции вала отбора мощности в сборе и половина момента инерции карданного вала; J_{10} — половина момента инерции карданного вала и момент инерции полумуфты; J_{11} — момент инерции блока главной передачи и дифференциала; J_{12} — момент инерции деталей, расположенных на концах полуосей и сдвоенных

звездочек $z = 19$ с цепями; J_{13} — момент инерции звездочек $z = 29$ с цепями; J_{14} — момент инерции ротора с приводными шестернями; c_{1-4} — жесткости соответствующих участков коленчатого вала двигателя; c_{5-13} — жесткости валов и деталей, расположенных между соответствующими массами.

Приведенная на рис. 106, б общая динамическая система является исходной для анализа возможности возникновения резонансных явлений в приводе рабочего органа траншейного экскаватора.

Анализ колебаний дан в гл. VII.

3 7

5

ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ
В УЗЛАХ ПОВОРОТНЫХ РОТОРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ
ПРИ КОПАНИИ§ 26. РАСЧЕТНАЯ СХЕМА ДЕЙСТВИЯ ВНЕШНИХ НАГРУЗОК
НА РОТОРНОМ КОЛЕСЕ ПРИ КОПАНИИ

Изложенная в § 5 общая методика определения составляющих внешней нагрузки на роторном колесе при копании дает представление о них без учета вариаций сил резания. Любую из этих составляющих можно представить в виде (II-33, (II-33')). В случае прямолинейного закона изменения силы P или момента M в течение времени, равного периоду выхода ковшей из забоя T , эти зависимости примут вид

$$P = P_{cp} \left[1 + (K_\theta - 1) \frac{2}{\pi} \sum_{\gamma=1}^{\infty} \frac{(-1)^{\gamma+1}}{\gamma} \sin \frac{2\pi}{T} \gamma \right] =$$

$$= P_{cp} + \sum_{\gamma=1}^{\infty} P_\gamma \sin \frac{2\pi}{T} \gamma. \quad (V-1)$$

Формула для момента M будет иметь аналогичный вид.

Гармонические составляющие внешней нагрузки будут приводить к вынужденным колебаниям конструкции с соответствующими частотами. Сложность вычисления колебаний конструкции от случайной составляющей полной внешней нагрузки (§ 7) усугубляется отсутствием необходимых данных по основным, кроме математического ожидания, статистическим характеристикам нагрузок на ковше и роторном колесе. Однако выполненные уже исследования [12, 51] позволяют провести некоторый ориентировочный анализ. В § 7 была представлена зависимость среднеквадратичной амплитуды колебаний ординаты φ (II-100) для системы с одной степенью свободы в функции спектральной плотности стационарного случайного процесса $\Phi(\theta)$. На основании (II-95) и (II-91) имеем

$$\int_0^{\infty} \Phi(\theta) d\theta = k_s^2 R_{cp}^2, \quad (V-2)$$

где θ — круговая частота; $0 < \theta < \infty$;

k_{θ} — коэффициенты вариации внешней нагрузки на роторном колесе;

$R_{ср}$ — средняя суммарная нагрузка.

Зависимость (II-89) позволяет получить k_{θ} для крутящего момента или суммарного сопротивления копанью по значению коэффициента вариации нагрузки на ковше k_{α} , экспериментальное определение которого легко осуществимо. При разработке массива горизонтальными стружками

$$k_{\theta z} = k_{\theta k} \frac{\alpha_{ш}}{\alpha_n} \sqrt{\sum_{i=1}^m \cos^2 [\alpha + i(1 - \alpha_{ш})]} = k_{\alpha z} k_{\theta k}. \quad (V-3)$$

При разработке вертикальными стружками

$$k_{\theta \theta} = k_{\theta k} \frac{\alpha_{ш}}{\alpha_n} \sqrt{\sum_{i=1}^m \sin^2 [\alpha + i(1 - \alpha_{ш})]} = k_{\alpha \theta} k_{\theta k}. \quad (V-4)$$

В этих формулах m — число ковшей, находящихся в работе; $\alpha_{ш}$ — шаговый угол ковшей; $0 < \alpha < \alpha_n$ — текущий угол (см. § 5).

Аналогично может быть получен коэффициент вариации суммарного вертикального усилия, приведенного к оси вращения ротора:

$$\bar{k}_{\theta z} = k_{\theta k} \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^m \sin^2 [\alpha + (i-1)\alpha_{ш}] \cos^4 [\alpha + (i-1)\alpha_{ш}]}}{\sum_{i=1}^m \sin [\alpha + (i-1)\alpha_{ш}] \cos [\alpha + (i-1)\alpha_{ш}]} = k'_{\alpha z} k_{\theta k}, \quad (V-5)$$

$$\bar{k}_{\theta \theta} = k_{\theta k} \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^m \sin^6 [\alpha + (i-1)\alpha_{ш}]}}{\sum_{i=1}^m \sin^2 [\alpha + (i-1)\alpha_{ш}]} = k'_{\alpha \theta} k_{\theta k}. \quad (V-6)$$

Нормальная составляющая полной нагрузки на ковше имеет меньшие коэффициенты вариации, чем касательная [11], поэтому $k_{\theta k}$ можно определять только по касательной составляющей. Это использовано при выводе формул (V-5) и (V-6).

Значение $k_{\theta k}$ для конструкций ковшей, предложенных Ю. А. Ветровым, при разработке твердых эвралитовых глин составляет около 0,5 [49], при разработке серо-зеленых мергелистых глин и твердых суглинков 0,25—0,3 [11]. Так как сброс

нагрузки на ковше ниже нуля невозможен, то максимальное значение k_{ax} вряд ли превысит 1.

Большую роль играют также значения коэффициентов k_{ax} . На рис. 107 приведены осредненные значения $k_{ax} = k_{az}$ в k'_{ax} для различных углов α_n при 10 ковшах на роторе. Увеличение числа ковшей на роторном колесе снижает значения k_{ax} . При $m = 1$, когда в работе только один ковш, $k_{ax} = k'_{ax} = k''_{ax} = 1$. При увеличении α_n или z имеет место медленное увеличение $R_{ср}$.

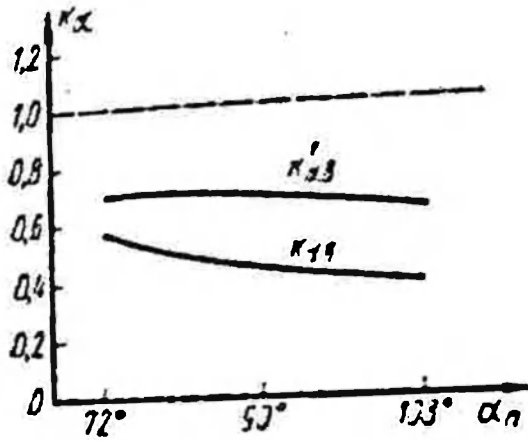


Рис. 107. Изменение коэффициентов вариации нагрузки от угла α_n .

Выражение интеграла (V-2), характеризующего среднюю мощность случайного процесса, может быть вычислено с определенной степенью достоверности. Однако для вычисления амплитуд колебаний координат динамической системы недостаточно знания $\int_0^{\infty} \Phi(\theta) d\theta$, а необходимо также знать выражение самой спектральной функции $\Phi(\theta)$ или корреляционной функ-

туд колебаний координат динамической системы недостаточно знания $\int_0^{\infty} \Phi(\theta) d\theta$, а необходимо также знать выражение самой спектральной функции $\Phi(\theta)$ или корреляционной функ-

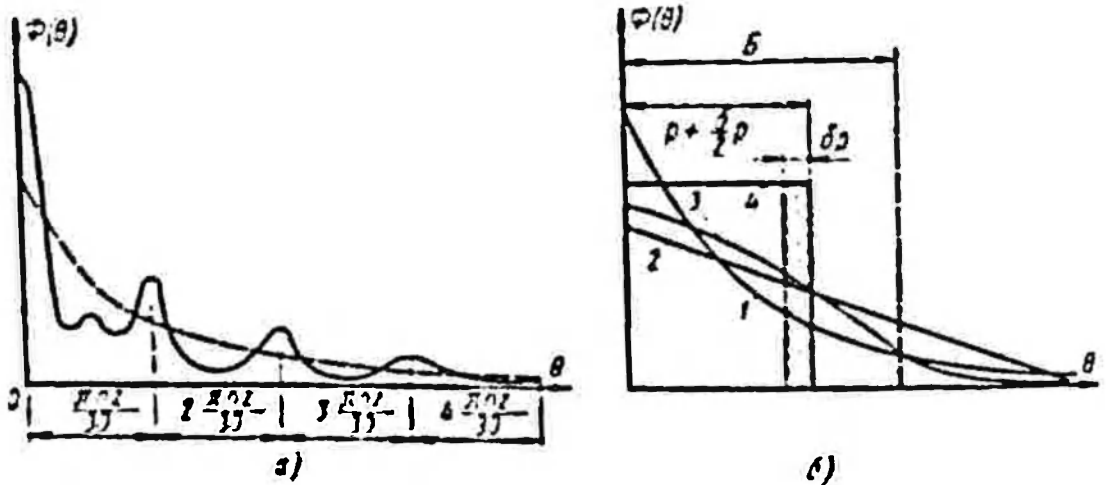


Рис. 108. Действительная (а) и аппроксимирующие (б) кривые спектральной плотности $\Phi(\theta)$

ции случайного стационарного процесса. $\Phi(\theta)$ является убывающей функцией θ . Пренебрегая всплесками функции $\Phi(\theta)$ (см. рис. 49) в зоне частот, кратных частоте выхода ковшей из забоя $\frac{\pi \omega}{30}$, аппроксимируем $\Phi(\theta)$ графически некоторой плавной осредненной кривой, показанной пунктиром вместе с действительной на рис. 108, а. Аппроксимирующая функция ока-

зывается убывающей. На рис. 108, б показан ряд кривых (1, 2, 3), которыми может быть аппроксимирована функция $\Phi(\theta)$ при условии, что величина $\int_0^{\infty} \Phi(\theta) d\theta$ для всех одинакова.

Для получения верхнего предела величины среднеквадратичной амплитуды колебаний усиления в упругом звене $c\bar{\varphi}$, вычисляемой согласно (II-100), представим $\Phi(\theta)$ в виде прямой 4 (рис. 108, б). В этом случае значение $c\bar{\varphi}$ должно возрасти против действительного, как возрастет и значение $\Phi(\rho)$. Выбор в качестве ширины интервала значения $\rho + \frac{\delta}{2}\rho$ (где ρ — частота собственных колебаний системы, δ — логарифмический декремент затухания колебаний) станет очевидным, если показать, что в образовании $c\bar{\varphi}$ основную роль играют значения $\Phi(\theta)$, находящиеся в заштрихованной на рис. 109 области $\rho(1 - \frac{\delta}{2}) < \theta < \rho(1 + \frac{\delta}{2})$.

В этом случае можно записать:

$$\begin{aligned}
 (c\bar{\varphi})^2 &< \rho^4 \int_0^{\rho(1+\frac{\delta}{2})} \frac{\frac{1}{\rho} k_{\sigma}^2 P_{cp}^2 d\theta}{(\rho^2 - \theta^2)^2 + \left(\frac{\delta}{\pi}\right)^2 \rho^2 \theta^2} \approx \\
 &\approx k_{\sigma}^2 P_{cp}^2 \left[\int_0^{\left(1-\frac{\delta}{2}\right)} \frac{dz}{(1-z^2)^2} + \int_{1-\frac{\delta}{2}}^{1+\frac{\delta}{2}} \left(\frac{\pi}{\lambda}\right)^2 dz \right]. \quad (V-7)
 \end{aligned}$$

Принимая во внимание, что

$$\int \frac{dz}{(1-z^2)^2} = \frac{1}{2} \frac{z}{1-z^2} + \frac{1}{4} \ln \frac{1+z}{1-z},$$

перепишем неравенство (V-7) в виде

$$(c\bar{\varphi})^2 < k_{\sigma}^2 P_{cp}^2 \left[\frac{1}{2\delta} + \frac{1}{4} \ln \frac{4}{\delta} \right] + k_{\sigma}^2 P_{cp}^2 \frac{\pi^2}{\delta}. \quad (V-8)$$

Второе слагаемое правой части неравенства (V-8) значительно больше первого. Это говорит о том, что гармоники случайной нагрузки, лежащие в области $\rho \left(1 - \frac{\delta}{2}\right) < \theta < \rho \left(1 + \frac{\delta}{2}\right)$, в основном определяют среднеквадратичную амплитуду колебаний, а следовательно, и преимущественную частоту этих

колебаний. Аналогичная картина будет иметь место практически и для действительной функции $\Phi(\theta)$.

Неравенство (V-8) в связи со сказанным можно упростить следующим образом:

$$\bar{c\bar{\varphi}} < \frac{\pi k_0 P_{ср}}{\sqrt{\delta}} = P_{\max} \quad (V-9)$$

Более реальная формула может быть получена если представить $\Phi(\theta)$ в виде

$$\Phi(\theta) = a e^{-k_1 \theta} = k_0 k_1^2 P_{ср}^2 e^{-k_1 \theta}, \quad (V-10)$$

где k_1 — некоторый коэффициент.

В этом случае

$$\bar{c\bar{\varphi}} \approx \frac{\pi k_0 P_{ср}}{\sqrt{\delta}} \sqrt{k_0 p e^{-k_1 p}} = k_1 P_{\max}, \quad (V-11)$$

где

$$k_1 = \sqrt{z e^{-z}}, \quad z = k_0 p.$$

На рис. 109 кривая 1 характеризует изменение k_1 в функции z ; $k_{1\max} \approx 0,6$.

Кривая 2 изображает функцию e^z , равную отношению $\frac{\Phi(\theta)}{\Phi(p)}$.

Из совмещенного графика этих двух кривых можно заключить,

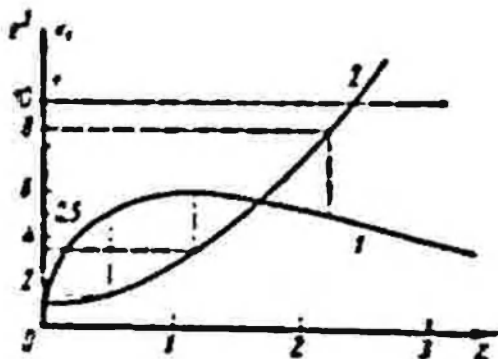


Рис. 109. Изменение амплитуды колебаний случайной нагрузки

что при $1,4 < z < 8,7$ значение k_1 изменяется всего на 20%. Даже при $z = 30$ $k_1 = 0,56 k_{1\max}$. Стабильность коэффициента k_1 независимо от конкретного вида $\Phi(\theta)$ понятна из рассмотрения кривых 1, 2 и 3, где в довольно широкой области B ординаты $\Phi(\theta)$ различных кривых незначительно отличаются друг от друга; значение же $c\bar{\varphi}$ практически пропорционально $\sqrt{\Phi(p)}$.

Таким образом, в первом приближении, особенно для достаточно низких частот p , можно считать, что

$$|c\bar{\varphi}| \approx k_{10} \frac{\pi k_0 P_{ср}}{\sqrt{\delta}}, \quad (V-12)$$

где $k_{10} = k_{1\max} = 0,6$.

Проведенный анализ выполнен на конкретном примере из § 7, однако полученные закономерности носят общий характер.

Чтобы еще более упростить учет случайной составляющей суммарного усиления копання, будем искать эквивалентную де-

терминированную внешнюю гармоническую нагрузку, действие которой на упругую систему равнозначно действию случайной составляющей. Естественно, что частота такой нагрузки равна p , амплитуда же может быть вычислена через значение $c\varphi$ и коэффициент динамичности при резонансе $K_{a,p} = \frac{\pi}{\delta}$ [65]. Кроме того, необходимо учесть характер распределения усилия в упругом элементе, следующего закону Релея, а также соотношения постоянных составляющих усилий и переменных, действующих в определенных элементах. В формулах, приводимых ниже, это учитывается введением постоянных коэффициентов.

Для наиболее нагруженных элементов металлоконструкций при разработке грунтов с k_{ex} до 0,3—0,4:

$$P_s = 1,25k_{10} \sqrt{\delta k_s} P_{cp} \sin pt = 1,25P_{s \max} \sin pt, \quad (V-13)$$

где p — частота собственных колебаний системы.

Для механизма привода ротора

$$M_d \approx 2k_{10} \sqrt{\delta k_s} M_{cp} \sin pt. \quad (V-13')$$

Ввиду того что как случайная, так и основная составляющие полного усилия приложены одинаково, целесообразно сравнить амплитуды гармонических составляющих внешней нагрузки, определяемой формулой (V-1), с $P_{s \max} = k'_{10} k_s P_{cp} \sqrt{\delta}$ (где $k'_{10} = 1,25 k_{10}$). Составим для этого отношения:

$$S_\gamma = \frac{P_{s \max}}{F_\gamma} = \frac{k'_{10} \sqrt{\delta k_s}}{2} = \frac{\pi \gamma k'_{10} k_s \sqrt{\delta}}{2(K_d - 1)}, \quad (V-14)$$

где $\gamma = 1, 2, \dots$

Определим S_γ для суммарного усилия P_s (§ 5), вызывающего низкочастотные колебания конструкции в вертикальной плоскости ($\gamma = 1, 2$). Для этого примем следующие значения величин, входящих в формулу (V-14): логарифмический декремент затухания низкочастотных колебаний $\delta = 0,15$, $k_{ex} = 0,3$, $\alpha_n = 90^\circ$, $z = 10$, поэтому $k'_{\alpha_s} = 0,7$; $k'_s = k_{ex} = 0,7 \cdot 0,3 = 0,21$; $K_d = 1,35$ согласно данным § 5.

Подставив в (V-14) числовые значения, получим $S_\gamma = 0,25 \gamma$; $S_1 = 0,25$; $S_2 = 0,5$.

Для тех же условий работы машины получим S_γ для крутящего момента в приводе ротора, когда $k_s = 0,46 \cdot 0,3 = 0,138$; $\delta = 0,1$; $K_d = 1,3$; $S_\gamma = 0,25 \gamma$; $S_1 = 0,25$; $S_2 = 0,5$; $S_3 = 0,75$.

Приведенные значения коэффициентов S_γ показывают, что для низкочастотных колебаний конструкции в вертикальной плоскости (а практически и для других видов колебаний)

действие случайной составляющей полной нагрузки сопротивления копания на роторном колесе в обычных для вскрышных роторных экскаваторов грунтовых условиях ($k_{\sigma} = 0,2 \div 0,25$) и при нормальной работе ($\alpha_{\pi} > 72^{\circ}$) приблизительно равноценно 25% резонансного воздействия на конструкцию первой гармонической составляющей полного усилия ($\gamma = 1$) и 50% второй ($\gamma = 2$).

Нагрузки от крутильных колебаний в упругой системе механизма привода ротора, частоты собственных колебаний которого в 2—4 раза превышают основную частоту внешнего воздействия $\frac{2\pi}{T}$, при действии случайной составляющей достигают 70—80% нагрузки от резонансного воздействия соответствующей гармонической составляющей основного внешнего нагружения.

В более сложных грунтовых условиях ($k_{\sigma\kappa} > 0,3$) или при ненормальных условиях работы машины (например, одним ковшом, когда $k_{\sigma\alpha} = 1$) значения S_{γ} могут значительно возрастать.

Приведенные выше значения коэффициентов, оценивающих роль случайной составляющей усилия копания, имеют место для ковшей конструкции КИСИ. Эксперименты и опыт эксплуатации ковшей косоугольного резания показали, что для них значения этих коэффициентов уменьшаются в 2—3 раза и более. К этому же выводу можно прийти и из аналитических построений.

В качестве основной рекомендации отметим, что действие случайной составляющей внешнего усилия на реальную многомассовую систему можно заменить действием соответствующих усилий P_{γ} , которые следует прикладывать, как и основные усилия (см. ниже, § 28—31). При этом предварительно необходимо определить спектр частот собственных колебаний и соответствующие различным собственным гармоникам значения по § 27. Возможность использования величин P_{γ} , полученных для одномассовой системы, описываемой одним уравнением, в качестве нагрузки для многомассовых определяется тем, что одночастотные колебания многомассовой системы описываются также одним уравнением (§ 28), а разложение внешней нагрузки по формам собственных колебаний зависит только от места ее приложения, которое должно выбираться соответствующим образом.

Данная методика позволяет ориентировочно определять возможные среднеквадратичные усилия в упругих элементах конструкции от действия случайной составляющей внешней нагрузки на роторном колесе, возникающей при копании. Максимальные возможные усилия в конструкции $P_{2\max}$ по известному значению максимального отклонения случайной составляющей

щей внешней нагрузки $P_{1\max}$ для одномассовой системы определяются как [46]

$$P_{2\max} = \frac{4}{\delta} P_{1\max} = \frac{4}{\delta} k_s R_{cp}, \quad (V-15)$$

где для определенности принято, что $\bar{P}_{1\max} = k_s P_{cp}$.

Заменяя нагрузку $P_{1\max}$ эквивалентной, найдем последнюю, исходя из предпосылок, на основании которых выводилась формула (V-13):

$$P'_{2\max} = \frac{4}{\pi} k_s P_{cp}. \quad (V-16)$$

Сравним значения $P'_{2\max}$ с $P_{2\max}$:

$$S_0 = \frac{P_{2\max}}{P'_{2\max}} = \frac{\pi k'_{10} V \bar{\delta}}{4} = 0,432 \sqrt{\bar{\delta}}. \quad (V-17)$$

При $\delta = 0,15$ $S_0 = 0,2$; при $\delta = 0,1$ $S_0 = 0,15$.

Сравнивая S_0 с \bar{S}_0 , можно констатировать, что максимальный эффект от действия случайной составляющей внешней нагрузки при копании может в 5—6 раз превышать средневзвешенное воздействие. Формула (V-15) получается той же и из наших вычислений, если предположить, что вся спектральная плотность $\Phi(0)$ сосредоточена по рис. 109 в области

$$p \left(1 - \frac{\delta}{2} \right) < 0 < p \left(1 + \frac{\delta}{2} \right).$$

Соображения, изложенные в § 8, позволяют таким же образом учесть действия динамических нагрузок, возникающих от ударов грунтового потока по питателю.

§ 27. ЗАТУХАНИЕ КОЛЕБАНИЙ В ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ РОТОРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ И СПОСОБЫ ИХ УЧЕТА

Расчет амплитуд колебаний и нагрузок в несущей конструкции на воздействие внешних гармонических усилий при резонансе может быть достоверным, если известны диссипативные потери в системе.

Диссипативные силы чаще всего представляются линейными функциями скоростей обобщенных координат [69]. Иногда это отвечает действительности, чаще же является одним из наиболее удобных способов учета затухания колебаний. Поэтому с учетом затухания уравнения собственных колебаний (IV-1) можно записать в виде

$$\ddot{x}_i + \sum_{k=1}^n \alpha_{ik} \dot{x}_k + \sum_{k=1}^n p_{ik}^2 x_k = 0, \quad (V-18)$$

где $i = 1, 2, \dots, n$.

При малых логарифмических декрементах затухания колебаний собственные частоты и формы с достаточной точностью определяются в предположении, что все α_{ik} равны нулю [69].

По формам могут быть вычислены декременты затухания собственных колебаний определенной динамической системы с определенными частотами, если известны функции рассеивания или декременты затухания колебаний для отдельных простых частей динамической системы.

Способ определения соответствующих декрементов затухания колебаний был указан в § 18. Заметим, что при известной

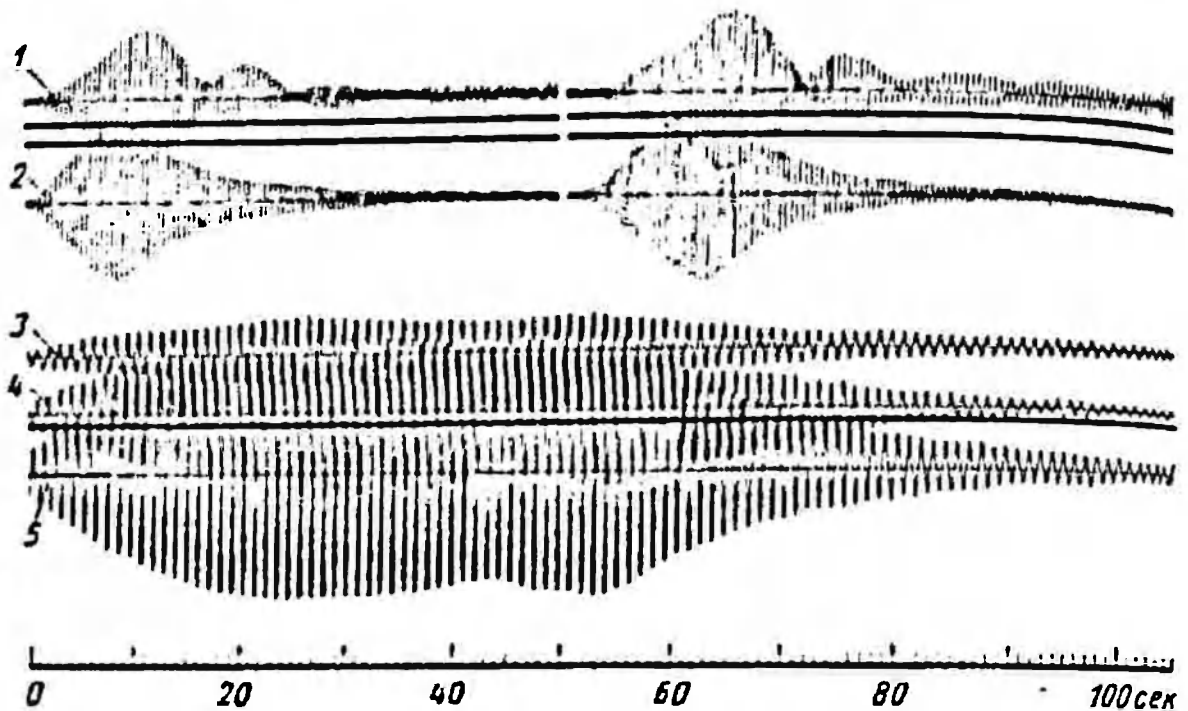


Рис. 110. Типовая осциллограмма исследования раскачивания и затухания собственных крутильных колебаний в элементах конструкции отвалообразователя ОШ-4500/90. 1—5 — напряжения в различных элементах конструкции

форме собственных колебаний нетрудно определить относительные потери энергии за цикл колебаний в шарнирах, в блоках, на барабанах и т. д. и учесть последние при вычислении обобщенного логарифмического декремента затухания колебаний, соответствующего определенной частоте [65].

Более точным является экспериментальное определение логарифмических декрементов затухания различных собственных форм колебаний для машины определенного класса и конструктивного исполнения. В этом случае, возбуждив каким-либо источником определенную форму собственных колебаний (или преимущественно ее), нетрудно определить соответствующее значение δ по отношению амплитуд собственных колебаний. В качестве примера на рис. 110 показаны экспериментальные кривые напряжений в элементах конструкции консолей отвалообразователя ОШ-4500/90 при их резонансных крутильных

раскачивающих с последующим затуханием свободных колебаний.

Значительные работы по экспериментальному определению декрементов затухания собственных колебаний были выполнены КИСИ и МИСИ на роторном экскаваторе ЭРГ-1600 и МИСИ на роторном экскаваторе ЭРГ-400.

Полученные декременты затухания колебаний для этих машин в силу единообразия конструкций и их составных элементов можно считать характерными для собственных колебаний металлоконструкций этих машин. Для первых двух низких форм собственных колебаний, соответствующих колебаниям консольных конструкций на подвесках и надстройке в случае, когда ротор не соприкасается с грунтом, были получены значения декрементов $\delta \approx 0,1 \div 0,15$, а для форм, соответствующих по преимуществу изгибным или крутильным колебаниям консольных конструкций, $\delta \approx 0,05 \div 0,08$.

Логарифмический декремент затухания низкой формы колебаний роторных экскаваторов (и отвалообразователей) в плоскости поворота при заторможенном механизме поворота составляет обычно $\delta \approx 0,3 \div 0,4$, для второй $\delta \approx 0,08 \div 0,15$. Основной причиной интенсивного затухания собственных колебаний с этими формами являются потери на роликовом опорно-поворотном круге, которые зависят от статического момента трения на нем; они могут быть описаны аналитически и делают систему нелинейной (см. § 34). При вращении поворотной части машины, если скорость колебаний не превышает скорости поворота машины, рассеивание энергии колебаний в элементах металлоконструкций консолей и др. уменьшается, а соответствующее значение δ оказывается равным 0,05—0,08, так как потери на роликовом круге практически отсутствуют.

Приведенные выше значения декрементов затухания соответствуют рассеиванию энергии колебаний за счет так называемого конструкционного демпфирования.

При копании резонансные колебания конструкции различных видов будут демпфироваться, помимо того, в результате взаимодействия режущего органа с грунтом (см. § 6, 30), а также в результате потерь в приводах ротора и механизма поворота прежде всего за счет влияния их механических характеристик (см. § 29—30).

Заметим, что указанные факторы приводят к появлению в правой части уравнений (V-18) определенных членов $\bar{a}_{ik} \dot{x}_k$, где \bar{a}_{ik} — константы.

Таким образом, демпфирование колебаний при копании оказывается более интенсивным, чем просто при собственных колебаниях, когда ротор не взаимодействует с грунтом.

Учитывая, что α_{ik} являются расчетными отвлеченными коэффициентами, за исключением некоторых случаев, можно рекомендовать при числовых расчетах резонансных колебаний вводить затухание на последнем этапе, считая коэффициент динамичности при резонансе на переменную составляющую равным $\frac{\pi}{\delta}$ [65]. Правомерность такого учета демпфирования колебаний рассматривается в следующем параграфе. Имея значение логарифмических декрементов затухания на все основные формы свободных колебаний элементов конструкции, можно с достаточной точностью высчитать соответствующие коэффициенты α_{ik} , а затем, сложив члены $\alpha_{ik}x_k$ с появляющимися от наклона характеристик приводов и взаимодействия режущего органа с грунтом членами $\bar{\alpha}_{ik}x_k$, получить уже суммарные коэффициенты.

Наметим схему определения α_{ik} по известным логарифмическим декрементам затухания различных форм. Пусть x_s — собственная гармоника, соответствующая частоте p_s . Тогда

$$\begin{aligned} x_i &= \sum_{s=1}^n u_{si} x_s; & \dot{x}_i &= \sum_{s=1}^n u_{si} \dot{x}_s, \\ \ddot{x}_i &= \sum_{s=1}^n u_{si} \ddot{x}_s, \end{aligned} \quad (V-19)$$

где u_{si} — нормированная (или любая другая) амплитуда i -й координаты, соответствующая s -й собственной форме.

Значения u_{si} могут быть вычислены из (V-18) при $\alpha_{ik} = 0$, так же как и p_s ($s = 1, 2, \dots, n$). Подставив (V-19) в (V-18), получим после ряда преобразований

$$\ddot{x}_s + \dot{x}_s \frac{\sum_{k=1}^n \alpha_{ik} u_{sk}}{u_{si}} + x_s \frac{\sum_{k=1}^n p_{ik}^2 u_{sk}}{u_{si}} = 0, \quad (V-20)$$

где $s = 1, 2, \dots, n$.

Если δ_s — логарифмический декремент затухания, соответствующий s -й форме колебаний, то уравнение (V-20) можно записать в виде (см. § 28)

$$\ddot{x}_s + \frac{\delta_s}{\pi} p_s \dot{x}_s + p_s^2 x_s = 0. \quad (V-21)$$

Таким образом, из сравнения уравнений (V-20) и (V-21), получим

$$\frac{\sum_{k=1}^n \alpha_{ik} u_{sk}}{u_{si}} = \frac{\delta_s}{\pi} p_s, \quad (V-22)$$

где по-прежнему $s = 1, 2, \dots, n$ для фиксированного i и наоборот, т. е. имеем n^2 уравнений с n^2 неизвестными u_{ik} . Решения систем линейных уравнений (V-22) можно записать в виде:

$$\alpha_{ik} = \frac{D_{ik}}{D}; \quad i, k = 1, 2, \dots, n,$$

$$D = \begin{vmatrix} u_{11}u_{12} \dots u_{1n} \\ u_{21}u_{22} \dots u_{2n} \\ \dots \dots \dots \\ u_{n1}u_{n2} \dots u_{nn} \end{vmatrix} \quad (V-23)$$

$$D_{ik} = \frac{1}{\pi} \begin{vmatrix} u_{11}u_{12} \dots u_{1(k-1)}; & \delta_1 p_1 u_{1i}; & u_{1(k+1)} \dots u_{1n} \\ u_{21}u_{22} \dots u_{2(k-1)}; & \delta_2 p_2 u_{2i}; & u_{2(k+1)} \dots u_{2n} \\ \dots \dots \dots & \dots \dots \dots & \dots \dots \dots \\ u_{n1}u_{n2} \dots u_{n(k-1)}; & \delta_n p_n u_{ni}; & u_{n(k+1)} \dots u_{nn} \end{vmatrix}$$

Задача значительно упростится, если требуется учесть демпфирование только для одной собственной формы (соответствующей p_s), которая, например, одна и резонирует. В этом случае в (V-18) и (V-22) надо положить все $\alpha_{ik} = 0$, кроме α_{ii} ; тогда

$$\alpha_{ii} = \frac{\delta_s}{\pi} p_s. \quad (V-24)$$

Если для одной системы уравнений (V-18) с правой частью необходимо посмотреть ряд резонансных случаев, то надо каждый раз соответственно менять значения α_{ii} .

§ 28. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ В ОСНОВНЫХ УЗЛАХ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ РОТОРНОГО ЭКСКАВАТОРА ПРИ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЯХ В ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ

Внешние нагрузки, возникающие на роторном колесе при копании и действующие в вертикальной плоскости, вызывают вынужденные колебания несущей конструкции роторного экскаватора.

Для всех роторных экскаваторов частоты собственных колебаний в вертикальной плоскости, особенно при регулировании скорости вращения ротора, оказываются равными или кратными основной частоте внешней нагрузки или близкими к этому. Так, например, для мощных вскрывных роторных экскаваторов число оборотов роторного колеса изменяется в пределах $n = 3 \div 5,5$ об/мин, что при числе ковшей $z = 8 \div 12$ дает значение основной частоты внешней нагрузки $\theta = 2,52 \div \div 6,91$ рад/сек ($T = 0,9 \div 2,5$ сек):

Расчеты собственных частот конструкций мощных роторных экскаваторов в вертикальной плоскости дают значения первых двух частот, равными $p = 3,14 \div 7$ рад/сек, т. е. условия возникновения резонансного нагружения конструкции вполне вероятны. Естественно, что колебания конструкции в этом случае будут наиболее существенными.

Для иллюстрации метода расчета на резонанс многомассовых динамических систем определим амплитуду одночастотных колебаний упругой системы с одной степенью свободы под действием гармонического усилия при резонансе.

Уравнение, описывающее эти колебания, имеет вид

$$\ddot{x} + 2\lambda\dot{x} + p^2x = a \sin \theta t. \quad (V-25)$$

Выразим предварительно коэффициент 2λ через логарифмический декремент затухания данной формы колебаний. Для этого отыщем общее решение однородного дифференциального уравнения [69]:

$$\ddot{x} + 2\lambda\dot{x} + p^2x = 0; \quad (V-26)$$

$$x(t) = e^{-\lambda t} [A \sin p't + B \cos p't]. \quad (V-27)$$

Отношение амплитуд колебаний $x(t)$ и $x(t + T)$, где $T = \frac{2\pi}{p'}$ ($p' \approx p$), на основании (V-27) будет равно

$$\frac{x(t)}{x(t + T)} = e^{\lambda T}. \quad (V-28)$$

Логарифмический декремент затухания колебаний выражается через коэффициент λ и период колебаний T как

$$\delta = \lambda T. \quad (V-29)$$

Ввиду того, что $T \approx \frac{2\pi}{p}$ при малых значениях δ , выразим коэффициент 2λ через δ и p :

$$2\lambda = \frac{\delta}{\pi} p. \quad (V-30)$$

Учитывая соотношение (V-30), перепишем уравнение (V-25) в виде

$$\ddot{x} + \frac{\delta}{\pi} p\dot{x} + p^2x = a \sin \theta t. \quad (V-25')$$

Нетрудно получить, что вынужденные колебания имеют вид [69]

$$x = \frac{a}{\sqrt{(p^2 - \theta^2)^2 + \left(\frac{\delta}{\pi}\right)^2 p^4}} \sin(\theta t - \epsilon). \quad (V-31)$$

Коэффициентом динамичности называется отношение амплитуды x к $x_{ст}$. Где $x_{ст}$ — статическое отклонение от действия той же силы, $x_{ст} = \frac{a}{p^2}$.

Таким образом, при резонансе

$$K_d' = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{0}{p}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\delta}{\pi}\right)^2}} \approx \frac{\pi}{\delta}. \quad (V-32)$$

В связи со сказанным расчет многомассовых динамических систем нужно проводить следующим образом. Разложив внешние силы по формам собственных колебаний [2], для определения окончательных обобщенных амплитуд колебаний конструкции с различными собственными формами в случае резонанса можно воспользоваться значением $K_d' = \frac{\pi}{\delta}$.

Составим уравнение колебаний динамических систем роторных экскаваторов в вертикальной плоскости под действием внешних периодических сил, возникающих при копании.

Для большей наглядности рассмотрим это на примере динамической системы роторного экскаватора ЭРШР-1600 (см. рис. 67).

В § 19 была определена потенциальная энергия колебаний, аккумулируемая в надстройке:

$$U_n = 190x^2 + 478,5xy + 617,5xz + 455y^2 + 1040,5yz + 1783z^2.$$

Выводы § 19 позволяют подсчитать кинетическую и потенциальную энергии колебаний стрелы ротора. При $m_p = 21 \frac{т \cdot сек^2}{м}$

$$q_1 = 0,2 т \cdot сек^2/м^2, \text{ и } J = 0,6 м^4;$$

$$U_c = 4960y^2 - 8100xy + 3290x^2;$$

$$T_c = 17,45\dot{x}^2 - 21,08\dot{x}\dot{y} + 18,7\dot{y}^2.$$

Из § 13 следует, что прогиб середины пролетной части стрелы ротора u выражается через x и y при $L = 52 м$, $a = 12 м$, если форма деформативного прогиба пролетной части принята в виде $u \sin \frac{\pi z}{L}$ как

$$u = \frac{a+L}{\pi a} y - \frac{L}{\pi a} x = 1,7y - 1,382x. \quad (V-33)$$

В целях упрощения определим кинетическую энергию консоли противовеса без учета ее изгибной деформации как

$$T_{пр} = \frac{1}{2} \left(m_{пр} + \frac{1}{3} q_2 l \right) \dot{z}^2 = 25\dot{z}^2.$$

Предполагаем, что нет совместности вертикальных колебаний по координатам x , y и z с крутильными колебаниями стрелы ротора и колебаниями в приводе ротора (см. § 19).

Таким образом, выражения энергий колебаний системы запишутся как

$$\left. \begin{aligned} U_n &= 3480x^2 - 7621,5xy + 617,5xz + 5415y^2 + \\ &\quad + 1040,5yz + 1783z^2; \\ T_n &= 17,45\dot{x}^2 - 21,08\dot{x}\dot{y} + 18,7\dot{y}^2 + 25\dot{z}^2. \end{aligned} \right\} (V-33')$$

На основании уравнений Лагранжа (VI-1') нетрудно составить по значениям T_n и U_n уравнения собственных колебаний.

Для составления уравнений вынужденных колебаний можно воспользоваться теми же уравнениями (IV-1'), только выражение \bar{U}_n необходимо дополнить функцией [2]:

$$Q_B = \sum_{i=1}^n P_{B_i} x_i, \quad (V-31)$$

являющейся работой внешних сил на возможных перемещениях колеблющейся системы. В формуле (V-31) P_{B_i} — внешняя сила (момент), действующая по направлению обобщенной координаты x_i .

В нашем примере P — вертикальная сила, действующая по координате x ; M — момент, действующий вокруг точки O (см. рис. 67 и III, а). В этом случае

$$Q_B = Px - M \frac{y-x}{a}. \quad (V-34')$$

Значения P и M могут быть вычислены, например, по данным § 5.

Уравнения вынужденных колебаний упрощенной динамической системы роторного экскаватора ЭРШР-1600 (см. рис. 67) на основании значений U_n , T_n и Q_B запишутся в виде:

$$\left. \begin{aligned} 31,9\ddot{x} - 21,08\ddot{y} + 6960x - 7621,5y + 617,5z &= - \left(P + \frac{M}{a} \right); \\ - 21,08\ddot{x} + 37,4\ddot{y} - 7621,5x + 10830y + 1040,5z &= \frac{M}{a}; \\ 50\ddot{z} + 617,5x + 1040,5y + 3566z &= 0. \end{aligned} \right\} (V-35)$$

Система (V-35) может быть разрешена относительно \ddot{x} , \ddot{y} и \ddot{z} :

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} + 115,3x - 65,8y + 52,3z &= - \left[\frac{P}{23,01} + \frac{M}{52,9a} \right] = P_1; \\ \ddot{y} - 138,4x + 252,2y + 57,34z &= - \left[\frac{P}{40,85} - \frac{M}{58,1a} \right] = P_2; \\ \ddot{z} + 12,35x + 20,81y + 71,32z &= 0, \end{aligned} \right\} (V-35')$$

В уравнениях (V-35') опущена функция, учитывающая затухания собственных колебаний или ограничивающая амплитуду P и M имеют вид (V-1), система (V-35') представляет собой систему линейных дифференциальных уравнений второго порядка с правыми частями, состоящими из суммы постоянных и периодических переменных функций времени, которые могут быть разложены на гармонические.

Принцип суперпозиции действия внешних сил на линейную динамическую систему позволяет суммарными решениями системы считать сумму решений системы от действия различных гармонических составляющих. Решение системы (V-35') в общем виде и с учетом рассеивания энергии колебаний общезвестно [2, 69], но при числовых расчетах требует большого объема вычислений. Поэтому ниже рассматривается более простая схема, дающая возможность при малых затуханиях колебаний системы с различными формами получить результаты с достаточной точностью [2].

Предположим, что нам известны логарифмические декременты затухания колебаний системы с различными собственными формами.

В этом случае задача сводится к замене системы совместных уравнений (V-35') системой независимых уравнений (V-25'), каждое из которых описывает вынужденные колебания с определенной собственной формой под действием гармонических усилий. Если известна правая часть этих уравнений, то будут известны и решения системы. Следовательно, задача о вынужденных колебаниях сводится к определению собственных форм колебаний и разложению внешней нагрузки по формам собственных колебаний. Затем необходимо вновь вернуться от найденных колебаний конструкции по собственным формам к колебаниям по обобщенным координатам.

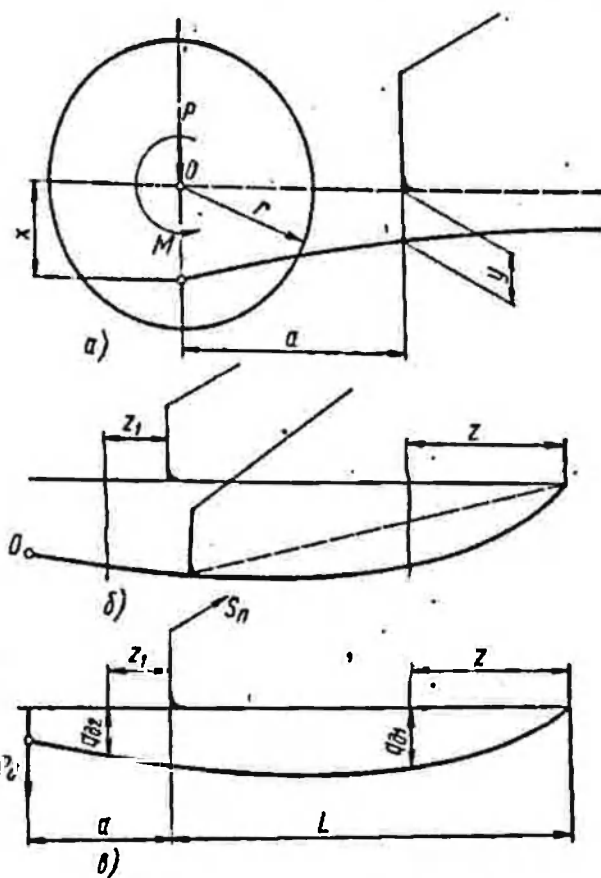


Рис. 111. Расчетные схемы к определению нагрузок и прогибов стрелы экскаватора ЭРШР-1600

Таблица 8

s	i		
	1	2	3
1	0,694	0,549	-0,463
2	0,697	0,497	0,515
3	-0,319	0,945	0,068

Проследим последовательность этих вычислений на примере. В соответствии с данными § 18 для системы линейных однородных дифференциальных уравнений (V-35) круговые частоты собственных колебаний будут составлять $p_1 = 5,34$; $p_2 = i0,37$; $p_3 = 17,4$ рад/сек.

Следует отметить, что при учете податливости поворотной платформы и нижней рамы экскаватора расчетная низкая частота собственных колебаний уменьшается до 20—25%.

Для дальнейших вычислений требуются нормированные собственные формы колебаний, отвечающие соотношению (см. § 27)

$$\sum_{i=1}^n u_{si}^2 = 1; \quad s = 1, 2, 3, \dots, n, \quad (V-36)$$

где u_{si} — нормированная амплитуда i -й координаты, соответствующая s -й собственной форме.

Пусть координатам x , y и z соответствуют на месте i индексы 1, 2 и 3. Вычисленные значения u_{si} даны в табл. 8.

Амплитуды внешних гармонических сил, разложенные по формам собственных колебаний, имеют вид [2]

$$\bar{P}_i = \sum_{s=1}^n B_s u_{si}; \quad i = 1, 2, 3, \dots, n, \quad (V-37)$$

где \bar{P}_i — амплитуда колебаний соответствующей гармоникки полной внешней силы P_i ; B_s для уравнения (V-25') соответствует коэффициенту a .

Для рассматриваемого случая

$$\left. \begin{aligned} B_1 &= -(0,04352\bar{P} + 0,000312\bar{M}); \\ B_2 &= -(0,0424\bar{P} + 0,000438\bar{M}); \\ B_3 &= -(0,0093\bar{P} - 0,00186\bar{M}), \end{aligned} \right\} \quad (V-37')$$

где \bar{P} и \bar{M} , в свою очередь, — амплитуды колебаний соответствующей резонируемой гармоникки внешней силы P и момента M .

Колебания обобщенных координат системы через данные значения B_s записываются в виде

$$x_i = \sum_{s=1}^n \frac{B_s u_{si}}{r_s^2 - \omega^2} \sin \omega t; \quad i = 1, 2, 3, \dots, n. \quad (V-38)$$

В случае резонанса с частотой ρ_s , составляющими полных колебаний с другими собственными гармониками можно по малости пренебречь и на основании формул (V-25'), (V-31) и (V-32) записать, что

$$x_{i \max} = \frac{B_s u_{si} \pi}{\rho_s^2 \delta} \quad i = 1, 2, 3, \dots, n. \quad (V-39)$$

Формула (V-39) позволяет определить амплитуды колебаний обобщенных координат динамической системы при резонансе с частотой ρ_s . Так, при резонансе с первой частотой (ρ_1)

$$\begin{aligned} x_{\max} &= 0,694 [0,04352\bar{P} + 0,000312\bar{M}] \frac{\pi}{\delta_1 \rho_1^2}; \\ y_{\max} &= 0,549 [0,04352\bar{P} + 0,000312\bar{M}] \frac{\pi}{\delta_1 \rho_1^2}; \\ z_{\max} &= -0,463 [0,04352\bar{P} + 0,000312\bar{M}] \frac{\pi}{\delta_1 \rho_1^2}. \end{aligned} \quad (V-40)$$

В § 5 были получены выражения усилий в подвесках стрелы ротора и консоли противовеса в функции обобщенных координат:

$$\begin{aligned} R &= 1840y + 1071x + 2380z; \\ Q &= 832x + 1430y + 5130z. \end{aligned} \quad (V-41)$$

По данным выражениям и уравнениям (V-40) можно определить усилия R и Q в функции P и M .

Данные табл. 6 позволяют по известным усилиям R и Q определить нагрузки во всех элементах надстройки (см. рис. 67). В частности,

$$\begin{aligned} S_p &= S_{ск} = 1,62Q - 1,95R; \\ S_n &= S_{CF} = 1,63R - 1,88Q. \end{aligned} \quad (V-42)$$

По тем же формулам (V-41) и (V-42) будут определяться и значения амплитуд усилий R , Q , S_p и S_n , если в них вместо x , y и z подставить x_{\max} , y_{\max} и z_{\max} .

Для оценки нагрузок в стреле необходимо определить амплитуду колебаний середины стрелы по формуле (V-33)

$$f = |u_{\max}| = |1,7y_{\max} - 1,382x_{\max}|. \quad (V-43)$$

При учете только гармонических составляющих усилий P и M , полные выражения которых описываются формулой (V-1), между P и M может быть установлена простая связь при $\alpha_n = 90^\circ$ и горизонтальном положении стрелы:

$$M = rP = 8P, \quad (V-44)$$

где r — радиус резания.

Однако для общности в примере в выражениях (V-37') P и M учитываются в отдельности. Поэтому выражения для B_1 (V-37') показывают удельный вес усилия P и момента M в образовании амплитуд колебаний, вычисляемых по формулам (V-39), а следовательно, и нагрузок в конструкции. Рассматривая выражения (V-37'), видим, что \bar{B}_1 и B_2 практически определяются только величиной P .

Значение \bar{M} в величине B_3 значительно превосходит значение P , а третья собственная частота, согласно табл. 8, сопровождается преимущественно изгибными колебаниями роторной стрелы. Проанализировав влияние P и M , упростим далее выражения (V-37') в соответствии с формулой (V-44).

Приняв согласно рекомендациям § 27 определенные значения δ_s , по формулам (V-39) — (V-43) нетрудно вычислить амплитуды колебаний обобщенных координат динамической системы x , y и z , амплитуду изгибных колебаний середины пролетной части стрелы ротора u , а также амплитуды усилий в подвесках и элементах надстройки R , \bar{Q} , \bar{S}_p и S_n при резонансных колебаниях конструкции с любой из собственных частот в функции амплитуды гармонической составляющей соответствующей частоты внешней нагрузки $P(\bar{P}_i)$.

В случае, для которого выведена формула (V-1),

$$\bar{P}_1 : \bar{P}_2 : \bar{P}_3 = 1 : \frac{1}{2} : \frac{1}{3},$$

а

$$\bar{P}_1 = \frac{2(K_d - 1)}{\pi} P_{cr}$$

При горизонтальном положении стрелы $\alpha_n = 90^\circ$ и $\dot{K}_L = 110$ кг/см амплитуда \bar{P}_1 , вычисленная по формулам § 5, оказывается равной 4 т. Соответственно $\bar{P}_2 = 2$ т, $\bar{P}_3 = 1,33$ т.

При выборе значений δ_s ($s = 1, 2, 3$) учтем демпфирование колебаний от взаимодействия ковшей с грунтом при резании (см. § 6) на первые две низкие формы колебаний и примем их равными $\delta_1 = \delta_2 = 0,15$, а для третьей собственной формы ввиду малости относительного смещения координаты x примем δ_3 , исходя из предположения, что потери энергии колебаний происходят за счет гистерезиса в металлоконструкции стрелы при ее изгибных колебаниях, т. е. $\delta_3 = 0,07$. Имеющиеся данные

позволяют по формулам (V-39, V-43) определить соответствующие величины нагрузок для случая резонансного воздействия 1, 2 и 3 гармоник внешнего усилия P . Результаты расчетов сведены в табл. 9.

Таблица 9

Условия	Параметр							
	$ x_{\max} $ в см	$ y_{\max} $ в см	$ z_{\max} $ в см	$ R_{\max} $ в т	$ Q_{\max} $ в т	$ S_n $ в т	$ S_p $ в т	$ f_{\max} $ в см
1 резонанс	9,3	7,5	6,4	88,2	137,7	358	396	0,37
2 »	1,25	0,88	0,92	51,6	69	48,2	13,5	0,21
3 »	0,035	0,104	0	3,3	1,56	2,44	3,9	0,23
Статические усилия от веса:	—	—	—	468	855	945	473	—
K_{∂_1}	—	—	—	1,19	1,16	1,38	1,84	—
K_{∂_2}	—	—	—	1,1	1,08	1,05	1,03	—
K_{∂_3}	—	—	—	1,007	1,002	1,003	1,008	—

В той же таблице приведены статические усилия R , Q , S_n и S_p от веса ротора, стрелы ротора и консоли противовеса, а также величины условного коэффициента динамичности для различных резонансов K_{∂} , взятого как отношение суммарной нагрузки в элементах конструкции с учетом колебаний, появляющихся от действия внешней нагрузки на роторе, к статической нагрузке. Дополнительные изгибающие моменты и перерезывающие усилия в стреле точнее можно рассчитывать от действия инерционных нагрузок, так как при этом соблюдаются все граничные условия для моментов и перерезывающих сил пролетной и консольной частей стрелы, а не пользоваться для этого законом деформативного прогиба стрелы, принимаемого следующим законом синуса в пролетной части.

Исходя из рис. 111, б смещения пролетных f_n и консольных f_k сечений в местах z и z_1 имеют значения

$$\left. \begin{aligned} f_n &= \frac{z}{L} y + \left[\frac{a+L}{\pi a} y - \frac{L}{\pi a} x \right] \sin \frac{\pi z}{L}; \\ f_k &= \frac{z_1}{a} x - \frac{a-z_1}{a} y. \end{aligned} \right\} \quad (\text{V-44}')$$

Расчетная схема нагружения стрелы показана на рис. 111, в. Значения сосредоточенных и распределенных сил соответственно равны

$$\begin{aligned} P_{\partial} &= m_p \ddot{x}; \quad q_{\partial_1} = \frac{q_1}{g} \ddot{f}_n(z); \\ q_{\partial_2} &= \frac{q_2}{g} \ddot{f}_k(z_1), \end{aligned}$$

где согласно (V-44')

$$\ddot{f}_n(z) = \frac{z}{L} \ddot{y} + \left[\frac{a+L}{\pi a} \ddot{y} - \frac{L}{\pi a} \ddot{x} \right] \sin \frac{\pi z}{L};$$

$$\ddot{f}_x(z) = \frac{z_1}{a} \ddot{x} - \frac{a-z_1}{a} \ddot{y}.$$

Расчет системы на рис. 111, а, помимо эпюр изгибающих моментов и перерезывающих сил, дает значения усилия \bar{S}_n и опорной реакции R_0 .

Совпадение значений для \bar{S}_n с полученными ранее величинами для различных резонансных случаев служит своего рода проверкой правильности всего расчета. Кроме того, \bar{S}_n и R_0 определяют значение сжимающего усилия в стреле.

Аналогично может быть рассмотрена и консоль противовеса. По известным усилиям в надстройке, пятах стрелы ротора и консоли противовеса проводится расчет поворотной платформы и других несущих элементов конструкции.

Из проведенного анализа можно сделать и некоторые общие замечания о характере нагружения основных узлов роторных экскаваторов аналогичной конструкции при резонансных колебаниях. Из табл. 9 видно, что резонанс по первой частоте дает наибольшее нагружение конструкции, особенно элементов верхней надстройки; резонанс по второй частоте дает приблизительно вдвое меньшие усилия в подвесках и значительно меньшие в верхней надстройке. Резонанс по третьей частоте вызывает значительно меньшие усилия в подвесках и надстройке, чем первые два, однако по прогибу середины стрелы $|f_{\max}|$ видно, что изгибающие моменты и перерезывающие усилия при таких резонансных колебаниях в стреле в этом случае соизмеримы с возникающими при более низких резонансах.

Следует отметить, что анализ, проведенный в § 26, позволяет целиком использовать его результаты при учете случайной составляющей внешней нагрузки на роторном колесе при копании и для учета воздействия усилий, возникающих от ударов грунтового потока по питателю роторного колеса (см. § 8).

При нерезонансных случаях нагружения конструкции характер колебания ее можно выявить по схеме, изложенной в данном параграфе, в частности по формуле (V-38).

Сравнение формул (V-38) и (V-39) показывает, что если частота собственных колебаний будет отличаться от частоты внешнего гармонического воздействия на 10%, то при $\delta = 0,15$ амплитуды колебаний конструкций от действия этого усилия, а следовательно, и нагрузки в несущей конструкции окажутся сниженными в 4 раза, при 20% различия частот — уже в 10 раз.

§ 29. ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПРИВОДА РОТОРА

Полагаем, что колебания привода ротора независимы от колебаний металлоконструкции. Условия, при которых практически это имеет место, рассмотрены в § 19.

Уравнения движения масс J_r и $J_{p,\theta} = J_{p,\theta} + J_m + J_{ред}$ (рис. 67, а) при координатах запишутся в виде:

$$\left. \begin{aligned} J_{p,\theta} \ddot{\varphi}_1 + 2n_1 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c(1 \pm k_p) (\varphi_1 - \varphi_2) &= M_{дв}; \\ J_r \ddot{\varphi}_2 - 2n_1 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - c(\varphi_1 - \varphi_2) &= -M, \end{aligned} \right\} (V-45)$$

где φ_1 и φ_2 — координаты;

$M_{дв}$ — момент двигателя, приведенный к валу ротора;

M — момент сопротивления на роторном колесе;

$2n_1$ — коэффициент, учитывающий рассеивание энергии колебаний в механизме;

$k_p = 1 - \eta$ (где η — к. п. д. редуктора);

$1 \pm k_p$ — множитель, учитывающий потери в редукторе.

Перемена знака в множителе $(1 \pm k_p)$ имеет место, если φ_1 или φ_2 при колебаниях меняют знаки; этого, как будет видно из дальнейшего, практически не происходит, поэтому действие упругой силы в механизме на двигатель выражается членом $c(1 + k_p) (\varphi_1 - \varphi_2)$.

Момент, обеспечиваемый двигателем электропривода в электро-механических колебаниях системы привода ротора может быть представлен с учетом его внешней характеристики как

$$M_{дв} = a - b\dot{\varphi}_1. \quad (V-46)$$

Проследим возможность такого упрощенного представления, например, для электропривода по системе Г—Д, когда может иметь место наибольшая опасность возникновения взаимовлияния электрических и механических колебаний.

Действительное значение $M_{дв}$ равно $k_2 U_x$, где U_x — напряжение якорной цепи — определяется в простейшем случае из уравнения [29]

$$U_x + T_x \frac{du_x}{dt} = E_g - k_1 \dot{\varphi}_1, \quad (V-47)$$

где T_x — постоянная времени якорной цепи;

E_g — э. д. с. генератора.

При малом значении T_x уравнение (V-47) практически соответствует уравнению (V-46).

Уточним выражение для M входящего в правую часть второго из уравнений (V-45). Для этого из гармонических составляющих оставим в полном моменте только ту, которая

вызывает резонансное (или околорезонансное) нагружение. Учет также, что выражение момента M зависит от величины скорости резания v_2 . Тогда выражение для момента можно записать в виде

$$M = (M_{cp} + M_a \sin \gamma \theta t) (1 + k_0 \dot{\varphi}_2). \quad (V-48)$$

Учитывая, что $M_{cp} \gg M_a$, так как резонируемой внешней гармоникой с частотой $\gamma \theta$ ($\gamma = 1, 2, \dots$) является, как правило, вторая — третья ($\gamma = 2$ или 3), перепишем выражение (V-48) следующим образом:

$$M = M_{cp} (1 + k_0 \dot{\varphi}_2) + M_a (1 + k_0 \omega) \sin \gamma \theta t, \quad (V-49)$$

где ω — постоянная составляющая скорости роторного колеса.

Учитывая, что механические характеристики приводов являются достаточно жесткими, поэтому значение ω мало зависит от величины внешнего нагружения Π , следовательно, выражение (V-49) можно привести к более простому виду:

$$\begin{aligned} M &= M_{cp} (1 + k_0 \omega) + M_a (1 + k_0 \omega) \sin \gamma \theta t + M_{cp} k_0 \dot{\varphi}_{2пер} = \\ &= M_{cp} + M_a \sin \gamma \theta t + M_{cp} k_0 \dot{\varphi}_{2пер}, \end{aligned} \quad (V-49')$$

где $\dot{\varphi}_{2пер}$ — гармоническая составляющая скорости, определение которой дается ниже, в формуле (V-55').

Как видно из формул (V-46) и (V-49) выражения моментов M_a и M содержат в своем составе члены, приводящие к рассеиванию энергии колебаний.

Слагаемые $2n_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$ в уравнениях (V-45) учитывают рассеивание в самом механизме за счет неупругих потерь в материале деформируемых деталей упругой системы (см. § 27). Значение коэффициента $2n_1$ вычисляется достаточно правильно, если известен логарифмический декремент свободных затухающих колебаний системы:

$$\left. \begin{aligned} J_{p\partial} \ddot{\varphi}_1 + 2n_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c(1 + k_p)(\varphi_1 - \varphi_2) &= 0; \\ J_p \ddot{\varphi}_2 - 2n_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - c(\varphi_2 - \varphi_1) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (V-45')$$

Система (V-45') может быть сведена к одному уравнению:

$$\begin{aligned} (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) + \frac{2n_1(J_{p\partial} + J_p)}{J_{p\partial} J_p} (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + \\ + \frac{c[J_p(1 + k_p) + J_{p\partial}]}{J_{p\partial} J_p} (\varphi_1 - \varphi_2) &= 0. \end{aligned} \quad (V-50)$$

Согласно выводам § 28, получим

$$2n_1 \frac{(\bar{J}_{p\partial} + J_p)}{\bar{J}_{p\partial} J_p} = \frac{\delta_1}{\pi} p; \quad p = \sqrt{\frac{c[J_p(1+k_p) + \bar{J}_{p\partial}]}{\bar{J}_{p\partial} J_p}}$$

Таким образом,

$$2n_1 = \frac{\delta_1 p \bar{J}_{p\partial} J_p}{\pi (\bar{J}_{p\partial} + J_p)}, \quad (V-51)$$

где δ_1 — логарифмический декремент затухания свободных колебаний за счет рассеивания энергии при деформации деталей и потерь на трение в кинематических парах механизма привода, который можно принять равным $\delta_1 \approx 0,12 \div 0,16$.

Решение системы линейных уравнений (V-45) принципиальных трудностей не представляет и в общем виде может быть записано как

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= a_1 \sin \gamma \theta t + b_1 \cos \gamma \theta t + d_1 + \omega t; \\ \varphi_2 &= a_2 \sin \gamma \theta t + b_2 \cos \gamma \theta t + d_2 + \omega t; \end{aligned} \right\} \quad (V-52)$$

$$M_\partial = c(\varphi_1 - \varphi_2), \quad (V-53)$$

где M_∂ — динамический крутящий момент в механизме.

Из формулы (V-52) следует, что

$$\left. \begin{aligned} \dot{\varphi}_1 &= e_1 \sin(\gamma \theta t + e_1) + \omega; \\ \dot{\varphi}_2 &= e_2 \sin(\gamma \theta t + e_2) + \omega. \end{aligned} \right\} \quad (V-54)$$

Отыскание коэффициентов a_1, b_1, \dots при числовых расчетах представляет значительные трудности. Поэтому в таких случаях необходимо применять аналоговые вычислительные машины (см. § 33).

Учитывая специфичность параметров уравнений (V-45) легко сделать некоторые выводы, не решая полной системы. Так как в реальных конструкциях $\bar{J}_{p\partial} = (5 \div 10) J_p$, т. е. $\bar{J}_{p\partial} \gg J_p$, следует полагать, что амплитуда колебаний гармонической составляющей φ_2 значительно больше соответствующей амплитуды φ_1 . Это позволяет более просто оценить интенсивность демпфирования вынужденных резонансных колебаний за счет зависимости M от φ_2 . Так, рассматривая колебания φ_2 как преваляющие, можно заменить систему (V-45) одним уравнением, которое с учетом формулы (V-49) запишется как

$$\begin{aligned} J_p \ddot{\varphi}_2 + M_{cp} k_0 \dot{\varphi}_2 + c \varphi_2 &= M_{cp} (1 + k_0 \omega) + M_a (1 + \\ &+ k_0 \omega) \sin \gamma \theta t \approx M_{cp} + M_a \sin \gamma \theta t. \end{aligned} \quad (V-55)$$

При $\bar{M}_{ср} = \frac{M_{ср}}{J_p}$ и $\bar{M}_a = \frac{M_a}{J_p}$ имеем

$$\ddot{\varphi}_2 + \frac{M_{ср}k_0}{J_p} \dot{\varphi}_2 + \frac{c}{J_p} \varphi_2 = \bar{M}_{ср} + \bar{M}_a \sin \omega t. \quad (V-56)$$

Сравнивая системы (V-56) с (V-25) и (V-25'), получаем следующее выражение для определения логарифмического декремента затухания колебаний от рассматриваемого вида демпфирования:

$$\frac{\delta_2}{\pi} \rho = \frac{M_{ср}}{J_p} k_0.$$

Учитывая, что для реальных конструкций

$$\rho = \sqrt{\frac{c(J_p + \bar{J}_{p\lambda})}{J_p \bar{J}_{p\lambda}}} \approx \sqrt{\frac{c}{J_p}}; \quad \bar{J}_{p\lambda} = \frac{\bar{J}_{p\lambda}}{1 + k_f};$$

получим

$$\delta_2 \approx \frac{\pi M_{ср} k_0}{J_p \rho} \approx \frac{\pi M_{ср} k_0}{c} \rho. \quad (V-57)$$

Рассмотрим путь экспериментального определения величины $M_{ср}$ и k_0 , например, для грунтов с $k_f = 2 \div 4 \text{ кг/см}^2$. Исследованиями КИСИ было установлено, что увеличение скорости на 1 м/сек в пределах скоростей от 0 до 3 м/сек увеличивает усилие копания (или момент) в среднем не менее чем на 15—20%. Если в (V-56) $M_{ср}$ это средний статический момент, соответствующий номинальным оборотам ротора, то статический момент на валу ротора без учета скорости копания обозначаем через $M_{ср_0}$.

Связь между $M_{ср}$ и $M_{ср_0}$ для указанных грунтов можно выразить в виде следующей зависимости:

$$M_{ср} = M_{ср_0} (1 + 0,15r\omega), \text{ или } M_{ср_0} = \frac{M_{ср}}{1 + 0,15r\omega}, \quad (V-58)$$

т. е. $k_0 = 0,15r$, где r — радиус роторного колеса по режущим кромкам. Подставляя данные значения в формулу (V-57), получим для δ_2 выражение

$$\delta_2 = \frac{\pi M_{ср} 0,15r}{c [1 + 0,15r\omega]} \rho. \quad (V-57')$$

В качестве примера для числовой оценки δ_2 рассмотрим привод ротора экскаватора ЭРШР-1600, имеющего крутильную жесткость механизма $c \approx 33\,300 \text{ тл/рад}$ и частоту $\rho \approx 15,0 \text{ рад/сек}$.

Согласно формуле (II-12') при $Q = 3750 \text{ м}^3/\text{ч}$, $k_F = 3 \text{ кг/см}^2$, $r = 8 \text{ м}$, $n = 5,12 \text{ об/мин}$, $K_p = 1,25$, получим $M_{ср} \approx 48 \text{ тм}$ и

$$\delta_2 \approx \frac{3,14 \cdot 48 \cdot 1,2}{33\,300 \cdot 1,624} 15,0 \approx 0,052.$$

При разработке более тяжелых пород, когда, например, $k_F = 7 \div 8 \text{ кг/см}^2$, величина k_0 уменьшается. Это определяется тем, что изменение усилия копания в зависимости от изменения скоростей вращения ротора вызвано изменениями сил, возникающих от вовлечения грунта ковшами роторного колеса в движение, а относительная доля этой составляющей в полном усилии копания падает с ростом величины k_F . Поэтому оценим величину δ_2 исходя только из составляющей усилия копания, определяемой вовлечением срезанного грунта в движение. Для этого в дополнение к имеющимся данным в рассмотренном примере положим, что $\alpha_n = 90^\circ$, $z = 10$ ($\alpha_{ш} = 36^\circ$), $q = 1,6 \text{ м}^3$, $\gamma = 1,8 \text{ т/м}^3$ — объемный вес разрабатываемого грунта.

Усредненный момент на роторе от рассматриваемых сил согласно формуле (II-29) будет равен

$$M'_{ср} = \frac{2}{\pi} \frac{\alpha_n}{\alpha_{ш}} \cdot \frac{\gamma}{g} qV^2 = \frac{2\alpha_n}{\pi\alpha_{ш}} \cdot \frac{\gamma}{g} Jr^2\omega^2, \quad (\text{V-59})$$

или, подставляя значения входящих в формулу параметров, получим $M'_{ср} \approx 30 \omega^2$.

Так как при колебаниях $\omega = \omega_0 + \dot{\varphi}_{2пер}$, то

$$M'_{ср} = 30\omega_0^2 + 60\omega_0\dot{\varphi}_{2пер} + 30\dot{\varphi}_{2пер}^2. \quad (\text{V-60})$$

При условии, что $\dot{\varphi}_{2пер} \leq (0,2 \div 0,4)\omega_0$, можно положить

$$M'_{ср} \approx 30\omega_0^2 + 60\omega_0\dot{\varphi}_{2пер}. \quad (\text{V-60}')$$

При $\omega_0 = 0,52 \text{ рад/сек}$ $M'_{ср} \approx 8 + 31,2 \dot{\varphi}_{2пер}$. Подставив в формулу (V-57) $31,2$ вместо $M_{ср}k_0$, получим для δ_2 значение

$$\delta_2 \approx \frac{3,14 \cdot 31,2}{33\,300} 15 = 0,044.$$

Видно, что значение δ_2 по формуле (V-57'), равное 0,052, незначительно отличается от полученного.

Более сложно выявить влияние характеристики привода ротора на демпфирование вынужденных резонансных колебаний. Для оценки его, так же как и ранее, предполагаем отсут-

ствие других демпфирующих членов в уравнениях (V-45), которые в этом случае запишем в виде

$$\bar{J}_{p0} \ddot{\varphi}_1 + c(\varphi_1 - \varphi_2) = \bar{M}_{0a}; \quad J_p \ddot{\varphi}_2 - c(\varphi_1 - \varphi_2) = -M, \quad (V-45'')$$

где

$$\bar{M}_{0a} = M_{0a} \frac{1}{1 + k_p} = a' - b' \dot{\varphi}_1$$

и

$$M = M_{cp} + M_a \sin \gamma_0 t.$$

Найдем решения системы (V-45'') в виде (V-52).

Выразив φ_1 , φ_2 , $\dot{\varphi}_1$, $\dot{\varphi}_2$ и $\ddot{\varphi}_1$ в соответствии с (V-52) и (V-51) и подставив их в (V-45''), получим, приравнявая в каждом из уравнений (V-45'') коэффициенты при $\sin \omega t$, $\cos \omega t$ и t , а также свободные члены в левой и правой частях, восемь уравнений для отыскания восьми неизвестных постоянных коэффициентов a_1, b_1, \dots, d_2 .

Так, имеем

$$\omega = \frac{a - M_{cp}}{b}; \quad (V-61)$$

$$d_1 - d_2 = \frac{M_{cp}}{c}. \quad (V-62)$$

Из формулы (V-62) видно, что средний момент в упругом звене равен M_{cp} .

Амплитуда переменной гармонической составляющей момента в упругом звене выражается как

$$M_a = c \sqrt{(a_1 - a_2)^2 + (b_1 - b_2)^2}. \quad (V-63)$$

Коэффициент динамичности приложения гармонической составляющей внешней нагрузки можно представить в виде

$$K_d' = \frac{M_a}{M_0}. \quad (V-64)$$

Вычислив $(a_1 - a_2)$, $(b_1 - b_2)$ и подставив их в формулу (V-63), а (V-63) в (V-64), получим следующее выражение для K_d' :

$$K_d' = \frac{1}{1 - (1 + \xi) \mu^2} \times \sqrt{1 + \frac{\xi |\xi - 2(1 + \xi)(1 - \mu^2)|}{(1 + \xi)^2 (1 - \mu^2)^2 + z_0 \frac{1 - (1 + \xi)^2 \mu^2}{\mu^2}}}, \quad (V-65)$$

где

$$\xi = \frac{J_p}{J_{p\partial}}; \quad \mu = \frac{\omega}{p}; \quad p = \sqrt{\frac{c(J_p + J_{p\partial})}{J_p J_{p\partial}}};$$

$$z_0 = \frac{b'}{p J_{p\partial}}.$$

Исследовать это выражение на экстремальное влияние параметров ξ , μ и z_0 при резонансе в общем виде нельзя. Однако для фиксированных ξ и z_0 можно построить графики $K'_0 = f(\mu^2)$, аналогичные графикам для одномассовой динамической системы. Вместе с построением графиков целесообразно вычислить истинную частоту собственных колебаний системы, описываемой уравнениями (V-45"), отличную от

$$p = \sqrt{\frac{c(J_{p\partial} + J_p)}{J_{p\partial} J_p}}.$$

Рассматривая собственные колебания с учетом члена $b'\dot{\varphi}_1$, получим характеристическое уравнение для определения этой частоты, а параллельно и других корней уравнения. Решениями системы однородных уравнений (V-45") предполагаются функции ae^{kt} . Характеристическое уравнение имеет вид

$$k \left[k^3 + \frac{b'}{J_{p\partial}} k^2 + p^2 k + \frac{cb'}{J_{p\partial} J_p} \right] = 0.$$

Корнями уравнения (V-64) являются $k_1 = 0$, некоторое отрицательное число k_2 и два сопряженных числа:

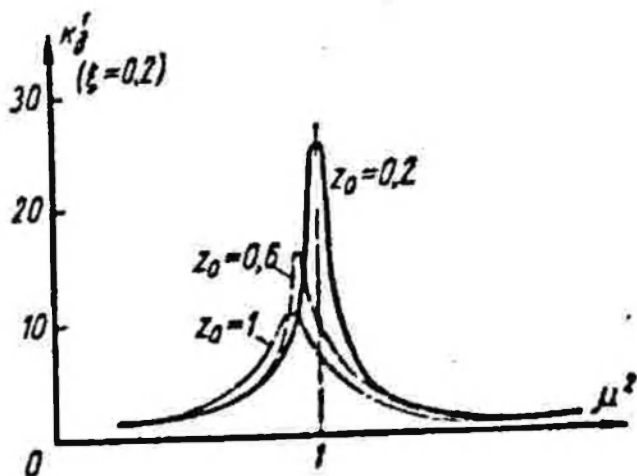
$$k_{3,4} = -n \pm \sqrt{n^2 - p_\partial^2} \approx -n \pm ip_\partial,$$

где p_∂ — действительная собственная частота системы.

Член n практически определяет степень демпфирования колебаний, а соответствующий логарифмический декремент затухания колебаний может быть определен согласно формуле (V-30).

На рис. 112 показаны кривые $K'_0 = f(\mu^2)$ для значений $\xi = 0,1$, $\xi = 0,2$ и реальных значений z_0 для приводов роторных колес ($0,2 < z_0 < 1$). Большие значения z_0 соответствуют более жестким характеристикам привода. В соответствии с формулой (V-32) и исходя из графиков на рис. 112, можно определить пределы эквивалентного логарифмического декремента затухания: $0,062 < \delta_3 < 0,286$.

Для указанных пределов изменения z_0 и ξ можно рекомендовать следующую аппроксимирующую формулу для определения максимального значения K'_d :



$$K'_d = \frac{f(\xi, z_0)}{\xi z_0}, \quad (V-66)$$

где

$$f(\xi, z_0) = [4,81 - 34,35\xi] z_0^2 + [42,55\xi - 4,58] z_0 + [1,77 - 7,2\xi]. \quad (V-67)$$

При $z_0 > 1$ действительное K'_d может увеличиваться, а при $z_0 \rightarrow \infty$ становится очень большой величиной.

Определим величину динамического коэффициента для привода ротора экскаватора ЭРШР-1600, когда параметры системы следующие: $\bar{J}_{p\partial} = 1080 \text{ тмсек}^2$; $J_p = 180 \text{ тмсек}^2$ (с учетом грунта в ковшах); $\eta = 0,92$;

$$\bar{J}_{p\partial} = \bar{J}_{p\partial} \frac{1}{1 + (1 - \eta)} \approx \approx 1000 \text{ тмсек}^2;$$

$$\rho = \sqrt{\frac{c(J_{p\partial} + J_p)}{J_{p\partial} J_p}} \approx \approx 15 \text{ рад/сек}; \quad \xi \approx 0,2.$$

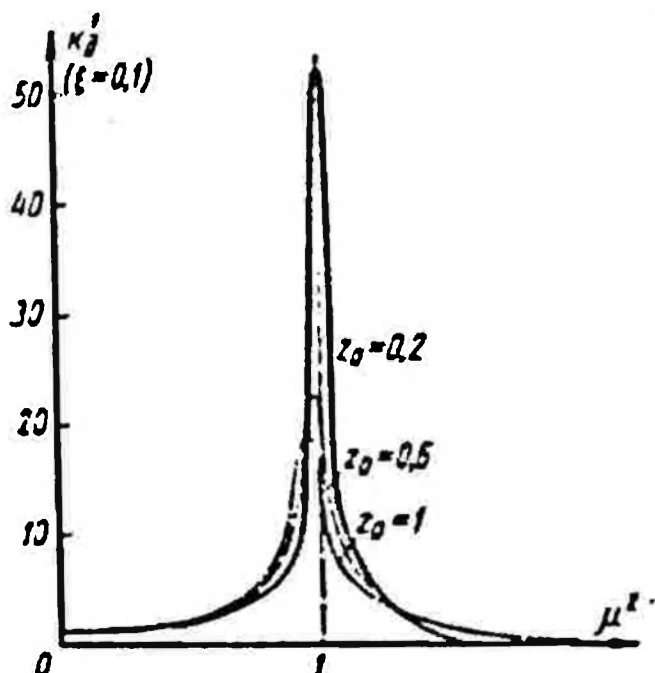


Рис. 112. Графики динамического коэффициента при резонансных колебаниях для механизма привода ротора

Учитывая, что $1 + k_p = 1 + (1 - \eta) \approx \frac{1}{\eta}$, можно записать:

$$\bar{M}_w = \eta M_w = \frac{\eta M_w}{k_x \omega_0} [\omega_0 - \dot{\varphi}_1]; \quad k_x = \frac{\omega_0 - \omega_n}{\omega_0}, \quad (V-68)$$

где ω_0 — угловая скорость вращения ротора, соответствующая оборотам холостого хода;

M_w — номинальный момент двигателя, приведенный к валу ротора;

ω_n — обороты, соответствующие номинальному моменту.

Исходя из этого

$$b' = \frac{\eta M_w}{k_x \omega_0}. \quad (V-69)$$

Для привода экскаватора ЭРШР-1600 имеем $M_n = 215$ тм; $k_x = 0,03$; $\omega_0 = 0,545$ рад/сек. Поэтому $b' \approx 12\,000$ тмсек, а

$$z_0 = \frac{b'}{J_{\text{ред}}} \approx 0,89.$$

Подставляя найденные значения ξ и z_0 в формулу (V-67), получим $K'_\delta = 11$. Анализ уравнения (V-67) показывает, что с уменьшением ξ K'_δ увеличивается практически пропорционально.

Исходя из величины K'_δ можно подойти к определению приведенного логарифмического декремента затухания колебаний системы ($\delta_0 = 0,276$). Суммарное демпфирование колебаний в приводе от основных факторов, вызывающих его, можно оценить, определив общий логарифмический декремент затухания:

$$\delta_0 \approx \delta_1 + \delta_2 + \delta_3. \quad (\text{V-70})$$

Затем, подставляя в формулу (V-32) значение δ_0 , находим истинный коэффициент динамичности приложения гармонической составляющей момента в случае резонанса.

Если принять $\delta_1 = 0,12$, $\delta_2 = 0,05$, $\delta_3 = 0,276$, то $\delta_0 = 0,446$. По формуле (V-32) коэффициент динамичности будет равен $K'_\delta \approx 7,05$. Это показывает, что демпфирование колебаний в приводе ротора и величина динамических нагрузок при резонансе в значительной мере определяются потерями энергии в электроприводе.

Далее по известным значениям K'_δ и M_a на основании формулы (V-64) получаем амплитуду гармонической переменной составляющей момента в механизме привода роторного колеса при резонансных колебаниях. Для определения M_a воспользуемся данными примера из § 28. Если принять, что имеют место резонансные колебания по третьей гармонической составляющей внешней нагрузки, тогда

$$M_{a_3} = P_3 r = 1,33 \cdot 8 \approx 10,7 \text{ тм.}$$

Постоянная составляющая момента в этом случае равна $M_{\text{ср}} = 120$ тм. По формуле (V-64) получим $M_{a_3} = 7,05 \cdot 10,7 \approx 75$ тм. Коэффициент динамичности приложения соответствующей гармонической составляющей суммарной внешней нагрузки в случае данного резонанса будет составлять

$$K_\delta = \frac{M_{\text{ср}} + M_{a_3}}{M_{\text{ср}}} = \frac{120 + 75}{120} \approx 1,63. \quad (\text{V-71})$$

Полное значение момента в соответствии с (V-1) содержит гармонические составляющие с другими частотами. Все гармонические составляющие будут вызывать динамическое

нагружение механизма, которое может быть определено решением системы (V-45) при учете соответствующих гармонических составляющих в M . При отсутствии резонанса уравнение вынужденных колебаний в механизме от действия соответствующей гармонической составляющей запишется согласно формулам (V-45) и (V-50) в виде

$$\begin{aligned} (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) \div \frac{c(J_p(1+k_p) + \bar{J}_{p\partial})}{\bar{J}_{p\partial}J_p} (\varphi_1 - \varphi_2) = \\ = -\frac{M_{a1} \sin \omega_1 t}{J_p}. \end{aligned} \quad (V-45'')$$

Решением этого уравнения будет

$$\varphi_1 - \varphi_2 = \frac{M_{a1}}{J_p p^2 \left[1 - \left(\frac{\omega_1}{p} \right)^2 \right]} \sin \omega_1 t.$$

Амплитуда i -й гармонической составляющей момента в механизме будет равна

$$M_{a1} = \frac{M_{a1}}{(1 - \mu_i^2)(1 + \xi)}; \mu_i = \frac{\omega_i}{p}; \xi = \frac{J_p}{\bar{J}_{p\partial}}. \quad (V-72)$$

Найдем M_{a1} для рассматриваемого примера при действии первой и второй гармонических составляющих внешнего момента:

$$M_{a1} = \frac{M_{a1}}{1,2 \left[1 - \left(\frac{1}{3} \right)^2 \right]} = 30 \text{ т.м.}; M_{a2} = \frac{M_{a2}}{1,2 \left[1 - \left(\frac{1}{2} \right)^2 \right]} \approx 23 \text{ т.м.}$$

Видим, что M_{a1} и M_{a2} соизмеримы с M_{a0} . Таким образом, даже в случае резонанса пренебрегать влиянием колебаний с более низкими перерезонируемыми гармоническими составляющими момента не следует.

Для рассматриваемого примера на рис. 113 приведены кривые изменения во времени внешней нагрузки $M(t)$. Отметим также, что действие переменных составляющих момента (гармонических и случайных) может приводить к колебаниям скорости вращения роторного колеса. Экспериментами установлено, что амплитуда колебания скорости может достигать 20–50% ω_0 . Для рассматриваемого примера амплитуда резонируемой гармонической составляющей $\dot{\varphi}_2$, вычисляемая по формуле

$$|\dot{\varphi}_{2\text{пер}}|_{\text{max}} = (1 + \xi) \frac{M_{a2}}{c} p, \quad (V-73)$$

оказывается равной $0,1 \omega_0$. При меньших декрементах затухания колебаний и других параметрах p и c $|\varphi_{2пер}|_{max}$ может

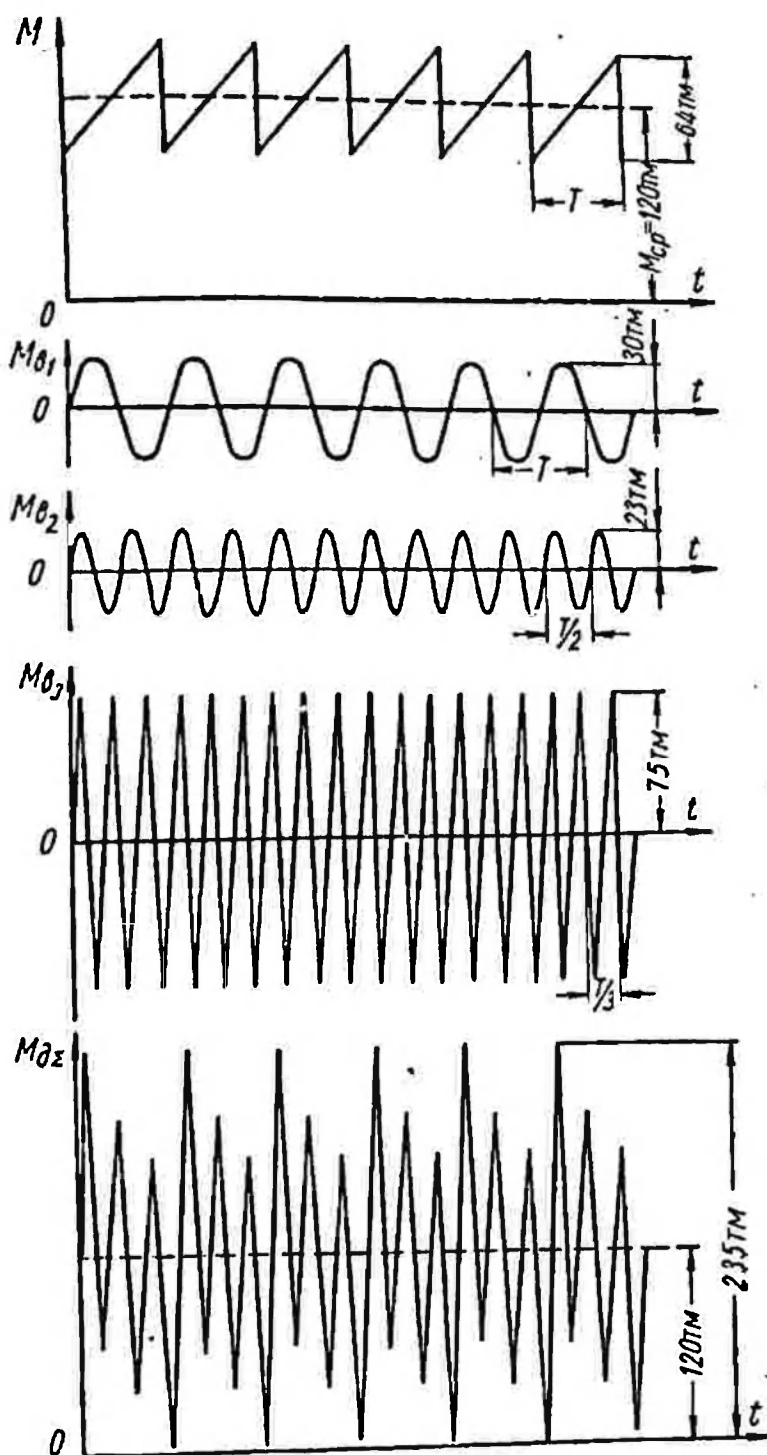


Рис. 113. Момент от внешней нагрузки и колебания момента в механизме привода ротора экскаватора ЭРШР-1600

значительно возрастать, как это имеет место, например, на экскаваторе ЭРГ-1600 [16].

§ 30. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ В СТРЕЛОВЫХ И КОНСОЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЯХ ПРИ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЯХ В ПЛОСКОСТИ ПОВОРОТА МАШИНЫ. РЕЗОНАНСНЫЕ КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ СТРЕЛЫ РОТОРА

Как и для вертикальной плоскости, колебания в плоскости поворота наиболее опасны при резонансе, когда период выхода ковшей из забоя совпадает с одним из периодов собственных колебаний. Колебания других видов, возникающие в плоскости поворота при резании грунтов или от кинематических несовершенств в механизме поворота (§ 31), здесь не разбираются.

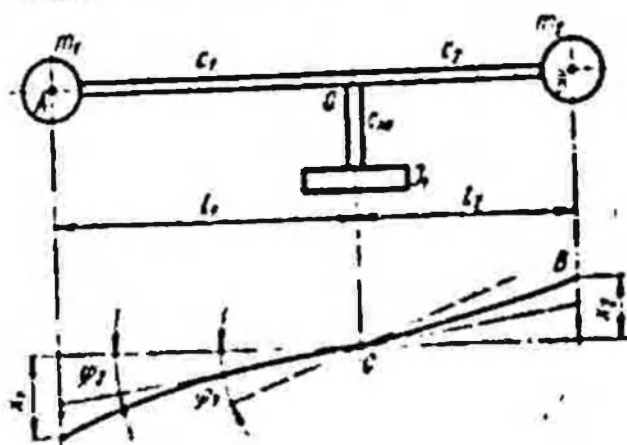


Рис. 114. Упрощенная динамическая система роторного экскаватора в плоскости поворота

Рассмотрим динамические нагрузки в стреловых и консольных конструкциях в случае незначительной совместности их колебаний в плоскости поворота с крутильными колебаниями. В этом случае инерционные усилия, возникающие при изгибных или крутильных колебаниях, могут рассматриваться как внешняя нагрузка для колебаний другого вида.

Если динамическую систему экскаватора можно представить (в соответствии с § 22) согласно рис. 114, то вынужденные независимые колебания в плоскости поворота конструкции при копании запишутся в виде следующих уравнений:

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{x}_1 + c_1 (x_1 - \varphi_2 l_1) &= \\
 = \frac{V_n - \dot{x}_1}{V_p} R_k + R_{\text{б.н}} + \sum_{l=1}^{\infty} A_l \sin \theta_l t; \\
 m_2 \ddot{x}_2 + c_2 (x_2 - \varphi_2 l_2) &= 0; \\
 J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_n (1 \pm k_p) (\varphi_1 - \varphi_2) &= \dot{M}_{\text{в.к}} = a - b \dot{\varphi}_1; \\
 c_n (\varphi_1 - \varphi_2) + c_1 (x_1 - \varphi_2 l_1) l_1 + \\
 + c_2 (x_2 - \varphi_2 l_2) l_2 &= 0;
 \end{aligned}
 \tag{V-74}$$

здесь, в отличие от динамической системы по рис. 92, *a*, через x_1 и x_2 обозначены полные смещения приведенных в точки *A* и *B* масс ротора и стрелы m_1 и масс противовеса и противовесной консоли m_2 .

Правые части в первом и третьем уравнениях этой системы представляют собой внешнюю нагрузку в плоскости поворота на роторном колесе и от механизма привода поворота. Из системы (V-74) видим, что при постоянных R_k , R_{CN} , определяемых из (II.64) при $x(t) = x(t-T)$, ее уравнения практически не отличаются от уравнений, описывающих колебания в вертикальной плоскости роторного экскаватора или в приводе роторного колеса (§ 28 и 29).

Покажем метод решения системы уравнений (V-74) на примере экскаватора ЭРГ-1600 при отсутствии резонанса, так как

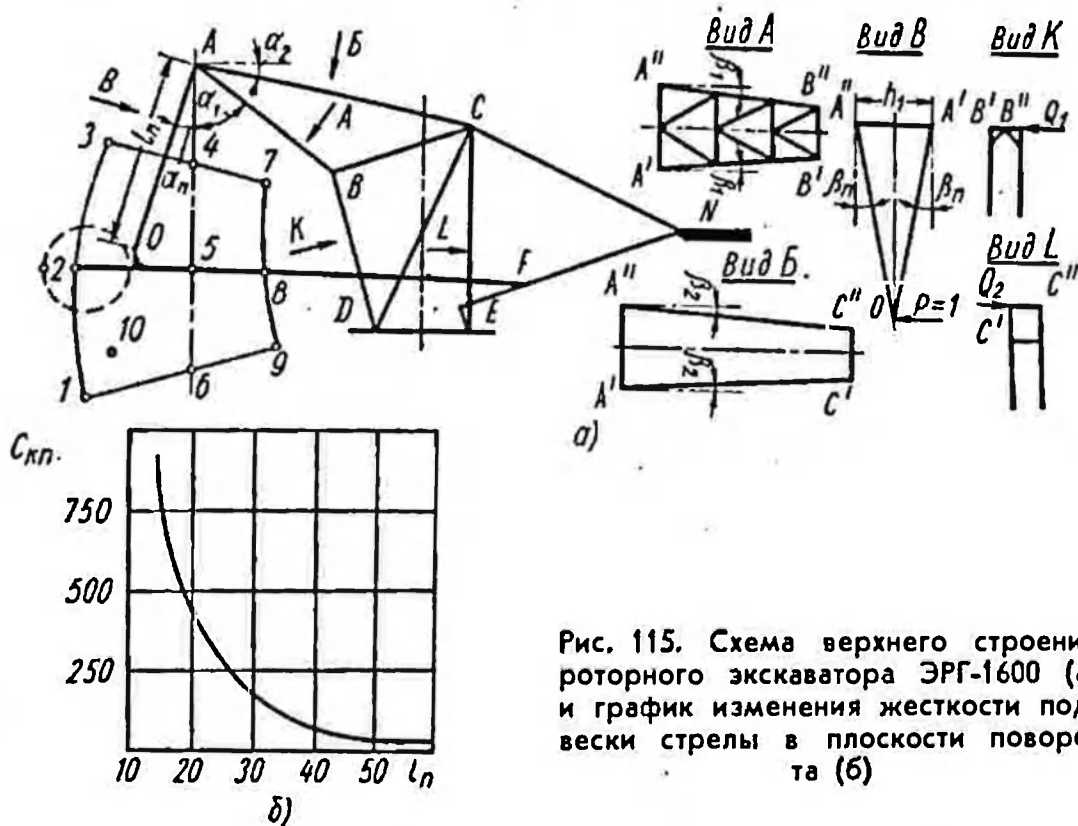


Рис. 115. Схема верхнего строения роторного экскаватора ЭРГ-1600 (а) и график изменения жесткости подвески стрелы в плоскости поворота (б)

динамическая система этого экскаватора в плоскости поворота представляет наибольшую сложность вследствие выдвигной стрелы.

Определим вначале основные параметры системы. Приведенная жесткость подвески и надстройки c_n в плоскости поворота определится через смещение точки O подвеса стрелы (рис. 115, а). Для этого приложим к точке O силу $P = 1$, перпендикулярную к оси стрелы и действующую в плоскости поворота. Так как точка O , исходя из рабочих параметров машины, может лежать в любой из точек области, очерченной на рис. 115, а линиями 1—3; 3—7; 7—9 и 9—1, значение c_n будет переменным, зависящим от положения этой точки.

В качестве переменных параметров, определяющих положение точки O , выберем длину подвески $OA = l_n$ и угол между канатами подвески и вертикалью — α_n .

Величина c_n определяется жесткостью канатной подвески ротора $c_{кр}$ и надстройки c_n .

Продольная жесткость левой или правой ветви подвески ротора (рис. 115) определяется по формуле

$$c_{кр} = \frac{E_n F_n}{l' + \frac{l_0}{i}}, \quad (V-75)$$

где F_n — площадь сечения всех канатов ветви подвески на участке AO ;

E_n — модуль упругости каната;

l' — длина AO ; $l' = \sqrt{l_n^2 + (0.5 h_1)^2}$;

l_0 — длина канатов на участке ACN ;

i — кратность полиспаста подвески.

Жесткость всей канатной подвески в плоскости поворота определится по формуле

$$c_{кр} = 2c_{кр} \sin^2 \beta_n, \quad (V-76)$$

где β_n — угол подвески (рис. 115, а), изменяющийся вместе с l_n .

При $E_n = 1,3 \cdot 10^5$ кг/см², $F_n = 80 \cdot 10^{-4}$ м²; $l_0 = 84$ м, $i = 4$

$$\sin \beta_n = \frac{0.5 h_1}{\sqrt{l_n^2 + (0.5 h_1)^2}}; \quad h_1 = 12,86 \text{ м.}$$

В соответствии с формулой (V-76) для ЭРГ-1600 имеем

$$c_{кр} = \frac{8,6 \cdot 10^4}{(l_n^2 + 41,4) [21 + \sqrt{l_n^2 + 41,4}]} \text{ т/м.} \quad (V-77)$$

Жесткость надстройки c_n определится через смещение точки O под действием силы $P = 1$, приводящей к нагружению основных податливых элементов — порталов (рис. 115, а) силами Q_1 и Q_2 , определяемыми как

$$Q_1 = 1 + S; \quad Q_2 = S, \quad (V-78)$$

$$S = \frac{\text{tg } \beta_2 \sin(\alpha_n + \alpha_1)}{\text{tg } \beta_n \cos(\alpha_1 + \alpha_2)}. \quad (V-79)$$

Принимая во внимание, что $\alpha_1 + \alpha_2 = 63^\circ$; $\alpha_1 = 53^\circ$, $\text{tg } \beta_2 = 0,012$, $\text{tg } \beta_n = \frac{2l_n}{h_1}$, получим для S

$$S = \frac{l_n}{69,4} \sin(53^\circ + \alpha_n). \quad (V-79')$$

Учитывая, что жесткость порталов в направлении действия сил Q_1 и Q_2 практически одинакова и равна $c_{пор} = 100$ т/м, определим приведенную жесткость всей надстройки по формуле

$$c_n = \frac{1}{\Delta_1} = \frac{1}{\sum_{i=1}^2 \frac{Q_i^2}{c_{пор}}} = \frac{c_{пор}}{1 + 2S + 2S^2} \quad (V-80)$$

Суммарная приведенная жесткость подвески стрелы и надстройки в плоскости поворота определится как

$$c_n = \frac{c_n c_{кп}}{c_n + c_{кп}} \quad (V-81)$$

В табл. 10 приведены вычисленные значения S , $c_{кп}$, c_n и c_n для десяти (1—10) положений точки подвески ротора O , обозначенных на рис. 115, а.

Таблица 10

Положение точки O	α_n в град	l_n в м	S	c_n в т/м	$c_{кп}$ в т/м	c_n в т/м
1	17,5	53	0,5	29,3	41,5	17,2
2	30	36	0,265	39	112	28,9
3	50	17,5	0,061	62	625	56,4
4	0	14,5	0,028	72	910	66,7
5	0	31	0,127	50,9	165	38,9
6	0	46,5	0,285	38	56,6	22,75
7	—34	21	0,01	82,3	416	68,7
8	—21	33	0,053	63,9	140	43,9
9	—17	45	0,145	48,8	62,5	27,4
10	16	45	0,350	36,6	71	25

График изменения жесткости канатной подвески $c_{кп}$ представлен на рис. 115, б. На рис. 116 дана схема деформированного при низкочастотных колебаниях состояния упругой динамической системы в плоскости поворота экскаватора ЭРГ-1600 для положения 10. При этом изгибная деформация стрелы ротора не учитывается. В соответствии со схемой на рис. 114 на рис. 116 жесткости определяются как $c_1 = c_n$; c_2 — изгибная жесткость консоли противовеса; c_m — жесткость механизмов поворота.

Массы системы: m_1 — массы установки ротора и стрелы, приведенные к точке A (рис. 116); m_2 — масса противовеса и противовесной консоли, приведенные к точке B ; q — погонная масса элементов стрелы AC в дальнейшем приведенная к m_1 ; J_1 — приведенные к оси вращения машины маховые массы привода

поворота. За обобщенные координаты здесь принимаются: x_1 — смещение точки A ; x_2 — смещение точки B ; φ_2 — угол поворота поворотной платформы; φ_1 — угол поворота масс механизма привода J_1 .

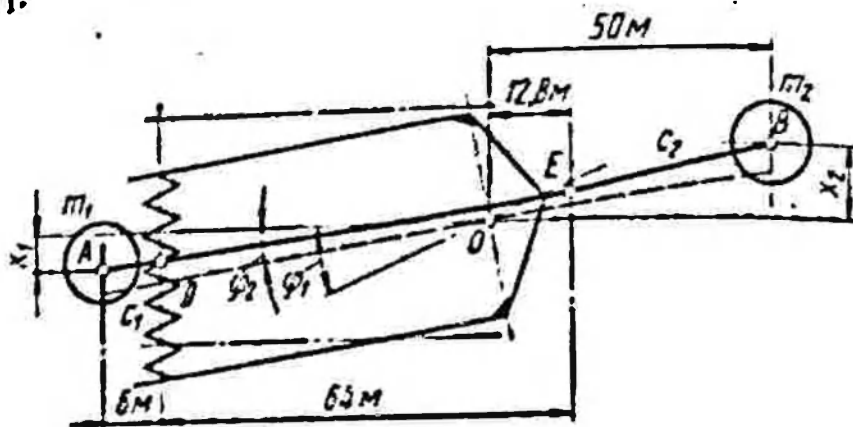


Рис. 116. Схема деформированного состояния динамической системы роторного экскаватора ЭРГ-1600 в плоскости поворота

При $m_1 = 24$, $m_2 = 46$ тсек²/м, $J_1 = 8 \cdot 10^4$ тмсек², $c_1 = c_n = 25$ т/м, $c_2 = 160$ т/м и $c_{\Sigma} = 14 \cdot 10^5$ тм/рад кинетическая и потенциальная энергии системы запишутся в виде

$$\begin{aligned}
 T &= 12\dot{x}_1^2 + 23\dot{x}_2^2 + 4 \cdot 10^4 \dot{\varphi}_1^2; \\
 U &= 7 \cdot 10^3 (\varphi_1 - \varphi_2)^2 + 80 [x_2 - 50\varphi_2]^2 + \\
 &+ 12,5 \left[51,2\varphi_2 - \frac{64}{70} x_1 \right]^2.
 \end{aligned} \tag{V.82}$$

а уравнения собственных колебаний примут вид

$$\left. \begin{aligned}
 24\ddot{x}_1 + 20,95x_1 - 1171\varphi_2 &= 0; \\
 46\ddot{x}_2 + 1600x_2 - 8000\varphi_1 &= 0; \\
 8 \cdot 10^4 \ddot{\varphi}_1 + 14 \cdot 10^5 [\varphi_1 - \varphi_2] &= 0; \\
 -14 \cdot 10^5 [\varphi_1 - \varphi_2] + 4 \cdot 10^5 \varphi_2 + \\
 + 0,675 \cdot 10^5 \varphi_2 - 1171x_1 - 8000x_2 &= 0.
 \end{aligned} \right\} \tag{V.83}$$

Согласно последнему из уравнений (V-83)

$$\varphi_2 = 0,6275 \cdot 10^{-2} x_1 + 4,28 \cdot 10^{-3} x_2 + 0,75\varphi_1.$$

Тогда система (V-83) может быть переписана в виде

$$\left. \begin{aligned}
 24\ddot{x}_1 + 20,185x_1 - 5,01x_2 - 879\varphi_1 &= 0; \\
 46\ddot{x}_2 + 125,8x_2 - 5,01x_1 - 6000\varphi_1 &= 0; \\
 8 \cdot 10^4 \ddot{\varphi}_1 + 3,5 \cdot 10^5 \varphi_1 - 879x_1 - 600\varphi_1 &= 0.
 \end{aligned} \right\} \tag{V.84}$$

Частоты собственных колебаний системы, исходя из уравнений (V-84), равны: $p_1 = 0,933$, $p_2 = 1,68$ рад/сек. Соответствующие им нормированные формы следующие: $u_{11} : u_{12} : u_{1\varphi} = 1 : 0,026 : -0,0006$; $u_{21} : u_{22} : u_{2\varphi} = 1 : 10 : 0,005$. Отсюда видно, что влияние координаты φ_1 имеет малое значение. Уравнения вынужденных колебаний системы под действием суммарной боковой нагрузки на роторе от составляющих сопротивления грунта копанью будут отличаться от уравнений (V-84) тем, что в правой части первого из уравнений должен стоять член, равный $\sum_{j=1}^{\infty} A_j \sin \theta_j t$, так как внешняя нагрузка действует по координате x_1 .

Учитывая, что θ_1 и все θ_j значительно больше частот собственных колебаний системы p_1 и p_2 , члены, приводящие к затуханию колебаний, можно не учитывать, а из гармонических составляющих нужно учесть только первую, с частотой, соответствующей периоду выхода ковшей из забоя. В соответствии с § 28 произведем разложение внешней нагрузки $A_1 \sin \theta_1 t$ по формам собственных колебаний:

$$B_1 = P_1 u_{11} = f;$$

$$B_2 = P_1 u_{21} = 0,1f,$$

где

$$P_1 = f = \frac{A_1}{24}.$$

Таким образом, амплитуды колебаний координат системы с данной гармоникой будут равны

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \left[\frac{f}{\theta_1^2 - p_1^2} + \frac{0,01f}{\theta_1^2 - p_2^2} \right] \sin \theta_1 t; \\ x_2 &= \left[\frac{0,026f}{\theta_1^2 - p_1^2} + \frac{0,1f}{\theta_1^2 - p_2^2} \right] \sin \theta_1 t; \\ \varphi_2 &= \left[\frac{0,00029f}{\theta_1^2 - p_1^2} + \frac{0,00081f}{\theta_1^2 - p_2^2} \right] \sin \theta_1 t; \\ \varphi_1 &= \left[-\frac{0,0006f}{\theta_1^2 - p_1^2} + \frac{0,0005f}{\theta_1^2 - p_2^2} \right] \sin \theta_1 t. \end{aligned} \right\} \quad (V-85)$$

Амплитуды колебаний координат x_1 , x_2 , φ_1 и φ_2 с частотой θ_1 при $A_1 = 4$ т незначительны.

Определим амплитуду колебаний усилия в упругом элементе c_1 с данной гармоникой, действующего на надстройку:

$$P = c_1 |0,915x_1 - 51,2z_1| = 25 \left| \frac{0,9f}{\theta_1^2 - p_1^2} - \frac{0,0315f}{\theta_1^2 - p_2^2} \right| \approx$$

$$\approx \frac{22,5f}{\theta_1^2 - p_1^2} = \frac{22,5 \frac{4}{24}}{29,7 - 0,87} \approx 0,12 \text{ м},$$

где $\theta_1 = 5,45 \text{ рад/сек.}$

В случае возможности возникновения резонансных колебаний или при сближении частот собственных колебаний и частот внешних воздействий, амплитуды колебаний координат динамической системы и нагрузок в несущей конструкции будут значительно выше. Это имеет место, например, для роторного экскаватора ЭРШР-1600, у которого частоты собственных колебаний в плоскости поворота выше, чем у ЭРГ-1600.

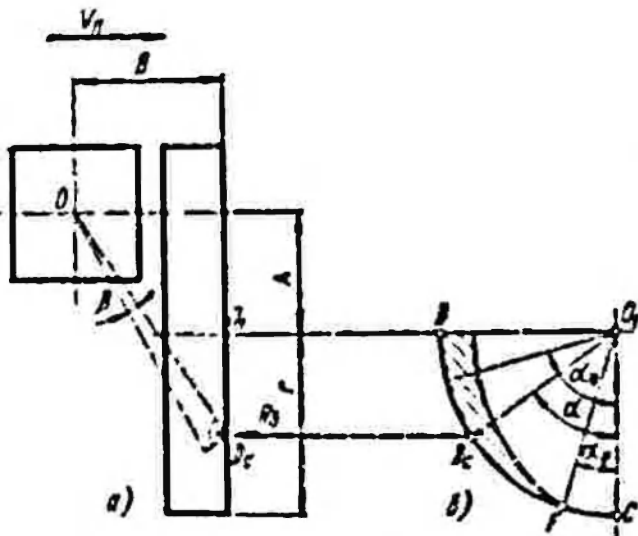


Рис. 117. Схема головной части стрелы ротора (а) и элемента забоя (б)

Внешние нагрузки, возникающие при копании и действующие в плоскости поворота машины, являются одной из причин возник-

новения крутильных колебаний роторных стрел. Рассмотрим методику исследования крутильных колебаний стрелы ротора на примере экскаватора ЭРГ-1600 при горизонтальном ее положении.

Крутильные колебания стрелы ротора ЭРГ-1600 будем считать независимыми от колебаний других видов. Это имеет место для первых образцов машин. У модернизированных моделей вследствие сближения парциальных частот собственных колебаний появилась совместность крутильных колебаний стрелы и колебаний конструкции в плоскости поворота (в основном верхнего строения на порталах поворотной платформы и роторов двигателей механизмов поворота), которые происходят с $T \approx 1,2 \text{ сек.}$ В данном параграфе для наглядности изложения эта совместность не рассматривается. Параметры стружек и направления усилий резания оказываются существенно зависимыми от крутильных колебаний, поэтому рассмотрим их влияние на изменение картины внешних усилий,

действующих на систему и на демпфирование колебаний. На схеме головной части стрелы с ротором (рис. 117) точка O является центром кручения стрелы. Пренебрегая изменением ширины стружки в установленном режиме (рис. 118), как это делалось при исследовании резонансных колебаний в плоскости поворота (§ 6), учтем лишь изменение направления касательной составляющей копания.

Следует отметить, что без существенной погрешности можно пренебречь также изменением высоты стружки при колебаниях (рис. 117).

При наличии крутильных колебаний вокруг центра кручения O (рис. 117) с координатой β , выражение для бокового усилия с учетом крутильных колебаний при работе вертикальными стружками согласно формуле (II.62) примет вид

$$R_{\beta l} = \left[\frac{V_n}{V_p} - 0,5 \right] k_F ab \sin \alpha + \\ + 1,57 R_u - \frac{(A + r \cos \alpha)}{V_p} \dot{\beta} k_F ab \sin \alpha. \quad (V-86)$$

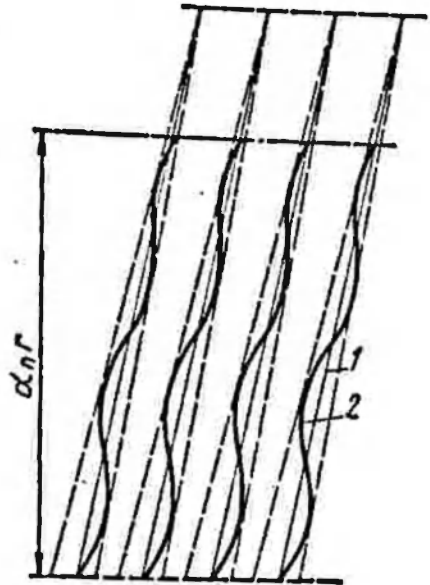


Рис. 118. Примерные траектории режущих кромок ковша без учета колебаний (1) и с учетом колебаний (2)

Касательная и нормальные составляющие будут равны

$$R_{\rho l} = k_F ab \sin \alpha, \quad R_{n l} = k_F ab \sin \alpha - 3,14 R_{u l}.$$

Последнее соотношение вытекает из (II-49') при $\delta + \mu = 45^\circ$ и $\delta_1 + \mu = 25^\circ$.

Пренебрегая некоторой вариацией плеч приложения сил относительно точки O , определим их следующими значениями:

$$l_{\beta} = A + r \cos \alpha; \quad i_n = i_{\rho} = B;$$

тогда крутящий момент всех сил, действующих на одном ковше, будет равен

$$M_{\text{кр}l} = R_{\beta l} (A + r \cos \alpha) + \\ + R_{\rho l} B \sin \alpha + R_{n l} B \cos \varphi \cos \alpha, \quad (V-87)$$

где α — угол, определяющий положение ковша относительно оси стрелы (рис. 117);

φ — угол расширяющихся частей прорези (см. § 2).

Подставив в формулу (V-87) выражения $R_{\beta i}$, $R_{\rho i}$ и $R_{\kappa i}$, получим для $M_{\kappa \rho i}$ развернутое выражение:

$$M_{\kappa \rho i} = k_{F ab} \left\{ \left[\frac{V_n}{V_p} - 0,5 \right] (A + r \cos \alpha) \sin \alpha + \right. \\ \left. + B \sin^2 \alpha + B \cos \varphi \sin \alpha \cos \alpha \right\} + 1,57 R_{\alpha i} [A + \\ + (r - 2B \cos \varphi) \cos \alpha] - \frac{k_{F ab}}{V_p} (A + r \cos \alpha)^2 \dot{\beta} \sin \alpha. \quad (V-87')$$

Полный крутящий момент относительно точки O будет равен сумме моментов от сил на всех ковшах. Так как последний член в (V-87') определяет демпфирование, то уравнение крутильных колебаний для стрелы ротора можно записать в виде

$$J \ddot{\beta} + 2n J \dot{\beta} + c_{\kappa \rho} \rho^2 \beta = \sum_{i=1}^n M_{\kappa \rho i} \quad (V-88)$$

где J — момент инерции стрелы с ротором относительно точки O ;

$c_{\kappa \rho}$ — приведенная крутильная жесткость.

При этом в $\sum_{i=1}^n M_{\kappa \rho i} = M_{\kappa \rho c}$ учитывается лишь среднестатистическая часть суммы (V-87'), поэтому $M_{\kappa \rho c}$ будет равен

$$M_{\kappa \rho c} = -\lambda \dot{\beta} \approx + \dot{\beta} \frac{k_{F ab} \alpha_n}{V_p^2 \alpha_{\text{ш}}} \int_{\alpha_0}^{\alpha_n} (A + r \cos \alpha)^2 d \cos \alpha = \\ = -\dot{\beta} \frac{k_{F ab}}{V_p^2} q_0 \frac{\alpha_n}{\alpha_{\text{ш}} [1 - \cos(\alpha_n - \alpha_0)]} \left\{ \lambda^2 (\cos \alpha_0 - \cos \alpha_n) + \right. \\ \left. + AB (\cos^2 \alpha_0 - \cos^2 \alpha_n) + \frac{r^2}{3} (\cos^3 \alpha_0 - \cos^3 \alpha_n) \right\}, \quad (V-89)$$

где α_0 — начальный угол работы (рис. 117) — определяется положением стрелы по отношению к забою и неточностью установки ротора при отработке уступа;

$$q_0 = ab \lambda [1 - \cos(\alpha_n - \alpha_0)].$$

Первые два члена в формуле (V-87') дают некоторую постоянную часть момента M_0 , которая нас в данном случае интересовать не будет, так как не вызывает колебаний, и периодическую переменную M_c .

Периодичность в первую очередь определяется тем, что в момент выхода ковша из забоя значение $M_{\kappa \rho c}$ претерпевает

уменьшение на некоторую величину, определяемую, исходя из формулы (V-87'), соотношением

$$M_c = \frac{k_F q_0}{r [1 - \cos(\alpha_n - \alpha_0)]} \left\{ \left[\frac{V_n}{V_p} - 0,5 \right] (A + r \cos \alpha_n) + B \sin^2 \alpha_n + B \cos \varphi \sin \alpha_n \cos \alpha_n \right\} + 1,57 R_{u \max} [A + (r - 2B \cos \varphi) \cos \alpha_n]. \quad (V-90)$$

При $\alpha_0 = 0$ и $\alpha_n = \frac{\pi}{2}$ выражения для λ и M_c существенно упрощаются:

$$\lambda = \frac{k_F}{V_p} \cdot \frac{q_0}{r} \cdot \frac{\pi}{2\alpha_u} \left[A^2 + AB + \frac{r^2}{3} \right], \quad (V-89')$$

где $q_0 = abr$;

$$M_c = k_F ab \left\{ B - \frac{A}{2} + A\xi + 1,57A \frac{R_{u \max}}{k_F ab} \right\}, \quad (V-90')$$

где $\xi = \frac{V_n}{V_p}$.

Значение $\bar{R}_{\sigma t}$ при $\alpha = \alpha_n = \frac{\pi}{2}$, вычисляемое по формуле (V-86) без учета колебаний, равно

$$R_{\sigma t} = k_F ab \left\{ -\frac{A}{2} + A\xi + 1,57A \frac{R_{u \max}}{k_F ab} \right\}.$$

Если принять, что в среднем R_{σ} составляет $0,4R_p$, то R_u может равняться около $0,45k_F ab$, а поэтому уравнение (V-90) примет следующий простой вид:

$$M_c \approx \frac{k_F q_0}{r} (B + 0,4A). \quad (V-90'')$$

Полагаем, что нарастание $M_{кр.с}$ до момента спада происходит по закону прямой (§ 5). Тогда переменная составляющая момента может быть представлена следующим тригонометрическим рядом:

$$M_c \approx \frac{1}{\pi} M_c \sum_{\gamma=1}^{\infty} \frac{1}{\gamma} \sin \gamma \theta t, \quad (V-91)$$

где $\theta = \frac{\pi n z}{30}$;

n — число оборотов ротора;

z — число ковшей.

Определим далее из (V-91) амплитуду колебаний, соответствующую низкой частоте:

$$M_{n1} \approx \frac{1}{\pi} M_c = \frac{k_F q_0}{\pi r} (B \div 0,4A). \quad (V-91')$$

Рассмотрим пример возможного демпфирования резонансных крутильных колебаний стрелы роторного экскаватора ЭРГ-1600 за счет взаимодействия ротора с грунтом. При этом принимаем: $A = 3,4$ м; $B = 2,7$ м; $r = 5,7$ м; $k_F = 30$ т/м², $q_0 = 1,6$ м³, $z = 10$; $\alpha_{ш} = \frac{2\pi}{z} = \frac{2\pi}{10}$; $n = 1$ об/мин; $V_p = 2,39$ м/сек.

Тогда из (V-89') получим $\lambda = 368$ тмсек, а из формулы (V-91') $M_{n1} = 11,0$ тм.

Учитывая, что для рассматриваемого примера в (V-88) надо подставлять $J = 300$ тмсек² и $p \approx 0 = 4,2$ рад/сек (при резонансе), определим величину соответствующего логарифмического декремента затухания колебаний δ . На основании зависимости (V-30) с учетом разницы в уравнениях (V-25) и (V-88) получим

$$\delta = \frac{\lambda \pi}{J p} = \frac{368 \cdot 3,14}{300 \cdot 4,2} = 0,92.$$

Коэффициент динамичности приложения гармонической составляющей внешней нагрузки в случае резонанса выразится по формуле (V-32) как

$$K_{\delta}^* = \frac{1}{\delta} \approx 3,42.$$

Амплитуда крутящего момента в конструкции будет равна при первом резонансе

$$M_{\delta} = M_{n1} K_{\delta}^* \approx 38 \text{ тм.}$$

Следует отметить, что, несмотря на большую величину δ , истинное значение низкой частоты собственных колебаний за счет демпфирования изменится не более чем на 5%. Если принять $\alpha_0 = 25^\circ$, $\alpha_n = 70^\circ$, то аналогично получим для рассматриваемого примера $\lambda = 500$ тмсек; $M_{n1} = 32,4$ тм; $\delta = 1,25$; $K_{\delta}^* = 2,52$ и $M_{\delta} = 81,5$ тм. Для этого случая максимальная амплитуда колебаний координаты β будет составлять

$$|\beta|_{\max} = \frac{M_{\delta}}{J p^2} = \frac{81,5}{5300} = 0,0154 \text{ рад.}$$

Амплитуда колебаний нижней точки ротора соответственно будет достигать 14 см. Если учесть, что логарифмический декремент затухания крутильных колебаний стрел, роторных

экскаваторов в металлоконструкции мал и не превышает 0,08—0,1, то рассмотренные примеры наглядно показывают, что демпфирование крутильных колебаний стрелы за счет взаимодействия режущего органа с грунтом имеет решающее влияние на величину динамических нагрузок, возникающих при этом.

§ 31. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ ПРИ СТОПОРЕНИИ ВРАЩЕНИЯ РОТОРНОГО КОЛЕСА

Если при копании вращающийся ротор встречает значительных размеров валун, скрытую скальную плиту или другое непреодолимое препятствие (см. § 19), то происходит стопорение вращения роторного колеса, а привод и вся металлоконструкция испытывают значительное динамическое нагружение. Рассмотрим случай, когда ковш роторного колеса встречает непреодолимое препятствие, которое может обладать определенной податливостью. В § 19 отмечалось, что в этих случаях колебания будут носить сложный характер из-за односторонней связи ротора с препятствиями. Соударения ротора с препятствием могут произойти в процессе стопорения не один раз, а несколько. Составим на основании § 19 уравнения собственных колебаний полной динамической системы роторного экскаватора в вертикальной плоскости при стопорении в нескольких вариантах, т. е. с учетом c_2 и c_n (см. рис. 67) и без их учета, когда ротор отходит от препятствия. Задаваясь в качестве начальных условий значениями $a_p = a_{p0} = \omega$, $a_{p\theta} = 0$, $a_m = a_0$, $x_i = 0$ и $\dot{x}_i \approx 0$ и учитывая, что на маховую массу ротора двигателя действует момент двигателя $M_{дв}$, получим решения, определяющие вынужденные колебания системы и динамическое нагружение ее упругих элементов.

Может происходить изменение динамической системы в процессе стопорения за счет потери определенной связи с c_2 или c_n , а также из-за того, что в моменты значительных нагрузок может срабатывать муфта предельного момента или отключится электродвигатель. Кинетическая энергия вращающихся масс — роторное колесо с приводом — не вся переходит при стопорении в энергию собственных колебаний системы. Значительная доля этой энергии рассеивается в результате соударения ковша ротора с препятствием. В полной динамической системе (рис. 67) это может найти отражение в том, что характеристика усилий, возникающих в c_2 или c_n , в функции смещений точек G или \bar{W} имеет, например, вид, представленный на рис. 119, учитывающий рассеивание энергии колебаний в грунте и наличие остаточных деформаций Δ_0 в нем.

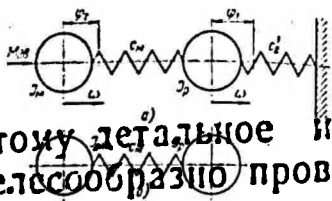
При встрече ковша с валуном больших размеров часть кинетической энергии вращающейся системы может безвозвратно

скорости.

При расчетах динамических нагрузок в конструкции необходимо учитывать действительные значения жесткости, так как в зависимости от того, или другие элементы конструкции, это вносит большие трудности

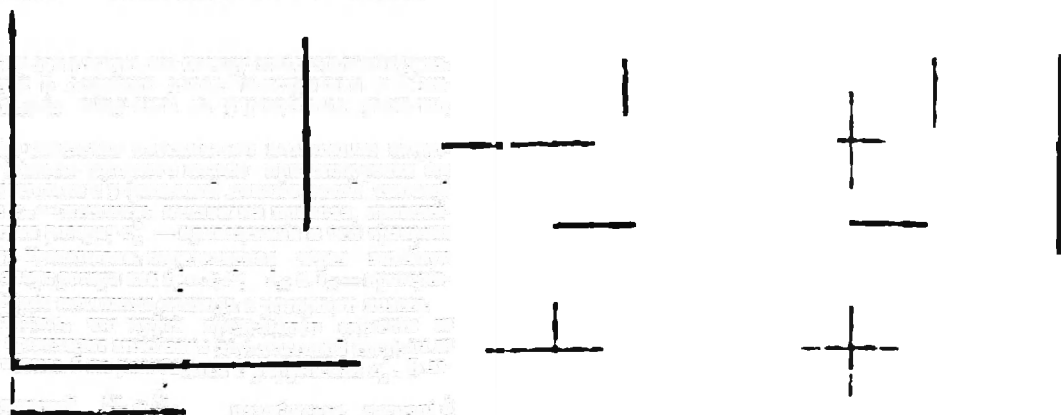
расходовать также на сообщение массе валуна определенной

будут больше перегружаться π и c_n



вычислительного харак-

теристического характера. Поэтому детальное исследование полных динамических систем целесообразно проводить на электронно-моделирующих



Проведенный анализ

Рис. 119. Характеристика жесткости препятствия

Рис. 120. Упрощенная динамическая система привода ротора при стопорении

устройствах. Предварительную же оценку максимальных динамических нагрузок в основных узлах конструкции в режиме стопорения можно выполнить на упрощенных расчетных схемах.

Первоначально определим максимально возможные нагрузки в механизме привода роторного колеса при стопорении его вращения в соответствии с упрощенной динамической системой на рис. 120, где c_M — жесткость механизма привода, приведенная к оси вращения ротора; c_P — приведенная к оси вращения ротора жесткость препятствия, определяемая через линейную жесткость c , и радиус ротора как $c_P = c \cdot r^2$; J_M и J_P — приведенные моменты инерции механизма привода и роторного колеса.

Если предположить, что муфта предельного момента не срабатывает, то происходят колебания двухмассовой системы до момента, пока система б не разобьется с упругостью c_P . В за-

висимости от отношений $\frac{J_M}{J_P}$ и $\frac{c_P}{c_M}$ разобьение системы б и упругости c_P может произойти несколько раз.

Динамической системы на рис. 120 показывает, что значенке максимального динамического момента

в механизме в соответствии с работой [20] при $c_s \gg c_m$ не превышает величины, определяемой формулой

$$M_{\partial \max} = M_0 + 0,5(M_{\partial \max} - M_0) + \omega \sqrt{c_m J_m}, \quad (V-92)$$

где $M_{\partial \max}$ — максимальный момент, обеспечиваемый электродвигателем;

M_0 — момент, передаваемый механизмом перед началом стопорения;

ω — угловая скорость ротора перед стопорением.

При срабатывании муфты предельного момента соответствующий момент в механизме может достигать значения, не большего чем

$$M_{\partial \max} = M_{\phi} + \omega \sqrt{c_m J'_m}, \quad (V-92')$$

где M_{ϕ} — максимальный момент, передаваемый муфтой;

J'_m — момент инерции ведомой полумуфты и жестко связанных с ней деталей механизма привода.

Действительные динамические нагрузки в механизме привода вследствие влияния изгибной податливости стрелы, подвески ротора и других элементов будут несколько ниже определяемых по выражениям (V-92) и (V-92'). При пружинной подвеске редуктора привода ротора (рис. 69) динамические нагрузки в механизме также будут уменьшаться по сравнению с вычисляемыми по формулам (V-92) и (V-92'). Если приведенный момент инерции редуктора $J_{ред} \ll J_m$, то максимальные динамические нагрузки в механизме привода с учетом пружинной подвески могут определяться в первом приближении по тем же формулам (V-92) и (V-92'), но при постановке в них вместо c_m приведенной суммарной жесткости механизма и пружинной подвески $c_{пр}$, определяемой как

$$c_m = \frac{c_m c_{пр}}{c_m + c_{пр}}.$$

Исследования динамического нагружения металлоконструкции при стопорении вращения роторного колеса предварительно также может быть проведено на упрощенных динамических системах. Для определения условий, вызывающих низкочастотные колебания конструкции в вертикальной плоскости при стопорении, рассмотрим динамическую систему, представленную на рис. 121, а, б, где c_s — жесткость препятствия, включающая в себя также жесткость зуба, ковша и роторного колеса;

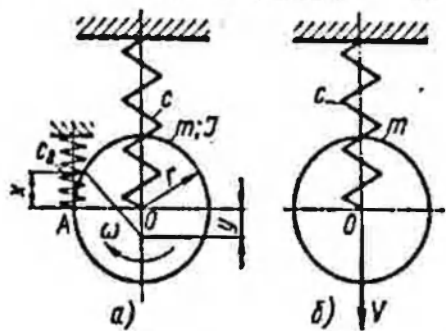


Рис. 121. Упрощенные динамические системы для низкочастотных колебаний конструкции при стопорении ротора

c — приведенная жесткость подвески стрелы ротора, включающая в себя приведенную жесткость стрелы с учетом кручения ее и надстройки; m — приведенная масса оголовка стрелы с установкой ротора и стрелы; J — момент инерции вращающихся частей привода и ротора.

Жесткость механизма привода принимаем бесконечно большой, так как частоты собственных крутильных колебаний механизма привода ротора и низкие частоты собственных колебаний конструкций существенно различаются между собой.

Уравнения собственных колебаний системы до момента выключения жесткости c_2 из системы запишутся в виде

$$m\ddot{y} + \frac{J}{R^2}(\ddot{x} + \ddot{y}) + cy = 0; \quad \frac{J}{R^2}(\ddot{x} + \ddot{y}) + c_2x = 0. \quad (V-93)$$

Начальными условиями, вызывающими колебания системы, будут

$$\dot{x} = V = \omega r, \quad \dot{y} = y = x = 0,$$

где ω — угловая скорость вращения роторного колеса;

r — радиус ротора.

Частоты собственных колебаний системы (V-93) определяются как

$$\rho_{1,2} = \nu \sqrt{\frac{(1 + \varepsilon + \psi\varepsilon) \mp \sqrt{(1 + \varepsilon + \psi\varepsilon)^2 - 4\varepsilon\psi}}{2}}, \quad (V-94)$$

где

$$\nu = \sqrt{\frac{c}{m}}; \quad \varepsilon = \frac{c_2}{c}; \quad \psi = \frac{mr^2}{J}.$$

Уравнение движения системы по координате y запишется в виде

$$y = \frac{eV^2}{\rho_1(\rho_2^2 - \rho_1^2)} [\sin \rho_1 t - \frac{eV^2}{\rho_2(\rho_2^2 - \rho_1^2)} \sin \rho_2 t]. \quad (V-95)$$

Для \dot{y} соответственно имеем

$$\dot{y} = \frac{eV^2}{\rho_2^2 - \rho_1^2} (\cos \rho_1 t - \cos \rho_2 t). \quad (V-96)$$

Учитывая, что

$$\rho_2^2 - \rho_1^2 = \nu^2 \sqrt{(1 + \varepsilon + \psi\varepsilon)^2 - 4\varepsilon\psi},$$

перепишем формулы (V-95) и (V-96) в виде

$$y = \frac{eV}{\sqrt{(1 + \varepsilon + \psi\varepsilon)^2 - 4\varepsilon\psi}} \left(\frac{\sin \rho_1 t}{\rho_1} - \frac{\sin \rho_2 t}{\rho_2} \right); \quad (V-95')$$

$$\dot{y} = \frac{eV}{\sqrt{(1 + \varepsilon + \psi\varepsilon)^2 - 4\varepsilon\psi}} (\cos \rho_1 t - \cos \rho_2 t). \quad (V-96')$$

При увеличении ε выражение
асимптотически стремится к $\varepsilon(1 + \psi)$.
Исследуем функцию

$$\sqrt{(1 + \varepsilon + \psi\varepsilon)^2 - 4\varepsilon\psi}$$

$$f(\varepsilon, \psi) = \frac{\varepsilon(1 + \psi)}{\sqrt{(1 + \varepsilon + \psi\varepsilon)^2 - 4\varepsilon\psi}}, \quad (V-97)$$

представляющую собой отношение действительного коэффициента уравнения (V-95') и асимптотического.

Положив $\varepsilon = \text{const}$, из условия $\frac{df(\varepsilon, \psi)}{d\psi} = 0$ найдем значение $\psi = 3 + \frac{1}{\varepsilon}$, при котором $f(\varepsilon, \psi)$ максимальна. В соответствии с этим выражение для $f(\varepsilon)_{\text{max}}$ запишется в виде

$$f(\varepsilon)_{\text{max}} = \sqrt{1 + \frac{1}{4\varepsilon}}. \quad (V-98)$$

Функция $f(\varepsilon)_{\text{max}}$ монотонно убывающая и асимптотически стремящаяся к 1. При $\varepsilon = 1,0$ $f(\varepsilon)_{\text{max}} = 1,1$. Таким образом, при условии $c_2 \geq c$ выражения (V-95') и (V-96') можно переписать в виде

$$y \approx \frac{V}{1 + \psi} \left(\frac{\sin p_1 t}{p_1} - \frac{\sin p_2 t}{p_2} \right); \quad (V-95'')$$

$$\dot{y} \approx \frac{V}{1 + \psi} (\cos p_1 t - \cos p_2 t). \quad (V-96'')$$

Для координаты x и \dot{x} имеем соответственно следующие уравнения:

$$x = \frac{V}{\omega^2 \varepsilon (1 + \psi)} \left(\frac{\omega^2 - p_1^2}{p_1} \sin p_1 t - \frac{\omega^2 - p_2^2}{p_2} \sin p_2 t \right); \quad (V-99)$$

$$\dot{x} = \frac{V}{\omega^2 \varepsilon (1 + \psi)} [(\omega^2 - p_1^2) \cos p_1 t - (\omega^2 - p_2^2) \cos p_2 t]. \quad (V-100)$$

Учитывая справедливость неравенства $\frac{\sin p_1 t}{p_1} \frac{\sin p_2 t}{p_2} < \frac{p_1 + p_2}{p_1 p_2}$, перепишем правую часть его согласно формулам (V-94), (V-97) и (V-98) следующим образом:

$$\frac{p_1 + p_2}{p_1 p_2} \approx \frac{V \sqrt{1 + 2\varepsilon(1 + \psi)} + 1}{v \sqrt{2\psi\varepsilon}}. \quad (V-101)$$

При $\psi > 1$, что практически всегда имеет место, и $\varepsilon > 2$ условие (V-101) равносильно следующему неравенству:

$$\frac{p_1 + p_2}{p_1 p_2} < \frac{2}{v}. \quad (V-102)$$

Таким образом, y_{\max} на первом этапе движения (до разоб-
щения системы с c_2) при $\epsilon > 2$ не превысит значения

$$y_{\max} = \frac{2V}{(1 + \psi)v} \quad (V-103)$$

Исследования показывают, что неравенство (V-102) оста-
ется справедливым при любых значениях ϵ . Учитывая, что y
имеет экстремальное значение при $\dot{y} = 0$, т. е. при $\cos p_1 t =$
 $= \cos p_2 t$, заменим второй сомножитель уравнения (V-95'') его
точными экстремальными значениями

$$\frac{p_1 + p_2}{p_1 p_2} \sin \frac{\pi(2n-1)p_1}{p_1 + p_2}; \quad n = 1, 2, \dots,$$

одно из которых будет максимальным, но не превысит, как по-
казывает анализ, значения $\frac{2}{v}$.

Можно также показать, что запас кинетической энергии
массы m и потенциальной, аккумулируемой в упругости c_1 к
моменту разобщения рассматриваемой динамической системы
и c_2 , не приведет при $\epsilon > 1$ и $\psi > 1$ в дальнейшем к смещению y ,
большому определяемому соотношением (V-103). В связи с
этим можно наметить следующую расчетную схему для опре-
деления максимальных нагрузок в упругом элементе c .

Приняв $\epsilon \rightarrow \infty$, получим, что уравнения (V-99) и (V-100) в
этом случае вырождаются в такие:

$$x = 0; \quad \dot{x} = V \cos p_2 t,$$

т. е. при $p_2 t \geq \pi$, когда величина x становится отрицательной,
масса m разобщается с c_2 , значение же $p_1 t$ еще равно нулю. По-
этому согласно уравнениям (V-95) и (V-96), начальными усло-
виями для колебаний одномассовой динамической системы
(рис. 121, б), представляющей низкочастотные колебания кон-
струкции, в таком случае будут $y(0) = 0$ и

$$\dot{y}(0) = \frac{V}{1 + \psi} (1 + 1) = \frac{2V}{1 + \psi} = \omega r \frac{2J}{J + mr^2}. \quad (V-104)$$

Эти величины можно принять в качестве начальных условий
и для полной динамической системы роторного экскаватора,
описывающей ее низкочастотные колебания.

Таким образом, начальные условия для расчета максималь-
но возможных амплитуд низкочастотных колебаний динамиче-
ской системы роторного экскаватора при стопорении вращения
роторного колеса могут определяться, исходя из ω , r , J и m на
основании рассмотрения процесса соударения вращающегося
колеса с абсолютно неподатливым препятствием. Выбор места
препятствия должен определяться также желанием получить

максимально возможные низкочастотные колебания конструкции в вертикальной плоскости. Уравнение (V-104) может быть получено и на основании теории удара [45]. На основании этой теории проведем необходимый анализ с учетом возможных потерь энергии вращающихся масс при соударении с препятствием.

На рис. 122, а показаны различные состояния масс установки ротора (m и J) при ударе и возникающие на различных этапах удара импульсы на систему от опорной точки A . Если ω — угловая скорость вращения ротора, то в начальный момент

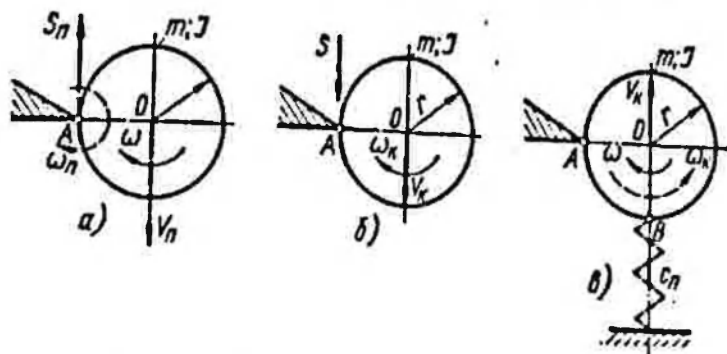


Рис. 122. Схемы к анализу процесса стопорения ротора

соударения, характеризующийся неподвижностью точки соударения ротора, на опору A со стороны ротора будет действовать импульс S_n , а масса m будет поворачиваться вокруг точки A со скоростью ω_n , так что скорость центра вращения ротора O , к которому приведена масса m , будет равна $V_n = \omega_n r$. Величина ω_n определится из условия сохранения момента количества движения системы:

$$\omega_n = \frac{J}{J + mr^2} \omega, \quad (V-105)$$

а величина S_n определится из условия сохранения количества движения:

$$S_n = mr\omega_n. \quad (V-106)$$

Во втором этапе движения, определяющем конечные значения скоростей системы (рис. 122, б) V_k и ω_k , на нее будет действовать импульс

$$S = eS_n, \quad (V-107)$$

где e — коэффициент восстановления.

Соответствующие условия сохранения количества движения и момента количества движения запишутся в виде

$$J(\omega_n - \omega_k) = Sr; \quad S = m(V_k - V_n). \quad (V-108)$$

Таким образом, на основании формул (V-105) — (V-108), будем иметь для V_{κ} и ω_{κ} следующие выражения:

$$\omega_{\kappa} = \omega \frac{J - e m r^2}{J + e m r^2}; \quad (V-109)$$

$$V_{\kappa} = \omega r \frac{(1 + e) J}{J + m r^2}. \quad (V-110)$$

Из выражения (V-110) видно, что при абсолютно упругом ударе, когда $e = 1$, величина V_{κ} совпадает с начальной скоростью, вычисляемой по формуле (V-104).

При абсолютно неупругом ударе ($e = 0$) величина V_{κ} уменьшается вдвое по сравнению с абсолютно упругим ударом. При соударении ротора с препятствием обычно имеет место $e < 1$ и в первом приближении может приниматься $e = 0,5$.

Точка ротора A (зуб ковша) после удара будет двигаться вниз со скоростью

$$V_A = V_{\kappa} - \omega_{\kappa} r = e \omega r. \quad (V-111)$$

Из (V-111) видно, что $V_A \geq 0$. Определим распределение кинетической энергии после соударения по инерционным элементам m и J :

$$T_m = \omega^2 r^2 \frac{(1 + e)^2 J^2 m}{2 (J + m r^2)^2}; \quad (V-112)$$

$$T_J = \omega^2 \frac{(J - e m r^2)^2 J}{2 (J + m r^2)^2}. \quad (V-113)$$

Полная величина кинетической энергии, оставшейся в системе после соударения, будет равна

$$T_0 = \frac{J \omega^2}{2} \cdot \frac{J^2 + m r^2 J (1 + e^2) + e^2 (m r^2)^2}{(J + m r^2)^2}. \quad (V-114)$$

При $e = 1$ $T_0 = \frac{J \omega^2}{2}$, т. е. равно начальному значению кинетической энергии перед соударением.

При $e = 0$ имеем

$$T_0 = \frac{J \omega^2}{2} \cdot \frac{J}{J + m r^2}, \quad (V-115)$$

следовательно, потерянная на удар энергия будет в этом случае равна

$$T_n = \frac{J \omega^2}{2} \cdot \frac{m r^2}{J + m r^2} \quad (V-116)$$

и при $m r^2 > J$, что практически всегда имеет место для роторных экскаваторов, потерянная при неупругом ($e = 0$) ударе энергия будет превышать оставшуюся в динамической системе.

В упругих элементах металлоконструкции будет аккумулироваться энергия $T_m < T_o$.

На рис. 123 приведены графики V_{κ} в функции e для различных $\psi = \frac{mr^2}{J}$. Из этих графиков и анализа формулы (V-110)

можно заключить, что на V_{κ} оказывает влияние не только значение e , но и ψ . Так, например, у роторного экскаватора ЭРШР-1600 для случая, когда муфта предельного момента не срабатывает, величина $J = J_p +$

$+ J_{p0}$ и $\psi = 1$, а при срабатывании муфты $J \approx J_p$ и $\psi = 5$; следовательно, при $e = 1$ соответствующие этим случаям значения V_{κ} будут равны в первом случае $V_{\kappa} = \omega r$, т. е. вся энергия переходит на массу m , а на J согласно формуле (V-109) ничего не остается; во втором случае $V_{\kappa} = 0,33\omega r$, а энергии, оставшиеся на m и J , соотносятся как 5:4, т. е. почти равны.

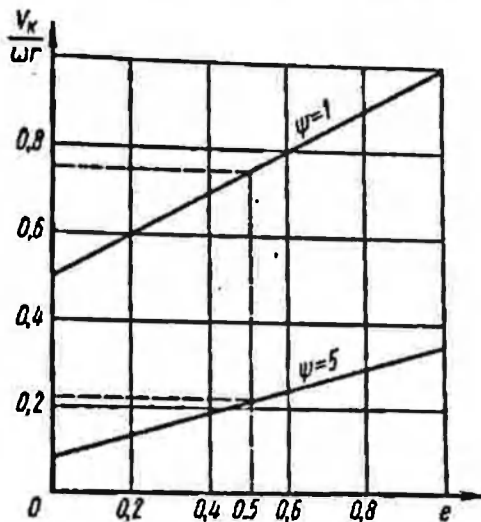


Рис. 123. График изменения скорости установки ротора после соударения с препятствием

В качестве примера проанализируем колебания динамической системы и динамические нагрузки в металлоконструкциях верхнего строения экскаватора ЭРШР-1600 при стопорении вращения роторного колеса. Для этого упростим систему на рис. 67. Положив стрелу и консоль противовеса абсолютно жесткими на изгиб и не учитывая влияния c_n и c_z на колебания, выражения энергий колебаний такой системы в функции обобщенных координат в случае, если муфта предельного момента не срабатывает, запишем, исходя из (V-33'), как:

$$\left. \begin{aligned} T &= 12,7\dot{x}^2 + 25\dot{z}^2; \\ U &= 920x^2 + 1464xz + 1783z^2. \end{aligned} \right\} \quad (V-117)$$

Уравнения собственных колебаний будут иметь вид

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x} + 72,5x + 57,6z &= 0; \\ \ddot{z} + 29,3x + 71,3z &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (V-118)$$

Основные частоты собственных колебаний системы (V-118) равны 5,56 и 10,62 рад/сек, т. е. практически не отличаются от вычисленных в § 28 с учетом изгибной жесткости стрелы ротора (5,34 и 10,37).

Уравнения собственных колебаний системы в случае, если

принять удар абсолютно упругим, при начальных условиях $\dot{x}(0) = V_1; \dot{z}(0) = 0; x(0) = z(0) = 0$ запишутся в виде

$$\left. \begin{aligned} x &= 0,0885V_1 \sin 5,56t + 0,0477V_1 \sin 10,62t; \\ z &= -0,0637V_1 \sin 5,56t + 0,0334V_1 \sin 10,62t. \end{aligned} \right\} \quad (\text{V-119})$$

При скорости вращения ротора $n = 5,2$ об/мин $V_1 = \omega r = 4,35$ м/сек. Уравнения (V-119) переписутся в виде

$$\left. \begin{aligned} x &= 0,385 \sin 5,56t + 0,2076 \sin 10,62t; \\ z &= -0,277 \sin 5,56t + 0,145 \sin 10,62t. \end{aligned} \right\} \quad (\text{V-119}')$$

Максимальные динамические нагрузки в подвесках стрелы ротора и консоли противовеса и в основных элементах надстройки, вычисленные по соответствующим формулам через x и z (см. § 28) и выраженные в тоннах, будут равны

$$\left. \begin{aligned} R_d &= 330 \sin 5,56t + 880 \sin 10,62t; \\ Q_d &= -650 \sin 5,56t + 11,60 \sin 10,62t; \\ S_{pd} &= -1700 \sin 5,56t + 160 \sin 10,62t; \\ S_{ad} &= 1760 \sin 5,56t - 745 \sin 10,62t. \end{aligned} \right\} \quad (\text{V-120})$$

Учитывая, что в реальных случаях имеет место неупругое соударение, нагрузки в элементах верхнего строения будут снижаться по сравнению с нагрузками, вычисленными по формулам (V-120). Снижаться нагрузки будут существенно также при срабатывании муфты предельного момента. В частности, при срабатывании муфты предельного момента у ЭРШР-1600 и неупругом ударе, когда $e = 0,5$, значение расчетной начальной скорости $V_1' = V_{\pi}$ будет меньше, чем $V_1 = 4,35$ м/сек, в 4 раза. Во столько же раз снизятся и соответствующие динамические нагрузки в рассматриваемых элементах, определяемые формулами (V-120).

Однако, сравнивая динамические нагрузки $\bar{R}_d, \bar{Q}_d, \bar{S}_{pd}$ и \bar{S}_{ad} , получающиеся в этом случае, с нагрузками, вычисленными в § 28 (табл. 9) при различных резонансных случаях нагружения конструкции в процессе копания, приходим к выводу, что стопорные нагрузки в соответствующих элементах конструкции все же в 2—3 раза превышают резонансные.

Исходя из инерционных нагрузок от масс стрелы ротора и консоли противовеса, могут быть определены динамические изгибающие моменты и перерезывающие усилия, возникающие от низкочастотных колебаний в стреле ротора и консоли противовеса. По величинам \bar{R}_d и \bar{Q}_d могут быть определены также дополнительные динамические усилия сжатия в этих элементах.

Подобно тому, как это было сделано выше для низкочастотных колебаний в вертикальной плоскости, может быть опре-

делена начальная угловая скорость для расчета крутильных колебаний стрелы ротора $\omega_{кр}$. Определение $\omega_{кр}$ необходимо для низкочастотных колебаний в вертикальной плоскости. Однако, учитывая сравнительно малую инерцию стрелы с ротором по сравнению с инерцией вращения привода и инерцией стрелы с ротором в вертикальной плоскости, с небольшой погрешностью можно принимать

$$\omega_{кр} = \frac{V_{\kappa}}{B},$$

где V_{κ} определяется по формуле (V-110), а B — расстояние от оси кручения стрелы до плоскости стопорения, проходящей через точку стопорения A нормально к оси вращения роторного колеса (см., например, рис. 117, а).

Если стопорение роторного колеса происходит в нижней точке забоя W (рис. 67, б), то в этом случае имеем максимально возможное продольное нагружение стрелы ротора. Так, если на рис. 67, б, c_c — приведенная продольная жесткость стрелы ротора с учетом ее изгиба (так как центр ротора не лежит на продольной оси стрелы) и податливости ее опор, m_c — приведенная масса стрелы, m_p — масса оголовка стрелы с установкой ротора, то при воздействии вдоль стрелы импульса $m_p V_{\kappa}$, где V_{κ} определяется по формуле (V-110), максимально возможное продольное динамическое усилие от сил инерции в стреле будет равно

$$S_{d \max} = V_{\kappa} \sqrt{c_c m_p}.$$

В частности, при срабатывании муфты предельного момента и при $e = 0,5$ для ЭРШР-1600 имеем $S_{d \max} \approx 800$ т.

Для определения максимально возможного нагружения стрелы ротора по изгибу можно принять, что при упоре ротора в препятствие в точке A (рис. 122, в) ротор затем опирается в точке B на грунт, жесткость c_n которого велика, и можно положить, что $c_n \rightarrow \infty$. В этом случае кинетическая энергия вращающихся частей привода в значительной степени будет переходить в потенциальную энергию изгиба стрелы ротора.

Для расчета соответствующих колебаний стрелы ротора и определения динамических нагрузок можно рассмотреть систему, представленную на рис. 124, где в силу малого влияния не учитывается податливость подвески стрелы. В данной системе обозначены: m — приведенная масса установки ротора и оголовка стрелы; J_{pd} — приведенный момент инерции ротора двигателя и механизма привода ротора; c_a — жесткость препятствия; α_p , α_{pd} и α_c — углы поворота ротора приведенных масс привода J_{pd} и стрелы; q и EJ — погонная масса и коэффициент изгибной жесткости и стрелы.

Можно показать, что данную задачу предельным переходом, аналогичным проведенному выше для системы на рис. 121, при расчете максимально возможного нагружения стрелы правомерно свести к случаю, когда $c_2 \rightarrow \infty$, т. е. имеет место соударение ротора с абсолютно жестким препятствием. Тогда кинетическая энергия вращающихся масс привода будет в определенной мере аккумулироваться в потенциальной энергии изгиба стрелы.

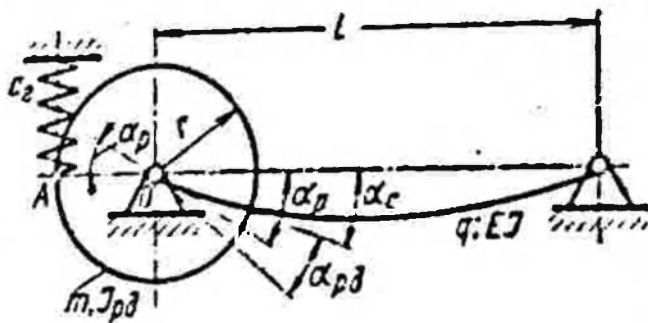


Рис. 124. Упрощенная схема для изгибных колебаний стрелы ротора при stopорении в вертикальной плоскости

Рассмотрим вначале задачу без наличия в механизме муфты предельного момента.

Положив в системе на рис. 124 $\alpha_p = 0$ и приняв форму прогиба стрелы, следующей синусоиде (см.

§ 13), запишем уравнения собственных колебаний системы на рис. 121 в виде

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{2} \left(\frac{l}{\pi} \right)^2 q l \ddot{\alpha}_c - c_m (\alpha_{p\delta} + \alpha_c) + \frac{\pi^2 EJ}{2l} \alpha_c &= 0; \\ J_{p\delta} \ddot{\alpha}_{p\delta} + c_m (\alpha_{p\delta} + \alpha_c) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (V-121)$$

Начальные условия $\alpha_{p\delta}(0) = \omega$, $\alpha_{p\delta}(0) = \alpha_c(0) = \dot{\alpha}_c(0) = \dot{\alpha}_{p\delta}(0) = 0$ позволяют определить колебания системы. Для значений параметров $J_{p\delta}$, EJ , l , q и c_m , характерных для реальных конструкций машины, упрощения могут быть продолжены, так как низкая частота собственных колебаний системы сопровождается по преимуществу крутильными колебаниями в механизме и практически не отличается от значения $\sqrt{\frac{c_m}{J_{p\delta}}}$, высокая же частота сопровождается в основном изгибными колебаниями стрелы ротора и, в свою очередь, мало отличается от значения $\left(\frac{\pi}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EJ}{q}}$. Кроме того,

$$\frac{c_m}{J_{p\delta}} \ll \left(\frac{\pi}{l} \right)^4 \frac{EJ}{q}.$$

Таким образом, систему (V-121) можно упростить до вида

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\alpha}_{p\delta} + \frac{c_m}{J_{p\delta}} \alpha_{p\delta} &= 0; \\ \ddot{\alpha}_c + \left(\frac{\pi}{l} \right)^4 \frac{EJ}{q} \alpha_c &= \frac{2\pi^2 c_m}{q l^2} \alpha_{p\delta}. \end{aligned} \right\} \quad (V-122)$$

Первое из уравнений (V-122) при $\dot{\alpha}_{p\partial}(0) = \omega$ имеет решение

$$\alpha_{p\partial} = \frac{\omega}{p_1} \sin p_1 t,$$

где $p_1 = \sqrt{\frac{c_m}{J_{p\partial}}}$.

Тогда второе уравнение (V-122), в свою очередь, будет иметь решение

$$\alpha_c = \frac{2\pi^2 c_m}{q l^3 (p_2^2 - p_1^2)} \sin p_1 t - \frac{2\pi^2 c_m p_1}{q l^3 p_2 (p_2^2 - p_1^2)} \sin p_2 t,$$

где

$$p_2 = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{EJ}{q}}.$$

Определение динамических изгибающих моментов и перерезывающих сил ведется, далее, исходя из принятой формы прогиба стрелы следующей синусоиде. По этим данным определяем распределенную инерционную нагрузку на стрелу. Величина $c_m \alpha_{p\partial}$ определяет изгибающий момент, действующий на стрелу в точке O .

Рассмотрим пример для роторного экскаватора ЭРШР-1600 (см. рис. 67, а и 124), когда $c_m = 32\,000$ тм/рад; $J_{p\partial} = 1080$ тмсек²; $q = 0,3 \frac{\pi}{\text{м}^2}$ сек²; $l = 64$ м; $EJ = 1,2 \cdot 10^7$ тм².

В этом случае $p_1^2 = 32$ (рад/сек)²; $p_2^2 = 233$ (рад/сек)²; $\alpha_{p\partial} = 0,177\omega \sin \cdot 5,66t$; $\alpha_c = 0,04\omega \sin \cdot 5,66t - 0,0148\omega \cdot \sin 15,25t$.

Дальнейшие расчеты показывают, что максимально возможный изгибающий динамический момент в стреле $M_{\partial \max}^u$ может достигать для рассмотренного случая 5700 ω (тм). При максимальной скорости ротора $\omega = 0,54$ рад/сек $M_{\partial \max}^u = 3000$ тм.

Рассмотрим пример, когда в механизме привода имеется муфта предельного момента. В этом случае нельзя делать упрощения, аналогичные приведенным выше; совместность колебаний механизма и стрелы оказывается, как правило, значительной, а потому вся энергия вращающихся масс ведомой части муфты и других деталей механизма привода $J_{p\partial}$ в отдельные моменты может аккумулироваться в стреле. При этом максимально возможный момент в стреле не превысит на первом этапе колебаний (до отхода ротора от препятствия) значения

$$M_{\partial \max}^u = \omega \sqrt{\frac{3EJ J_{p\partial}}{l}}. \quad (V-123)$$

Для данного примера, когда $j_{r2}^* = 20 \text{ тмсек}^2$ и $\omega = 0,54 \text{ рад/сек}$, $M_{d \text{ max}}^u = 1800 \text{ тм}$. На втором этапе движения, когда ротор отойдет от препятствия после соударения, $M_{d \text{ max}}^u$ не превысит значения

$$M_{d1 \text{ max}}^u = \frac{\omega_{\kappa} J}{(J + mr^2)} \sqrt{\frac{3J_{r0}^* EJ}{l}}, \quad (\text{V-124})$$

где ω_{κ} — скорость ротора после последовательных соударений ротора с опорами А и В (рис. 122, в), определяемая, как

$$\omega_{\kappa} = \omega \frac{J - e mr^2 [1 + \mu (1 + e)]}{J + mr^2}, \quad (\text{V-125})$$

где μ — угол трения стали по грунту.

Величина $M_{d1 \text{ max}}^u$, как правило, мало отличается от $M_{d \text{ max}}^u$.

Рассмотренные в данном параграфе оценочные расчетные случаи, критические с точки зрения нагружения отдельных узлов конструкции, необходимы также для дальнейшего анализа более полных и точных динамических расчетных систем (см. рис. 67), учитывающих реальные значения жесткостей препятствий, их характеристики и другие факторы. Расчеты таких систем выполняются уже, как правило, на аналоговых электро-но-моделирующих устройствах (см., например, § 33).

Из анализа приведенных упрощенных расчетных схем и формул нетрудно показать, что если, например, в конструкциях ковшей предусмотреть предохранительные элементы, которые при определенных динамических нагрузках в процессе стопорения будут разрушаться, то максимальные динамические нагрузки на роторное колесо, механизмы привода и элементы металлоконструкций могут быть значительно снижены в сравнении с определенными выше.

§ 32. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ ПРИ СТОПОРЕНИИ В ПЛОСКОСТИ ПОВОРОТА

Стопорение вращения роторного экскаватора в плоскости поворота при упоре роторного колеса в препятствие рассмотрим на примере типовой динамической системы (рис. 95).

Анализ односторонней работы жесткого препятствия (см. рис. 95, б) дан в § 22. Общая постановка задачи по определению колебаний конструкции и возникающих динамических нагрузок при стопорении вращения машины с учетом характеристики и односторонней работы жесткости c_2 , работы муфты предельного момента механизма поворота и других факторов

принципиально не отличается от рассмотренного в § 31 случая стопорения вращения роторного колеса.

В данном случае необходимы определенные упрощения, которые позволили бы сравнительно просто определить величины максимальных динамических нагрузок в конструкции.

Уравнения собственных колебаний динамической системы (рис. 95) при стопорении вращения машины на первом этапе движения (до разобщения системы с c_2) запишутся в виде

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_2 x_1 - c_1 l_1 \left(\varphi_1 - \frac{x_1}{l_1} \right) &= 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 l_2 \left(\frac{x_2}{l_2} - \varphi_1 \right) &= 0; \quad J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_{\text{ж}} (\varphi_2 - \varphi_1) + \\ + c_1 l_1^2 \left(\varphi_1 - \frac{x_1}{l_1} \right) + c_2 l_2^2 \left(\varphi_1 - \frac{x_2}{l_2} \right) &= \pm M_0; \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{\text{ж}} (\varphi_1 - \varphi_2) &= M_{\text{дв}}, \end{aligned} \quad (\text{V-126})$$

где x_1 , x_2 , φ_1 и φ_2 — смещения соответствующих массовых элементов по рис. 95, а;

$M_{\text{дв}}$ — момент, обеспечиваемый приводом;

M_0 — момент сопротивления на поворотной платформе.

Начальные условия системы следующие:

$$\dot{\varphi}_1(0) = \dot{\varphi}_2(0) = \omega; \quad \dot{x}_1(0) = \omega l_1; \quad \dot{x}_2(0) = \omega l_2,$$

где ω — угловая скорость вращения поворотной платформы к моменту стопорения; начальные смещения координат определяются статическим нагружением конструкции от сил резания и другими сопротивлениями.

В дальнейшем в уравнениях (V-126) величиной $\pm M_0$, учитывающей потери энергии колебаний в опорно-поворотном устройстве и несущей конструкции, пренебрегаем, так как максимальных значений нагрузки в конструкции достигают в первый период колебаний, когда рассеивание энергии колебаний сказывается незначительно.

Анализ системы (V-126) в общем виде представляет существенные трудности. Поэтому, учитывая, что практически $c_1 l_1^2$ в 5—10 раз меньше, чем $c_{\text{ж}}$ и $c_2 l_2^2$, последние можно положить в системе (V-126) бесконечно большими, т. е. принять, что $\varphi_1 = \varphi_2$; $x_2 = \varphi_1 l_2$. Тогда три последних уравнения сольются в одно и система (V-126) упростится до вида

$$\left\{ \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_2 x_1 - c_1 l_1 \left(\varphi_1 - \frac{x_1}{l_1} \right) &= 0; \\ J \ddot{\varphi}_1 + c_1 l_1^2 \left(\varphi_1 - \frac{x_1}{l_1} \right) &= M_{\text{дв}}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{V-127})$$

где

$$J = J_1 + J_2 + m_2 l_2^2.$$

Для механизма привода поворота роторных экскаваторов, также как и для привода роторного колеса, можно принять, что

$$M_{\partial\omega} = \frac{M_n}{k_x \omega_0} (\omega_0 - \dot{\varphi}_1),$$

где ω_0 — соответствует оборотам платформы при холостом вращении;

M_n — номинальный момент, обеспечиваемый приводом поворота.

Как правило, двигатели привода механизма поворота имеют жесткую характеристику с $k_x = 0,03 \div 0,05$. Анализ конкретных систем вида (V-127) показывает, что при стопорении, когда $M_{\partial\omega}$ изменяется от начального момента до $M_{\partial\omega, \text{от}} = (2 \div 3) M_n$ — момента, при котором двигатели отключаются, или до $M_{\partial\omega}$ — момента срабатывания муфты предельного момента, второе из уравнений (V-127) практически вырождается в следующее:

$$\dot{\varphi}_1 = \omega \approx \omega_0. \quad (\text{V-128})$$

Это нетрудно проследить, если переписать основное уравнение в виде

$$\frac{k_x \omega_0}{M_n} \left[J \ddot{\varphi}_1 + c_1 l_1^2 \left(\varphi_1 - \frac{x}{l_1} \right) \right] = \omega_0 - \dot{\varphi}_1. \quad (\text{V-129})$$

Полагая, что $k_x \rightarrow 0$, приходим к уравнению (V-128).

Перепишем первое уравнение системы (V-127), принимая во внимание формулу (V-128), в виде

$$m_1 \ddot{x}_1 + x_1 [c_2 + c_1] l_1 c_1 \omega_0 l = 0. \quad (\text{V-130})$$

Решение (V-130) при начальном условии $\dot{x}_1(0) = \omega_0 l_1$ дает

$$x_1 = \frac{\omega l}{c_2 + c_1} \left[c_1 t + \frac{c_2}{\rho} \sin \rho t \right], \quad (\text{V-131})$$

где

$$\rho^2 = \frac{c_2 + c_1}{m}.$$

Принимая, что $\frac{c_2}{c_1} = e$, будем иметь

$$x_1 = \frac{\omega_0 l}{\rho(1+e)} [\alpha + e \sin \alpha], \quad (\text{V-131}')$$

где $\alpha = \rho t$.

Соответственно выражение для скорости колебаний запишется как

$$\dot{x}_1 = \frac{\omega_0 l}{1 + \varepsilon} [1 + \varepsilon \cos \alpha]. \quad (V-132)$$

Анализ уравнений (V-131') и (V-132) показывает, что при $\varepsilon < 2,4$ ротор в течение всего процесса, описываемого уравнением (V-130), никогда не отойдет от препятствия, т. е. координата x_1 всегда положительна. Учитывая же, что восстанавливающая способность опоры c_2 меньше 1, можно полагать, что и при больших значениях ε x_1 будет оставаться положительным.

Соотношения между суммарной жесткостью зуба и ковша, которая входит в c_2 , последовательно с жесткостью препятствия, и приведенной изгибной и крутильной жесткостью стрелы c_1 для конкретных конструкций машины всегда таковы, что m_1 не разбьется с c_2 .

Масса m_1 успеет сделать несколько колебаний, пока $M_{\partial\theta}$ достигнет значения $M_{\partial\theta,от}$, так что к этому моменту времени можно считать x_1 равным нулю, поскольку кинетическая энергия масс оголовка ротора успеет полностью погаситься в грунтовом массиве. Определим число колебаний m_1 , которое произойдет до момента отключения двигателей поворота. Для этого запишем условие равновесия сил, действующих вокруг оси поворота машины:

$$M_{\partial\theta} = c_1 l_1^2 \left(\omega_0 t - \frac{x_1}{i_1} \right), \quad (V-133)$$

которое непосредственно вытекает из второго уравнения системы (V-127).

Подставив в формулу (V-133) x_1 из уравнения (V-131'), будем иметь после ряда преобразований следующее трансцендентное уравнение относительно α :

$$\alpha - \sin \alpha = \frac{M_{\partial\theta} p (1 + \varepsilon)}{\varepsilon \omega_0 c_1 l_1^2}. \quad (V-134)$$

Учитывая, что $p = \sqrt{\frac{c_1}{m_1} (1 + \varepsilon)}$, перепишем формулу (V-134) для момента времени, при котором $M_{\partial\theta} = M_{\partial\theta,от}$, в виде

$$\alpha - \sin \alpha = \frac{M_{\partial\theta,от} (1 + \varepsilon)^{3/2}}{\varepsilon \omega_0 l_1^2 \sqrt{c_1 m_1}} = a_0 \frac{(\varepsilon + 1)^{3/2}}{\varepsilon} \quad (V-135)$$

Для конкретных конструкций машины $a_0 = \frac{M_{\partial\theta,от}}{\omega_0 l_1^2 \sqrt{c_1 m_1}} \geq \geq 6-10$, а минимум функции $\frac{(\varepsilon + 1)^{3/2}}{\varepsilon}$, имеющий место при $\varepsilon = 2$, равен 2,6. Поэтому равенство (V-134) равносильно

неравенству $\alpha - \sin \alpha > 16 \div 26$, которое, учитывая, что $|\sin \alpha| \leq 1$, можно записать как

$$\rho t_0 > 15 \div 25, \quad (V-136)$$

где t_0 — время, через которое $M_{\text{дв.от}}$ достигнет значения $M_{\text{дв.от.}}$. Так как период собственных колебаний системы равен $T = \frac{2\pi}{\rho}$, то число колебаний массы m_1 на c_1 будет не меньше величины

$$n_n = \frac{t_0}{T} = 2,5 \div 4. \quad (V-137)$$

Это позволяет считать, что кинетическая энергия массы m_1 не будет переходить в потенциальную энергию металлоконструкций и механизма поворота. В связи с этим определение дальнейшего нагружения конструкции стрелы после отключения электродвигателей можно свести к исследованию упрощенной динамической системы (рис. 125, а), движение которой на первом этапе, до отхода конструкции от препятствия А, описывается уравнением

$$J\ddot{\varphi}_1 + c_1 l_1^2 \dot{\varphi}_1 = 0. \quad (V-138)$$

При начальных условиях $\dot{\varphi}_1(0) = \omega$ и $\varphi_1(0) = \frac{M_{\text{дв.от.}}}{c_1 l_1^2}$ решение уравнения (V-138) имеет вид

$$\varphi_1 = \frac{M_{\text{дв.от.}}}{c_1 l_1^2} \cos \rho_2 t + \frac{\omega}{\rho_2} \sin \rho_2 t = M_0 \sin(\rho_2 t + \varepsilon_0), \quad (V-139)$$

где

$$\rho_2^2 = \frac{c_1 l_1^2}{J};$$

$$M_0 = \sqrt{\left(\frac{M_{\text{дв.от.}}}{c_1 l_1^2}\right)^2 + \frac{J\omega^2}{c_1 l_1^2}}; \quad \operatorname{tg} \varepsilon_0 = \frac{M_{\text{дв.от.}} \rho_2}{\omega c_1 l_1^2}.$$

Таким образом, максимальное значение момента у пята стрелы будет равно

$$M_{\text{дв.от.}} = c_1 l_1 l_1 |\varphi_1|_{\max} = \frac{l_1}{i_1} \sqrt{M_{\text{дв.от.}}^2 + J\omega^2 l_1^2 c_1}. \quad (V-140)$$

где l_1 — длина стрелы.

Динамическое нагружение механизма привода поворота и консоли противовеса определится в этом случае соответственно через соответствующий инерционный момент $J_1 \ddot{\varphi}_1$ и усилие $m_2 l_2^2 \ddot{\varphi}_1$.

Заметим, что при определении изгибающих жесткостей стрел за l_1 и l_2 следует брать расстояния от места приведения соответствующих масс до пят стрелы, а не до оси вращения машины.

Если роторный экскаватор нагружен в плоскости поворота к моменту стопорения статическими нагрузками (уклон, ветер), то в правых частях уравнений (V-126) появляются соответствующие постоянные члены.

Если принять в пределе, что статические усилия нагружают двигатели поворота до значения $M_{до.от.}$, то уже в начальный момент стопорения происходит отключение электродвигателей, а в начальные условия, определяющие колебания системы, войдут, кроме скоростей обобщенных координат, и определенные смещения упругих элементов. Однако и в этом случае точку стопорения массы m_1 (рис. 95, а) можно принять неподвижной для расчета максимальных нагрузок в несущей конструкции.

Для подтверждения этого рассмотрим, например, динамическую систему, представленную на рис. 125, б.

Уравнения движения системы запишутся в этом случае в виде

$$J\ddot{\varphi}_1 + c_1 l_1^2 \left(\varphi_1 - \frac{x_1}{l_1} \right) = 0;$$

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_2 x_1 - c_1 l_1 \left(\varphi_1 - \frac{x_1}{l_1} \right) = 0. \quad (V-141)$$

Начальными условиями, вызывающими колебания системы, будут такие:

$$\dot{x}_1(0) = \omega l_1; \quad \dot{\varphi}_1(0) = \omega;$$

$$x_1(0) = 0; \quad \varphi_1(0) = \varphi_0,$$

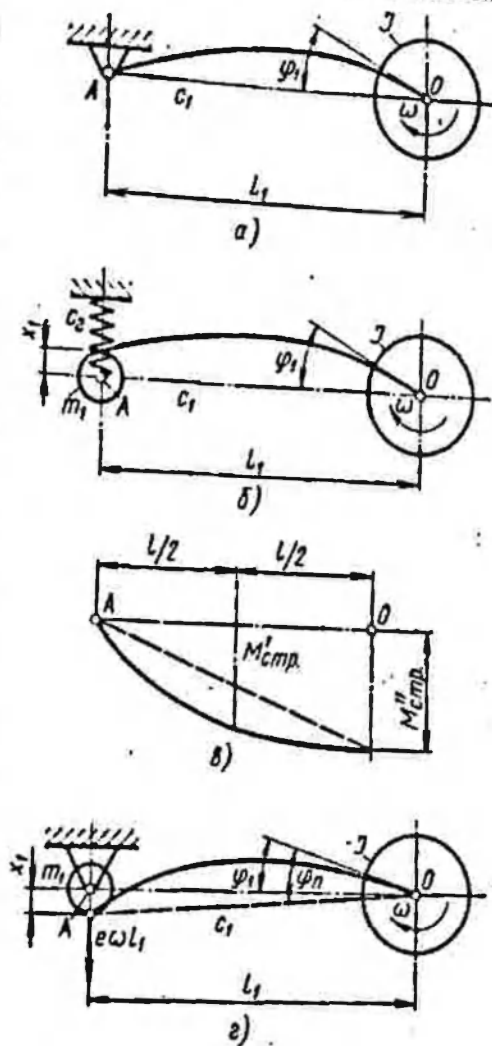


Рис. 125. Упрощенные расчетные схемы к определению изгибных колебаний стрелы ротора при стопорении в горизонтальной плоскости

где φ_0 определяется статическими усилиями, действующими на конструкцию от привода и исчезающими при отключении двигателей в момент стопорения.

Анализ системы уравнений (V-141) показывает, что на первом этапе движения, до разобщения m_1 и c_2 , в c_2 максимально будет аккумулироваться энергия, не меньшая чем $\frac{m_1 (\omega_1)^2}{2}$.

Поэтому для расчета максимальных нагрузок в c_1 колебаниями m_1 можно пренебречь, перейдя, как это делалось выше, в § 31, к случаю $\frac{1}{c_2} = 0$ и считая удар m_1 по препятствию c_2 абсолютно неупругим.

Нужно отметить, что в данном параграфе распределение массы стрелы ротора q_1 не учитывались. Сравнение кинетических энергий $T_1 = \frac{J\omega^2}{2}$ и $T_2 = \frac{q_1 l_1^3}{6} \omega^2$ для конкретных кон-

струкций машины показывает, что T_1 в 10—20 раз больше T_2 , поэтому на нагрузки, возникающие от низкочастотных колебаний конструкции, распределение массы стрелы ротора не могут оказывать существенное влияние. Возникающие при стопорении изгибные колебания стрелы ротора, как правило, значительно более высокочастотны, чем основные низкие колебания системы в плоскости поворота, эти колебания могут рассматриваться независимо друг от друга.

Положив форму прогиба стрелы следующей закону $f \sin \frac{\pi z}{l_1}$, где z — текущая координата по длине стрелы, можно на основании простых энергетических соображений определить величину максимально возможного изгибающего момента в середине стрелы при постоянном по ее длине моменте инерции сечения J_c в виде

$$M'_{стр} = \omega l_1 \sqrt{\frac{2}{3} EJ_c q_1}. \quad (V-142)$$

Если положить в формуле (V-140) $M_{дв.от} = 0$, а также $c_1 = \frac{3 EJ_c}{l_1^3}$, получим значение максимального динамического изгибающего момента у пяти стрел только от низкочастотных колебаний J на $c_1 l_1^2$:

$$M''_{стр} = \omega l_1 \sqrt{\frac{3J}{l_1^3} EJ_c}. \quad (V-143)$$

Отношение

$$\frac{M''_{стр}}{M'_{стр}} = 3 \sqrt{\frac{J}{2q_1 l_1^3}}$$

для реальных конструкций равно 2—4. Примерная эпюра максимальных изгибающих моментов в стреле при стопорении ротора имеет вид, показанный на рис. 125, в. Вместе с моментами в стреле нетрудно вычислить также и значения перерезывающих усилий.

На втором этапе колебаний системы на рис. 125, б, когда масса m_1 отойдет от c_2 , она будет обладать некоторой скоростью $e\omega l_1$, где e — коэффициент восстановления. В связи с этим в c_1 может, аккумулироваться больше энергии, чем $\frac{J\omega^2}{2}$. Учи-

тывая, что $m_1 l_1^2 < J$, а также то, что на втором этапе колебаний уже скажется потеря энергии колебаний, можно полагать, что максимальные усилия колебаний в несущих узлах конструкции на втором этапе колебаний окажутся не больше чем до разобщения системы с c_2 . Покажем это на простом примере стопорения в абсолютно жесткое препятствие (рис. 125, г). Уравнения, описывающие колебания этой системы, могут быть записаны в виде

$$\ddot{\varphi}_1 + \frac{c_1 l_1^2}{J} \left(\varphi_1 + \frac{x_1}{l_1} \right) = 0; \quad \frac{1}{l_1} \ddot{x}_1 + \frac{c_1}{m_1} \left(\varphi_1 + \frac{x_1}{l_1} \right) = 0. \quad (V-144)$$

Уравнение упругих колебаний масс на жесткости c_1 запишется на основании (V-144) в виде

$$\ddot{\varphi}_n + c_1 \frac{J + m_1 l_1^2}{J m_1} \varphi_n = 0, \quad (V-145)$$

где $\varphi_n = \varphi_1 + \frac{x_1}{l_1}$.

Решение (V-145) при начальных условиях $\varphi_1(0) = \omega$, $\dot{x}_1(0) = e\omega l_1$, $x(0) = \varphi_1(0) = 0$ будет

$$\varphi_n = \frac{\omega(1-e)}{p_1} \sin p_1 t. \quad (V-146)$$

В (V-146)

$$p_1 = \sqrt{\frac{J + m_1 l_1^2}{J m_1} c_1}.$$

В случае абсолютно неупругого стопорения, когда $x_1 = 0$, система (V-144) примет вид

$$\ddot{\varphi}_1 + \frac{c_1 l_1^2}{J} \varphi_1 = 0 \quad (V-147)$$

и имеет решение

$$\varphi_1 = \frac{\omega}{p_2} \sin p_2 t, \quad (V-148)$$

где $p_2 = l_1 \sqrt{\frac{c_1}{J}}$.

Составим отношение амплитуд колебаний φ_2 и φ_1 , определяемых уравнениями (V-146) и (V-148), которое также является отношением амплитуд соответствующих максимальных моментов в стреле

$$k_\varphi = \frac{\varphi_{2 \max}}{\varphi_{1 \max}} = \frac{1-e}{\sqrt{1+\mu}}, \quad (V-149)$$

где $\mu = \frac{J}{m_1 l_1^2}$. При $\mu = 1$ и $e = 0,5$ $k_\varphi = 1,06$.

Изменение координат системы (V-144) описывается уравнениями

$$\begin{cases} x_1 = \frac{\omega t}{\rho_1(1+\mu)} [\mu(1-e) \sin \rho_1 t + (e-\mu) \rho_1 t]; \\ \varphi_1 = \frac{\omega}{\rho_1(1+\mu)} [(1+e) \sin \rho_1 t - (e-\mu) \rho_1 t]. \end{cases} \quad (V-150)$$

Из системы уравнений (V-150) в случае, когда $e - \mu = 0$, следует, что кинетическая энергия будет полностью аккумуля-

роваться в упругом элементе системы c_1 . То же самое имеет место и для более сложных систем, когда наряду с колебаниями около некоторого положения равновесия происходит еще и вращение всей колеблющейся системы вокруг оси вращения машины с постоянной скоростью.

При стопорении движения роторного колеса в плоскости поворота могут возникать также и крутильные колебания стрелы ротора.

Рассмотрим простые схемы (рис. 126), позволяющие приближенно рассчитать эти колебания.

На рис. 126, б показан вид по E на оголовки стрелы ротора. Здесь по аналогии с рис. 98, б D_c — точка стопорения, которую принимаем в дальнейшем

Рис. 126. Упрощенные расчетные схемы к определению крутильных колебаний стрелы ротора при стопорении в плоскости поворота

неподвижной; O_1 — ось кручения стрелы и центр масс оголовка; $J_{кр}$ — момент инерции приведенных масс стрелы и масс оголовка стрелы. В общем виде крутильные колебания совместны с колебаниями ее в плоскости поворота и с колебаниями в вертикальной плоскости. С целью упрощения примем, что колебания в вертикальной плоскости не возникают при стопорении ротора.

Задав в качестве обобщенных координат системы угол поворота стрелы от изгиба в плоскости поворота φ_1 и угол закручивания стрелы и ее оголовка α , запишем выражения энергий колебаний системы в виде

$$T = \frac{J\dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{J_{кр}\dot{\alpha}^2}{2}; \quad U = \frac{c_{кр}\alpha^2}{2} + \frac{c_1 l_1^2}{2} \left(\varphi_1 - \frac{A_1 \alpha}{l_1} \right), \quad (V-151)$$

где $c_{кр}$ — жесткость стрелы на кручение.

Уравнения собственных колебаний запишутся в соответствии с (V-151) в виде

$$J_{кр}\ddot{\alpha} + c_{кр}\alpha - c_1 l_1^2 A_1 \left(\varphi_1 - \frac{A_1}{l_1} \alpha \right) = 0; \quad J\ddot{\varphi}_1 + c_1 l_1^2 \left(\varphi_1 - \frac{A_1}{l_1} \alpha \right) = 0. \quad (V-152)$$

За начальные условия примем такие: $\varphi(0) = 0$; $\dot{\varphi}(0) = \omega$, $\alpha(0) = 0$; $\dot{\alpha}(0) = \frac{m_1 \omega l_1 A_1}{J_{кр}}$. Последнее начальное условие определяется исходя из абсолютно неупругого соударения m с опорой D_c .

Решение системы уравнений (V-152) при данных начальных условиях не представляет затруднений. Из уравнений (V-152) видно, что при $A_1 = 0$ колебания разделяются, и крутильные колебания не возникают, так как $\dot{\alpha}(0) = 0$. Если центр кручения и центр масс оголовка не совпадают, то крутильные колебания возникают всегда. Принципиальное исследование этого случая не отличается от случая, когда центр масс помещен в O_1 и $A_1 \neq 0$.

Решение системы (V-152) может быть упрощено, так как при низкой частоте собственных колебаний системы, как правило, соответствуют изгибные колебания стрелы в плоскости поворота, высокой частоте соответствуют крутильные колебания стрелы. В этом случае, крутильные колебания можно определить исходя из уравнения

$$J_{кр}\ddot{\alpha} + c_{кр}\alpha = c_1 l_1^2 A_1 \varphi_1; \quad \dot{\alpha}(0) = \frac{m_1 \omega l_1 A_1}{J_{кр}}; \quad \alpha(0) = 0, \quad (V-153)$$

где φ_1 , в свою очередь, определяется решением уравнения (V-148) при $\varphi(0) = 0$ и $\dot{\varphi}(0) = \omega$. И наоборот. Рассмотрим пример стопорения в плоскости поворота для роторного экскаватора ЭРШР-1600. Параметры динамической системы по рис. 95, а будут следующие: $c_1 = 140$ т/м; $c_2 = 1440$ т/м; $c_m = 4\,600\,000$ тм/рад; $l_1 = 64$ м; $l_2 = 40$ м; $m_1 = 25$ т/м·сек²; $m_2 = 42,5$ т/м·сек²; $J_1 = 60\,000$ тм·сек²; $J_{кр} = 1000$ тм·сек²; $J_2 \approx 0$.

Ввиду малости $J_{кр}$ упростим систему, положив $J_{кр} = 0$ и приняв $c_{ж} = \infty$. Вычислим предварительно в соответствии с § 22 величины

$$\omega_0^2 = \frac{c_1 l_1^2}{J_1 + m_2 l_2^2} = 4,38; \quad \omega_1^2 = \frac{c_2 l_2^2}{m_2 l_2^2} = 33,8,$$

$$\omega_2^2 = \frac{c_{ж}}{J} = 76,7; \quad \rho_1^2 = \frac{m_2 l_2^2}{J_1 + m_2 l_2^2} = 0,531; \quad \rho_2^2 = \frac{J_2}{J_1 + m_2 l_2^2} = 0,469.$$

На основании формулы (IV-131) запишем следующее уравнение, определяющее частоты собственных колебаний:

$$p^4 - 52,8p^2 + 191,8 = 0.$$

Корнями этого уравнения будут $p_1^2 = 4,0$ и $p_2^2 = 48,8$. По величине p_1^2 мало отличается от ω_0^2 — квадрата частоты, соответствующего случаю, когда c_2 и $c_{ж}$ бесконечно велики. Это позволяет упростить систему на рис. 95, а до одностепенной (рис. 125). Тогда по формуле (V-140) получим следующую величину максимального изгибающего момента у пят стрелы при максимальной скорости поворота $\omega = 0,006$ рад/сек и $M_{д.от} = 3000$ т.м:

$$M_{д.стр} = \sqrt{3000^2 + 1610^2} = 3400 \text{ т.м.}$$

Усилие в месте стопорения (D_c) в этом случае будет достигать значения $\frac{M_{д.стр}}{l_1} = 53,2$ т. Это маловероятно, так как раньше сломается зуб, ковш или крепление ковша. Из полученной величины $M_{д.стр}$ видно, что основная составляющая в ней определяется значением $M_{д.от}$.

По найденным величинам ускорений можно определить усилия в механизме и консоли противовеса, возникающие при стопорении.

Следует отметить, что решение полной системы с учетом реальных значений $c_{ж}$ и c_2 дает мало отличающиеся значения максимальных нагрузок в основных узлах несущей конструкции и в механизме.

Динамический крутящий момент на стрелу ротора при стопорении определим исходя из динамической системы на рис. 126, где для ЭРШР-1600 $c_{кр} = 37\,000$ т.м/рад, $J_{кр} = 1000$ т.м сек²; $J = 128\,000$ т.м сек²; $c_1 l_1^2 = 560\,000$ т.м/рад, $\omega = 0,006$ рад/сек и $A_1 = 5$ м. Тогда уравнение (V-147) запишется в виде

$$\ddot{\varphi}_1 + 4,38\varphi_1 = 0.$$

(V-154)

В начальных условиях, кроме начальных скоростей, учтем также и начальные смещения: $\dot{\varphi}_1(0) = \omega = 0,006 \text{ рад/сек}$;
 $\varphi(0) = \frac{M_{\text{дв.оп}}}{c_1 l_1^2} = 0,00536 \text{ рад}$.

Решение уравнения (V-154) будет

$$\varphi_1 = 0,00284 \sin 2,09t + 0,00536 \cos 2,09t. \quad (\text{V-154}')$$

Уравнение (V-153) запишется с учетом формулы (V-154') в виде

$$\ddot{\alpha} + 37\dot{\alpha} = 0,127 \sin 2,09t + 0,24 \cos 2,09t. \quad (\text{V-155})$$

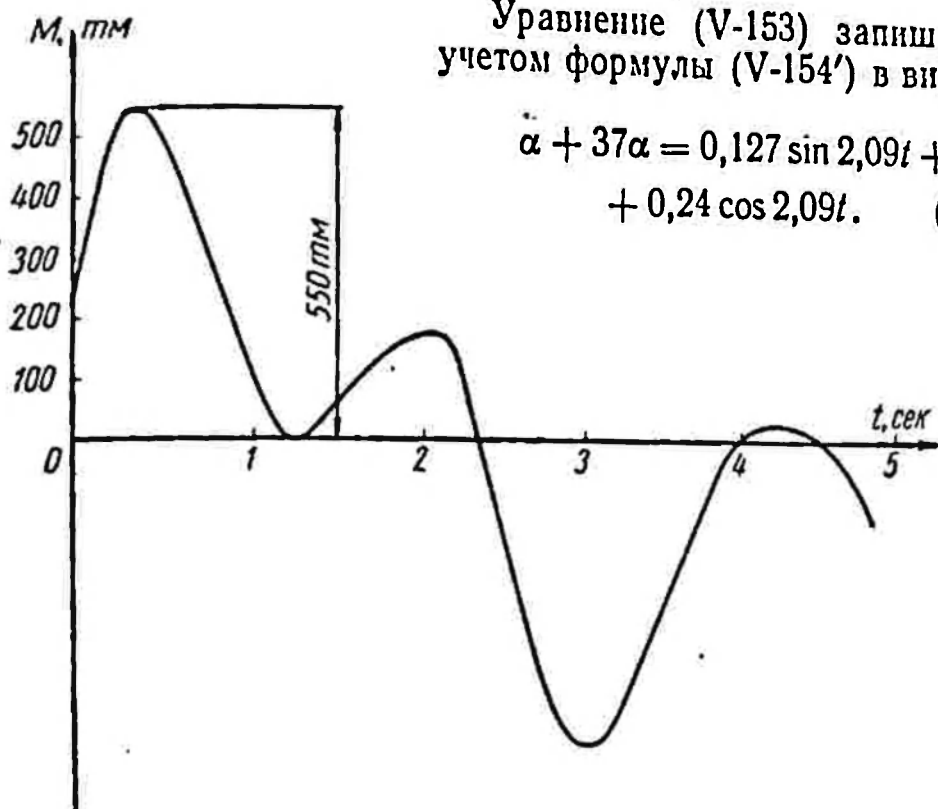


Рис. 127. График изменения $M_{\text{д.кр}}$ для стрелы ротора экскаватора ЭРШР-1600 при стопорении

Начальными условиями для него будут такие: $\dot{\alpha}(0) = 0,048 \text{ рад/сек}$ $\alpha(0) = \frac{M_{\text{дв.оп}} A_1}{I_1 c_{кр}} = 0,0064 \text{ рад}$.

Решение уравнения (V-155) дает

$$\alpha = 0,0039 \sin 2,09t + 0,0074 \cos 2,09t + 0,0066 \sin 6,08t - 0,001 \cos 6,08t. \quad (\text{V-156})$$

Динамический момент (в тм), скручивающий стрелу, будет равен

$$M_{\text{д.кр}} = \alpha c_{кр} = 310 \sin(2,09t + 1,085) + 246 \sin(6,08t - 0,15) \text{ (тм)}. \quad (\text{V-156}')$$

На рис. 127 представлен график изменения $M_{\text{д.кр}}$, построенный по уравнению (V-156').

§ 33. ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ЭЛЕМЕНТАХ КОНСТРУКЦИИ РОТОРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ НА ЭМУ¹

Как отмечалось выше, исследования полных многомассовых динамических систем роторных экскаваторов при нормальных режимах работы или стопорении ротора целесообразно проводить на электронно-моделирующих устройствах (ЭМУ), причем целесообразность такого исследования заключается не только в значительном снижении трудоемкости вычислений при решении конкретных задач, но и в широких возможностях проведения анализа влияния различных параметров динамической системы и их комбинаций на величины динамических нагрузок в конструкции.

Общие принципы исследования роторных экскаваторов на ЭМУ при стопорении и нормальном копании рассмотрим на примере роторного экскаватора ЭРШР-1600 в плоскости поворота. При этом рассмотрим более полные динамические системы ЭРШР-1600 в плоскости поворота в сравнении с § 32 за счет учета распределенной массы стрелы ротора $q_1 = 0,2 \text{ тсек}^2/\text{м}^2$, консоли противовеса $q_2 = 0,45 \text{ тсек}^2/\text{м}^2$ и момента инерции поворотной платформы J_2 .

Для первого этапа движения, когда ротор соприкасается с препятствием, система дифференциальных уравнений движения системы (рис. 95, а) с учетом дополнительно введенных масс может быть записана в удобном для анализа виде:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_1 &= -(8,735 + 0,038c_s) x_1 - 26,3x_2 + 3575,7\varphi_2 - 1796\varphi_1; \\ \ddot{x}_2 &= -(1,32 + 0,00025c_s) x_1 - 40,63x_2 + 2638\varphi_2 - 669\varphi_1; \\ \ddot{\varphi}_2 &= (2,04 + 0,0004c_s) x_1 + 15,1x_2 - 1860\varphi_2 + 1030\varphi_1; \\ \ddot{\varphi}_1 &= 75,4(\varphi_2 - \varphi_1). \end{aligned} \right\} \text{(VI-157)}$$

Для простоты анализа примем в качестве начальных условий только следующие: $\dot{\varphi}_1(0) = \dot{\varphi}_2(0) = \omega = 0,006 \text{ рад/сек}$;

$$\dot{x}_1(0) = \dot{x}_2(0) = 0; \quad \varphi_1(0) = \varphi_2(0) = x_1(0) = x_2(0) = 0.$$

Исследуем случаи стопорения ротора при упоре ротора в препятствия с условной жесткостью $c_s = 700 \text{ т/м}$ и $c_s = 2000 \text{ т/м}$ в двух вариантах: а) жесткость c_s остается подключенной к системе все время; б) при движении масса m_1 (ротора) от забоя c_s отключается и, следовательно, описывается измененной системой уравнений (V-157).

¹ Настоящий параграф написан инж. Титовым В. П.

Начальные условия, определяющие колебания новой системы при исследовании на ЭМУ, автоматически устанавливаются в системе к моменту разобщения ее с c_2 .

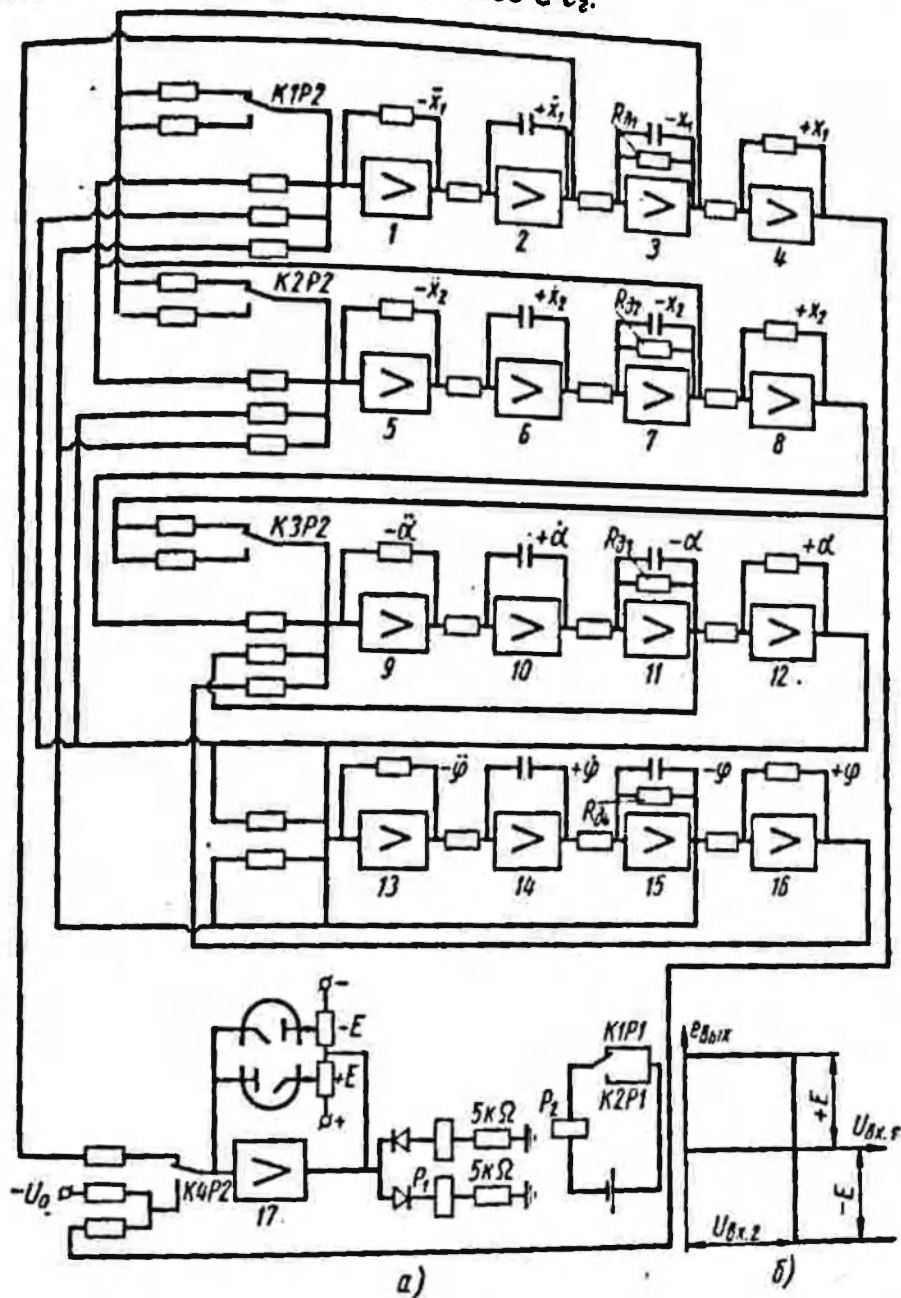


Рис. 128. Структурная схема электронной модели динамической системы роторного экскаватора ЭРШР-1600 в плоскости поворота

Схема электронной модели, позволяющая исследовать процесс стопорения, представлена на рис. 128, а. Общие принципы моделирования систем уравнений подробно изложены в работе [40]. Поэтому остановимся только на моделировании изменения жесткости c_2 .

На схеме совокупность блоков 1—16 моделирует совместные уравнения (V-157) с учетом c_2 или при $c_2 = 0$ в зависимости от положения контактов $K1$, $K2$ и $K3$, меняющих коэффициенты при x_1 в блоках 1, 5 и 9.

Эти контакты переключаются с помощью реле P_2 типа РС13, которое питается от стабилизатора У-1136 постоянным напряжением 25 в через контакт K_2 реле P_1 типа РП4. Реле P_1 должно быть отрегулировано так, чтобы при обесточивании катушки контакты сохраняли свое положение.

Питание реле P_1 осуществляется от блока сравнения 17, напряжение на выходе которого меняется в зависимости от входного напряжения в соответствии с рис. 128, б, где $U_{\text{вх}}$ — сравниваемое напряжение, $U_{\text{ср}}$ — сравнивающее напряжение. При моделировании отключения или присоединения c_2 на вход блока 17 через нормально замкнутый контакт K_4 реле P_2 подается положительное напряжение c_1 . В это время ток течет в той катушке реле P_1 , которая замыкает контакт K_1P_1 . Когда напряжение падает до нуля (сравнивающее напряжение равно нулю), напряжение на выходе блока становится равным E , ток течет в катушке реле, замыкающей контакт K_2P_1 . При этом замыкается цепь питания реле P_2 и все контакты этого реле переключаются, включая заодно и новую схему сравнения на блок 17, где в качестве управляющего напряжения выбрано напряжение x_1 , сравнивающее — U_0 , которое соответствует максимальному нагружению в элементе c_2 на первом этапе движения системы (до разобщения с c_2).

Напряжение — U_0 должно быть обязательно отрицательным, сохраняющим на выходе блока 17 величину — E . При достижении суммарного напряжения ($x_1 - U_0$) положительного значения на выходе блока 17 напряжение станет $+E$; при этом разомкнется контакт K_2P_1 , обесточится катушка реле P_2 и контакты P_2 вернуться в первоначальное положение, включая в систему c_2 и первую схему сравнения на блоке 17. Далее процесс повторяется.

Сопротивления R_{01} , R_{02} , R_{03} , R_{04} в блоках 3, 7, 11 и 15 учитывают затухание колебаний, происходящих в системе.

На рис. 129 в качестве примера представлены характерные осциллограммы динамических составляющих смещения x_1 , изгибающих моментов у пяти стрелы ротора $M_{стр}$ и консоли противовеса $M_{пр}$, а также суммарного крутящего момента в механизмах привода поворота $M_{вр}$ при $c_2 = 2000$ т/м для случаев с отключающейся жесткостью c_2 (рис. 129, а) и без отключающейся жесткости (рис. 129, б). Результаты для обоих случаев, как это видно из сравнения соответствующих максимальных нагрузок, оказываются достаточно близкими. Ближе они и к результатам числового расчета, приведенным в § 32.

Для получения полных динамических нагрузок, возникающих при стопорении, необходимо к полученным нагрузкам добавить нагрузки, создаваемые приводом.

Полученные на модели результаты исследования для $c_2 = 700 \text{ т/м}$ мало отличаются от случая, когда $c_2 = 2000 \text{ т/м}$. Поэтому, если жесткость препятствия $c_2 \gg c_1$, как это имело место в данных случаях, то она мало сказывается на величинах динамических нагрузок, которые получаем, принимая $c_2 = \infty$. Дифференциальные уравнения (V-157) при $c_2 = 0$ описывают свободные колебания системы. Поэтому, если в первое уравнение этой системы добавить в соответствии с (V-1) член, равный внешнему усилению, действующему на систему при копании, и во все уравнения ввести члены, учитывающие демпфирование колебаний, то будем иметь уравнения, описывающие

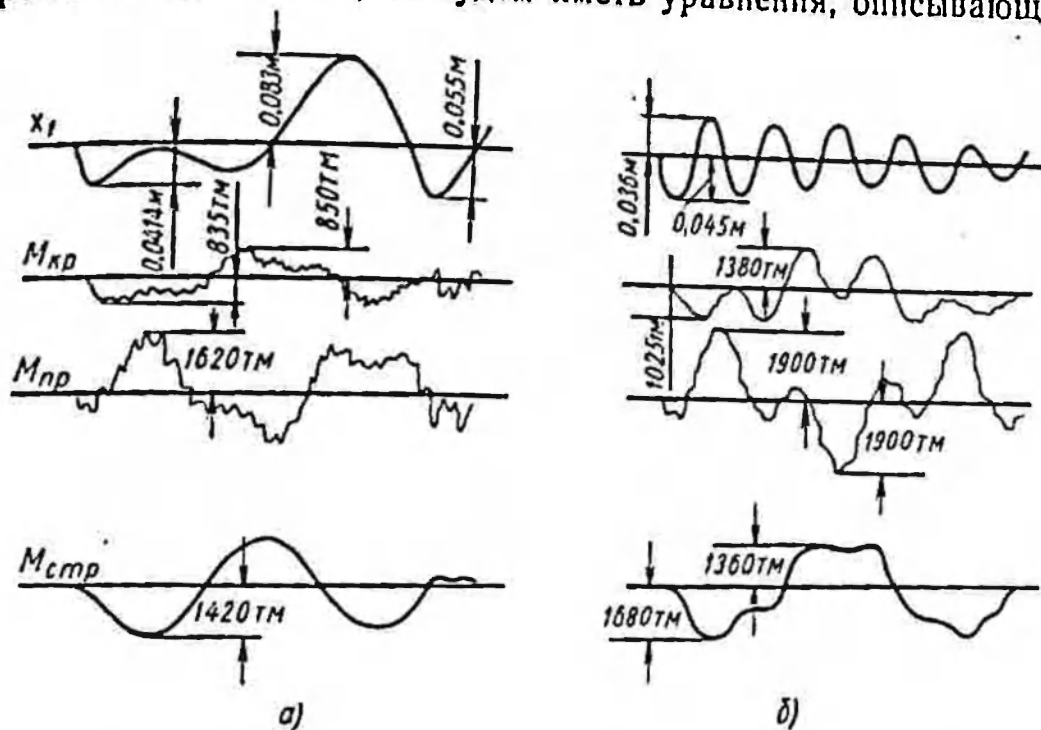


Рис. 129. Типовые осциллограммы исследования динамических нагрузок в элементах конструкции роторного экскаватора ЭРШР-1600 при стопорении в плоскости поворота на электронной модели по рис. 128

колебания динамической системы в плоскости поворота при нормальном процессе копания. Электронная схема, моделирующая уравнения свободных колебаний системы, будет той же, что и на рис. 128, а.

Рассмотрим дополнительно способы моделирования внешней нагрузки в виде напряжения, которое подается в соответствии с дифференциальным уравнением на вход блока 1 (рис. 128, а).

На рис. 130 представлены две схемы получения внешней нагрузки в виде пилообразной функции (рис. 130, а), отражающей изменение переменной части внешней нагрузки на роторном колесе в плоскости поворота.

На схеме на рис. 130, б на обкладке конденсатора подается постоянное стабилизированное напряжение. За время T разность потенциалов между обкладками конденсатора достигает

105 в, что равно потенциалу зажигания лампы СГ2С. Через катушку реле $P1$ проходит ток; контакты $KP1$ замыкаются, и конденсатор разряжается на сопротивлении 20 ом. Величина снимаемого напряжения регулируется потенциометром. Время накопления необходимого заряда на обкладках конденсатора T регулируется переменным сопротивлением в цепи конденсатора.

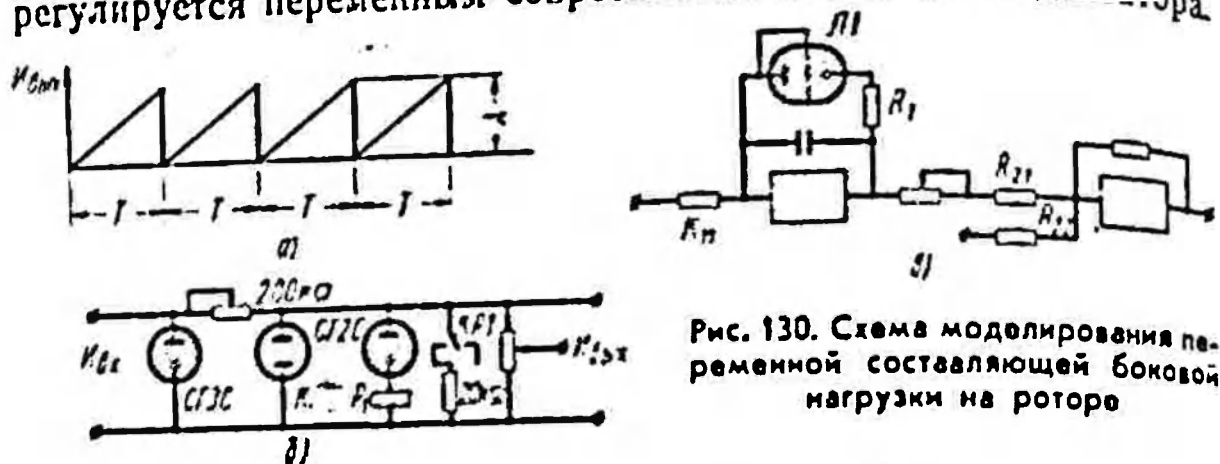


Рис. 130. Схема моделирования переменной составляющей боковой нагрузки на роторе

По схеме на рис. 130, в на вход блока I в положении интегратора подается постоянное положительное стабилизированное напряжение $U_{ст}$. На выходе получаем линейно возрастающее

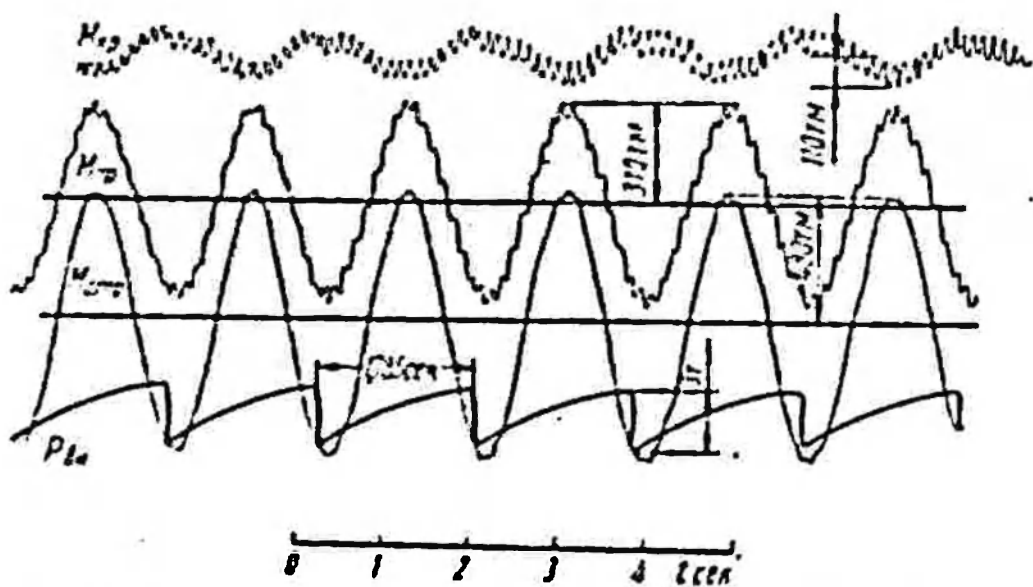


Рис. 131. Типовая осциллограмма резонансных колебаний элементов конструкций роторного экскаватора ЭРШР-1600 в плоскости поворота

напряжение. Когда его величина достигает потенциала зажигания лампы L_1 (тиратрон МТХ-90), то она зажигается и замыкает цепь. При этом конденсатор разряжается на сопротивлении R_1 . Изменение периода T импульсов достигается изменением коэффициента R_{11} , а величины амплитуды A (рис. 130, а) — потенциометром и сопротивлением R_{21} .

Анализ колебаний рассматриваемой системы показал, например, что низкая частота собственных колебаний $p_1 = 3,5 \text{ рад/сек}$ близка к основной частоте внешнего воздействия, колеса ($n_p = 3,5 \text{ об/мин}$). Вторая собственная частота $p_2 = 8,95 \text{ рад/сек}$ попадает в резонанс со второй гармоникой разложения внешней нагрузки в ряд Фурье при $n_p = 4,27 \text{ об/мин}$.

В качестве примера на рис. 131 представлена типовая осциллограмма пслеследования нагрузок в элементах конструкции ($M_{стр}$, $M_{пр}$, $M_{кр}$) при установившемся режиме резонанса с основной частотой. Кривая $P_{вн}$ (рис. 131) представляет изменение боковой нагрузки, возникающей на роторном колесе в процессе копания, смоделированной по схеме на рис. 130, б.

При расчетах принято, что боковая нагрузка, действующая на ротор при копании, составляет 30% от касательной. Для низкой формы колебаний принят обобщенный логарифмический декремент затухания колебаний с учетом рассеивания энергии колебаний за счет всех источников $\delta = 0,15$.

Динамические нагрузки, полученные для основного резонанса по низкой частоте собственных колебаний были в 3—4 раза меньше, чем при стопорении.

Динамические нагрузки в элементах конструкции при прочих возможных резонансах меньше, чем при основном.

6

ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ В КОНСТРУКЦИИ ПОБОРОТНЫХ РОТОРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ И ОТВАЛОСБРАЗОВАТЕЛЕЙ В ПРОЦЕССЕ ПОВОРОТА, ПЕРЕДВИЖЕНИЯ, ОТ ТРАНСПОРТЕРОВ И ВОЗДЕЙСТВИЯ ВЕТРА

§ 12. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ В РОТОРНЫХ ЭКСКАВАТОРАХ И ОТВАЛОСБРАЗОВАТЕЛЯХ ПРИ РАЗГОНЕ И ТОРМОЖЕНИИ ПОВОРОТНОЙ ПЛАТФОРМЫ

Динамические нагрузки в несущих конструкциях роторных экскаваторов и отвалообразователей в процессе разгона, торможения и реверсирования поворотной платформы в значительной мере зависят от типа и механических характеристик приводов и тормозных устройств.

Для поворота роторных экскаваторов и отвалообразователей применяется как привод постоянного тока по системе Г—Д, так и привод переменного тока с асинхронными двигателями и с управлением пусковыми реостатами.

В качестве примера на рис. 132 представлены механические характеристики привода поворота отвалообразователей ОШ-4500/90 (а) и ОШ-1500/105 (б). Ввиду того что переход со ступени на ступень в пусковых реостатах осуществляется через равные интервалы времени, при разгоне и торможении механизмов возможно возникновение резонансных колебаний конструкции в плоскости поворота. В этом случае резонансные явления могут иметь место в основном с высокими собственными гармониками колебаний, и при их анализе целесообразно рассматривать совместные электромеханические колебания конструкции и электропривода.

При поворотах роторных экскаваторов и отвалообразователей возможно также возбуждение колебаний конструкции вследствие возникающих периодических нагрузок, связанных с входом и выходом из зацепления зубьев венцовой шестерни механизма поворота.

Рассмотрим последовательно общие схемы решений отдельных задач, определяющих динамические нагрузки при различных режимах поворота, иллюстрируя их конкретными примерами динамического расчета роторных экскаваторов и отвалообразователей.

Определение динамических нагрузок для системы (рис. 92, а),

типовой как для роторных экскаваторов, так и для отвалообразователей в плоскости поворота, при включении механических тормозов в механизмах поворота, сводится к отысканию собственных колебаний этой системы при начальных условиях: $\dot{\varphi}_1(0) = \omega$, где ω — угловая скорость вращения платформы к

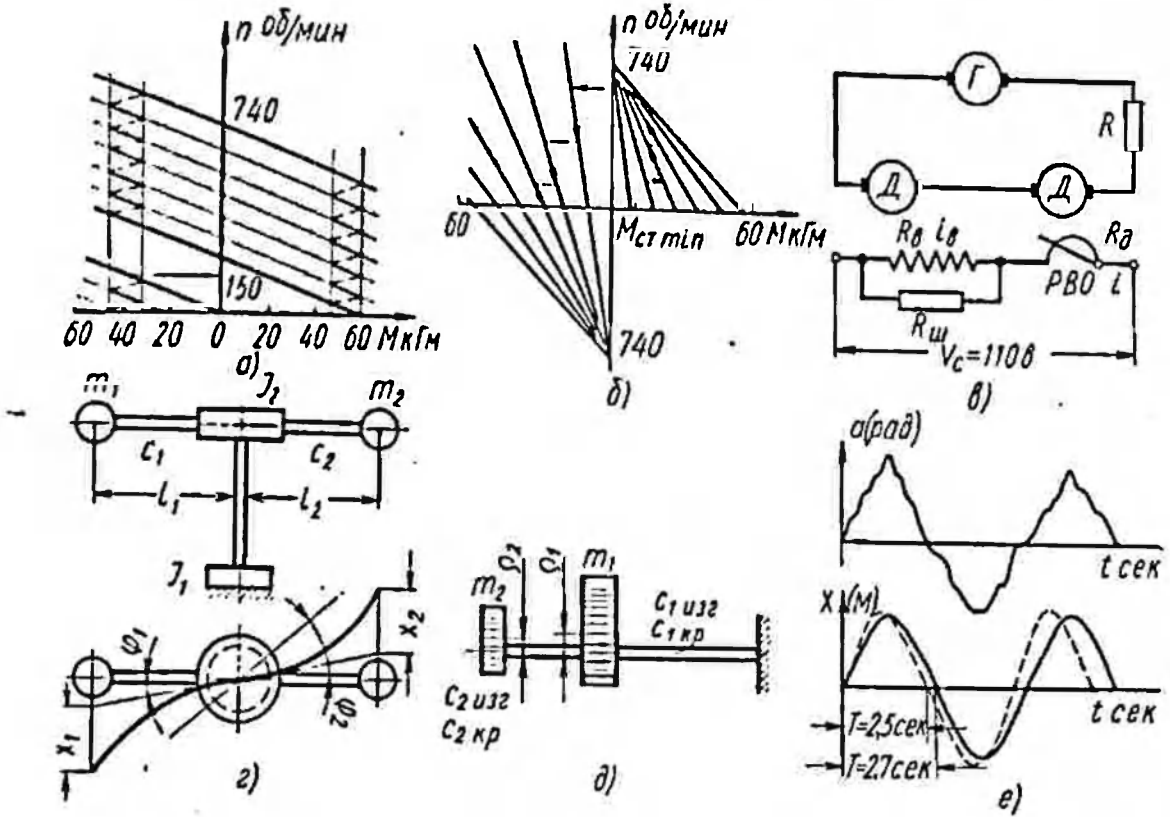


Рис. 132. Характеристики и схемы к расчету динамических нагрузок в плоскости поворота

моменту торможения; $\varphi_1(0) = x_1(0) = x_2(0) = \dot{x}_1(0) = \dot{x}_2(0) = 0$.

Рассмотрим пример механического торможения поворотной платформы роторного экскаватора ЭРГ-1600 (рис. 116).

Полагая в (V-83) $\varphi_1 = 0$ и вычисляя из этой системы уравнений φ_2 через x_1 и x_2

$$\varphi_2 = 0,6275 \cdot 10^{-3} x_1 + 4,28 \cdot 10^{-3} x_2, \quad (\text{VI-1})$$

получим следующую систему уравнений, описывающих собственные низкочастотные колебания конструкции роторного экскаватора ЭРГ-1600 в плоскости поворота при заторможенных механизмах:

$$\begin{aligned} 24\ddot{x}_1 + 20,185x_1 - 5,01x_2 &= 0; \\ 46\ddot{x}_2 + 125,8x_2 - 5,01x_1 &= 0. \end{aligned} \quad (\text{VI-2})$$

Решения данной системы уравнений при начальных условиях $\dot{x}_1(0) = 56\omega$, $\dot{x}_2(0) = 50\omega$, $x_1(0) = x_2(0) = 0$ запишутся как

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= 66,7\omega \sin 0,91t - 2,72\omega \sin 1,69t; \\ x_2 &= 4\omega \sin 0,91t - 27,2\omega \sin 1,69t. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI-3})$$

Тогда динамическая нагрузка в упругом элементе c_1 , соответствующая боковой нагрузке, действующей на подвеску, будет составлять

$$P_6 = 25 \left[51,2\varphi_1 - \frac{6t}{70} x_1 \right].$$

Согласно уравнениям (VI-2) и (VI-3) запишем:

$$P_6 = -1450\omega \sin 0,91t + 87,5\omega \sin 1,69t.$$

При $\omega = 0,005$ рад/сек максимальное усилие P_6 оказывается равным $\sim 7,5$ т.

Периоды основных собственных колебаний заторможенной конструкции оказываются равными 6,9 и 3,7 сек. Периоду

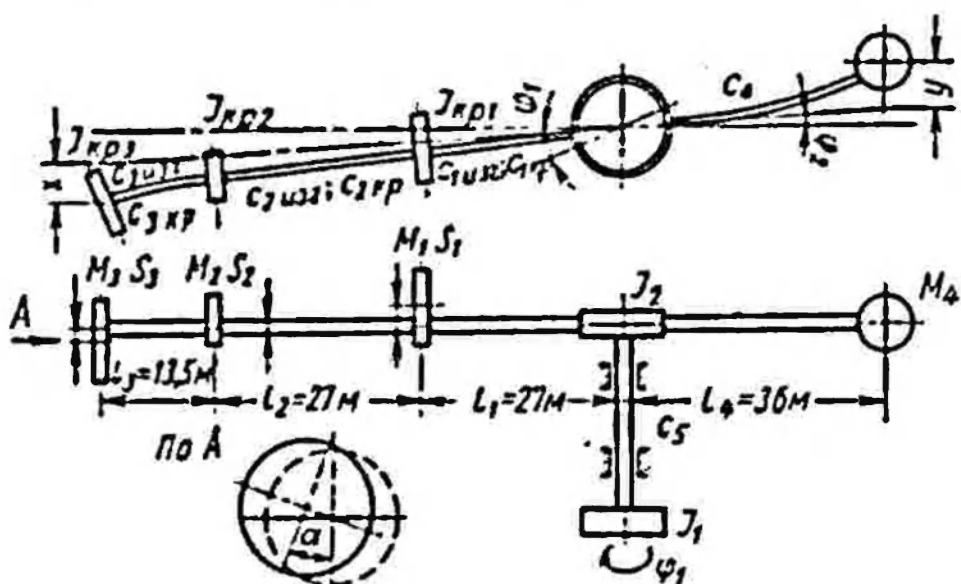


Рис. 133. Динамическая система отвалообразователя ОШ-4500.90 в плоскости поворота

6,9 сек отвечают колебания стрелы ротора, а периоду 3,7 сек — колебания консоли противовеса.

На примере более сложной динамической системы отвалообразователя ОШ-4500/90 (рис. 133), учитывающей совместные изгибно-крутильные колебания отвальной консоли, рассмотрим не только режим механического торможения, но и режим разгона.

При этом, как показал анализ динамической системы, влиянием приемной консоли при рассмотрении колебаний полной динамической системы можно пренебречь.

В качестве основных параметров расчетной динамической системы на рис. 133 приняты: $M_1, M_2, M_3, J_{кр1}, J_{кр2}, J_{кр3}, S_1, S_2, S_3$ — приведенные массы, моменты инерции и статические моменты секций отвальной консоли; ρ_1, ρ_2, ρ_3 — смещения приведенных масс от оси кручения; $c_{1изг}, c_{2изг}, c_{3изг}, c_{1кр}, c_{2кр}, c_{3кр}$ — приведенные изгибные и крутильные жесткости секций отвальной консоли; M_4 — приведенная масса противовеса; c_4 — приведенная изгибная жесткость противовесной консоли; c_5 — приведенная к оси поворота машины крутильная жесткость механизмов привода поворота; J_1 — приведенный к оси поворота момент инерции механизма привода поворота; J_2 — момент инерции платформы.

За обобщенные координаты динамической системы принимаются: φ_1 — угол поворота ротора двигателя; φ_2 — угол поворота платформы; u — прогиб головы консоли противовеса; x — прогиб головы отвальной консоли; α — угол закручивания головы отвальной консоли.

Таблица 11

Характеристика	$c_{1изг}$	$c_{2изг}$	$c_{3изг}$	$c_{1кр}$	$c_{2кр}$	$c_{3кр}$
Размерность	т/м	т/м	т/м	т·м/рад	т·м/рад	т·м/рад
Величина	652	406	1120	520	492	4680
Характеристика	M_1	M_2	M_3	$J_{1кр}$	$J_{2кр}$	$J_{3кр}$
Размерность	т·сек ² /м	т·сек ² /м	т·сек ² /м	т·м·сек ²	т·м·сек ²	т·м·сек ²
Величина	1,7	0,51	4	5,52	1,52	5,07
Характеристика	S_1	S_2	S_3	ρ_1	ρ_2	ρ_3
Размерность	т·сек ²	т·сек ²	т·сек ²	м	м	м
Величина	1,1	0,33	-0,7	0,655	0,645	-0,175
Характеристика	M_4	J_1	J_2	c_4	c_5	
Размерность	т·сек ² /м	т·м·сек ²	т·м·сек ²	т/м	т·м/рад	
Величина	16,6	17 100	2390	141	$7,5 \cdot 10^5$	

Жесткостные и массовые характеристики динамической системы по рис. 133 представлены в табл. 11.

Отвальная консоль в полной динамической системе представляется двумя низкими формами собственных колебаний: одной по преимуществу изгибной, а второй — крутильной. Для этого перед составлением выражения кинетической и потенциальной энергии полной системы рассмотрена отдельно динамическая система отвальной консоли (рис. 134), в которой выде-

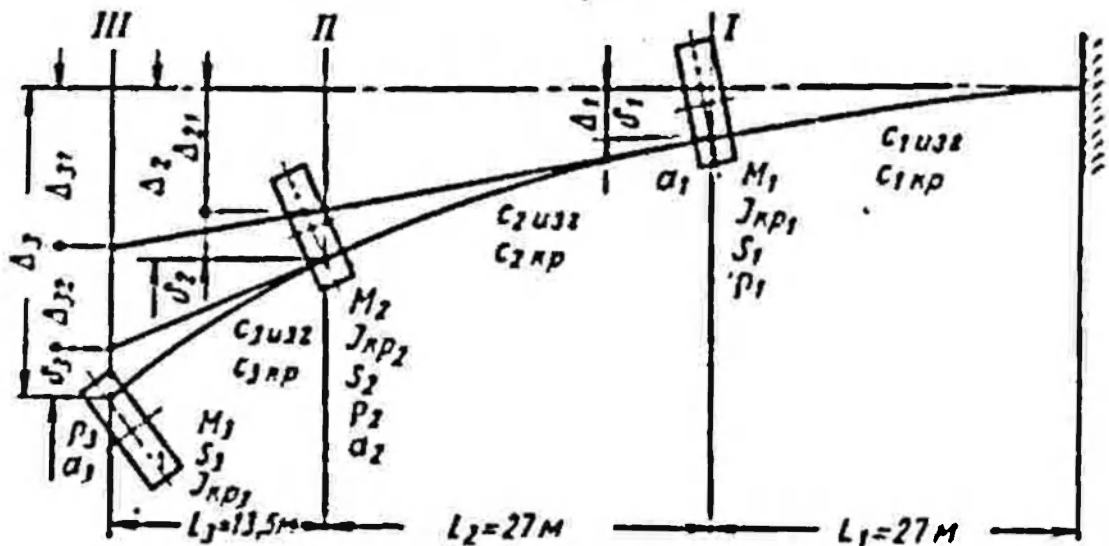


Рис. 134. Динамическая система отвальной консоли отвалообразователя ОШ-4500,90 в плоскости поворота

лены с помощью метода, изложенного в § 18, две низкие собственные гармоникки.

На рис. 134 обозначены: Δ_1 , Δ_2 и Δ_3 — полные изгибные деформации конструкции отвальной консоли в плоскости поворота; δ_1 , δ_2 и δ_3 — деформации от собственного изгиба каждой из секций; α_1 , α_2 и α_3 — полные углы закручивания приведенных дисков динамической системы.

Величины Δ_1 , Δ_2 , Δ_3 и δ_1 , δ_2 , δ_3 связаны зависимостями $\delta_1 = \Delta_1$; $\delta_2 = \Delta_2 - 2,5 \Delta_1$; $\delta_3 = \Delta_3 - 1,75 \Delta_2 - 1,125 \Delta_1$, определяемыми из статических и геометрических соображений.

Кинетическая и потенциальная энергии динамической системы на рис. 134 в функции обобщенных координат Δ_1 , Δ_2 , Δ_3 , α_1 , α_2 и α_3 запишутся в виде

$$2T = M_1 \dot{\Delta}_1^2 + J_{1кр} \dot{\alpha}_1^2 + 2S_1 \dot{\Delta}_1 \dot{\alpha}_1 + M_2 \dot{\Delta}_2^2 + J_{2кр} \dot{\alpha}_2^2 + 2S_2 \dot{\Delta}_2 \dot{\alpha}_2 + M_3 \dot{\Delta}_3^2 + J_{3кр} \dot{\alpha}_3^2 + 2S_3 \dot{\Delta}_3 \dot{\alpha}_3;$$

$$2U = c_{1у32} \Delta_1^2 + c_{2у32} (\Delta_2 - 2,5 \Delta_1)^2 + c_{3у32} (\Delta_3 - 1,75 \Delta_2 - 1,125 \Delta_1)^2 + c_{1кр} \alpha_1^2 + c_{2кр} (\alpha_2 - \alpha_1)^2 + c_{3кр} (\alpha_3 - \alpha_2)^2. \quad (VI-4)$$

Полученные в результате решений формы колебаний, записанные уже в функции изгибной деформации головы отвальной консоли и угла закручивания ее α , имеют вид:

для первой частоты (по преимуществу изгибной)

$$\Delta_3 = x; \Delta_2 = 0,67x; \Delta_1 = 0,2x; \alpha_3 = -0,0224x; \alpha_2 = -0,0207x; \\ \alpha_1 = -0,0086x; \delta_1 = 0,204x; \delta_2 = 0,17x; \delta_3 = 0,034x; \\ \alpha_1 = -0,0086x; \alpha_2 - \alpha_1 = -0,00121x; \alpha_3 - \alpha_2 = -0,00163x;$$

для второй частоты (соответствующей по преимуществу крутильной форме):

$$\alpha_3 = \alpha; \alpha_2 = 0,97\alpha; \alpha_1 = 0,565\alpha; \Delta_1 = 0,42\alpha; \Delta_2 = 0,66\alpha; \\ \Delta_3 = -0,56\alpha; \alpha_1 = 0,565\alpha; \alpha_2 - \alpha_1 = 0,4\alpha; \alpha_3 - \alpha_2 = 0,034\alpha; \\ \delta_1 = 0,083\alpha; \delta_2 = -0,103\alpha; \delta_3 = -0,039\alpha.$$

С помощью таких преобразований динамическая система приводится к системе на рис. 90, где M_1S , $J_{кр}$, $c_{1кр}$ и $c_{1изг}$ — некоторые приведенные массовые и жесткостные характеристики системы, учитывающие лишь две низкие формы собственных колебаний конструкции.

Дифференциальные уравнения собственных низкочастотных колебаний динамической системы по рис. 90 на основании уравнений Лагранжа второго рода запишутся в виде

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\varphi}_1 &= 87,7 (\varphi_2 - \varphi_1); \\ \ddot{\varphi}_2 &= 488,5 (\varphi_1 - \varphi_2) + 1,04x + 0,0084\alpha + 2,29y; \\ -\ddot{x}_1 &= 31\,140 (\varphi_1 - \varphi_2) + 92,8x + 6,24\alpha + 179,4y; \\ -\ddot{\alpha} &= 1801 (\varphi_1 - \varphi_2) + 3,84x + 29,32\alpha + 8,25y; \\ -\ddot{y} &= 17\,586 (\varphi_1 - \varphi_2) + 37,5x + 0,302\alpha + 92,1y. \end{aligned} \right\} \quad (VI-5)$$

Эти уравнения на электронной модели (рис. 135) моделируются блоками 3—17. Блоки 1 и 2 здесь моделируют электропривод механизма поворота, а блоки 18—20 дают на выходе динамические крутящие моменты, возникающие в секциях отвальной консоли при колебаниях и определяемые из уравнений

$$\left. \begin{aligned} M_{кр3} &= c_{3кр} (-0,0163x + 0,0340\alpha); \\ M_{кр2} &= c_{2кр} (-0,00121x + 0,4\alpha); \\ M_{кр1} &= c_{1кр} (-0,0086x + 0,565\alpha), \end{aligned} \right\} \quad (VI-6)$$

где $c_{1кр}$ в тм/рад; x в м; α в рад; $M_{кр i}$ в тм.

Приведенные максимальные динамические нагрузки от изгиба в секциях отвальной консоли и крутящий момент $M_{кр}$ в

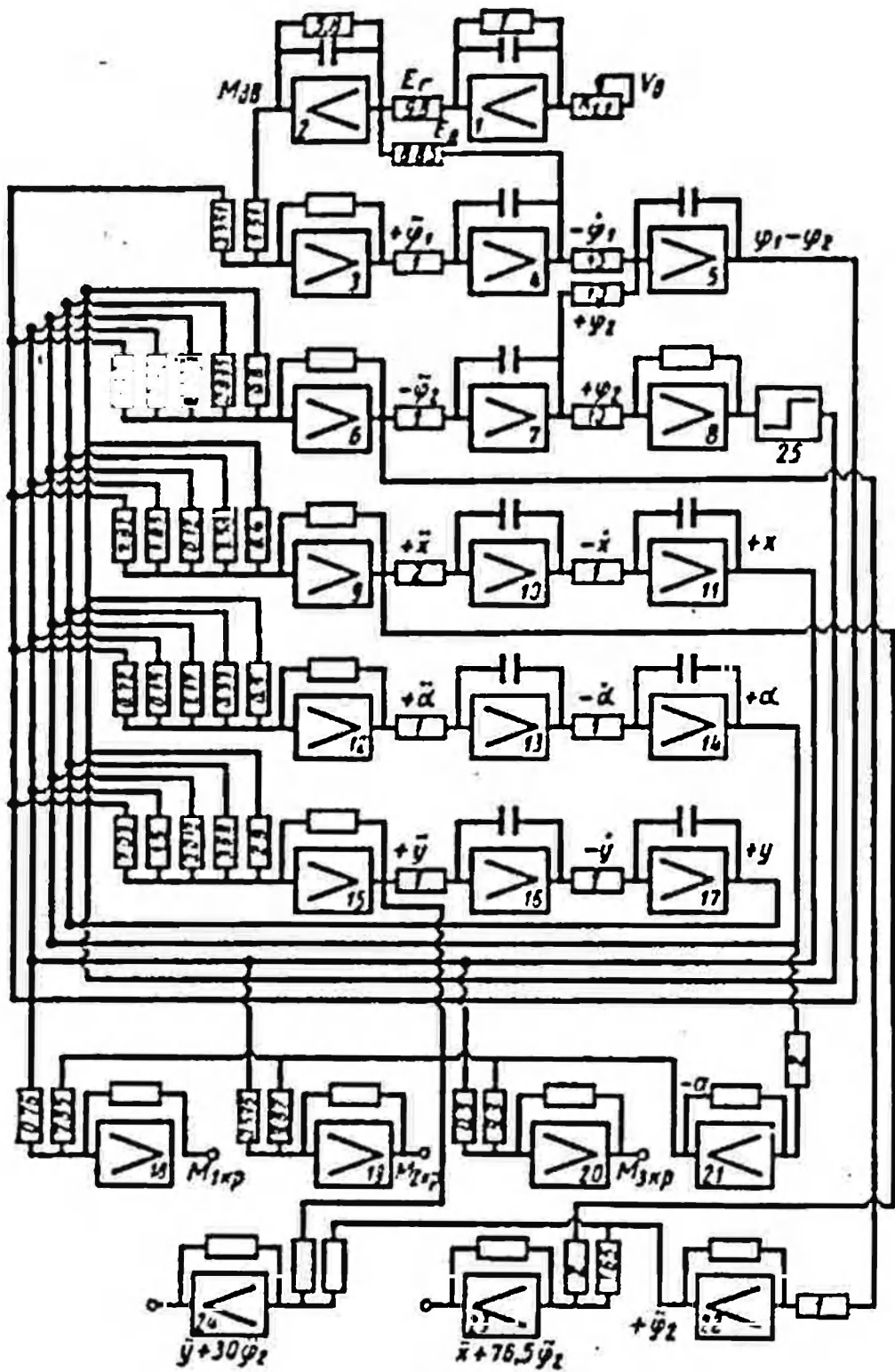


Рис. 135. Структурная схема электронной модели динамической системы отвалообразователя ОШ-4500,90 в плоскости поворота

механизме поворота, а также приведенная динамическая нагрузка на голове консоли противовеса Q_n определяются как:

$$\left. \begin{aligned} M_{1c} &= (0,204x + 0,083\alpha) c_{1uz2} l_1 \approx 0,204x c_{1uz2} l_1; \\ M_{2c} &= (0,17x - 0,103\alpha) c_{2uz2} l_2 \approx 0,17x c_{2uz2} l_2; \\ M_{3c} &= (0,034x - 0,0385\alpha) c_{3uz2} l_3 \approx 0,034x c_{3uz2} l_3; \\ Q_n &= c_y y = M_1 (\ddot{y} + l_4 \ddot{\varphi}_2); \\ M_{кр} &= c_m (\varphi_1 - \varphi_2). \end{aligned} \right\} \quad (VI-7)$$

В первых трех уравнениях M_{ic} в тм; x в м; α в рад; l_i в м.

На электронной модели (рис. 135) усилие Q_n снимается с выхода блока 24, а с блока 23 — приведенное усилие, действующее на голове отвальной консоли.

По полученным динамическим нагрузкам нетрудно уже определить и дополнительные динамические напряжения во всех несущих элементах конструкции.

При резком паложении механических тормозов поворота время затормаживания механизма поворота очень мало, и в качестве начальных условий для решения уравнений (VI-5) при $\varphi_1 = 0$ ($\ddot{\varphi}_1 = 0$) можно принять:

$$\dot{\varphi}_2(0) = \omega = 0,0238 \text{ рад/сек};$$

$$\dot{x}_1(0) = \dot{\alpha}(0) = \dot{y}(0) = 0; \quad x_1(0) = \varphi_1(0) = \varphi_2(0) = \alpha(0) = y(0) = 0.$$

В этом случае блоки 1 и 2 (рис. 135), моделирующие электропривод, отключаются. Для исследования процессов нормального разгона, торможения и реверсирования в модели (рис. 135) вводятся блоки 1 и 2, моделирующие уравнения электропривода механизма поворота, которые при системе Г—Д с регулированием тока возбуждения генератора специальным реостатом (рис. 128, в) имеют вид

$$E_z + T_{\theta z} \frac{dE_z}{dt} = m_z v_s; \quad (VI-8)$$

$$R_{p\partial} I_{p\partial} + T_{p\partial} R_{p\partial} \frac{dI_{p\partial}}{dt} = E_z - E_{\partial}. \quad (VI-9)$$

Уравнение (VII-8) описывает электрические процессы генератора. В этом уравнении E_z — э. д. с. генератора; $T_{\theta z}$ — постоянная времени обмотки возбуждения генератора;

$$m_z = \frac{A}{R_{\partial} + B}; \quad v_s = \frac{av_c}{R_{\partial} + b};$$

v_c — напряжение возбуждения; R_{∂} — регулируемое сопротивление пускового реостата; a , b , A и B — постоянные привода.

Уравнение (VII-9) описывает электрические процессы в двигателях постоянного тока. В нем: $E_d = k_1 \dot{\varphi}_1$ — э. д. с. двигателей; $I_{рd}$ — ток в цепи ротора двигателя; $M_{d\omega}$ — момент на валу двигателя; $R_{рd}$, $T_{рd}$, k_1 и k_2 — постоянные.

Величины $T_{\omega z}$, m_z , v_ω , $R_{рd}$ и $T_{рd}$ определяются по параметрам привода поворота — генератора ПИ-290, его обмотки возбуждения, параметрам двигателей ПИ-205 и составляют:

$$T_{\omega z} \approx 0,2 \text{ сек}; v_\omega = \frac{16,4}{R_d + 16} v_c;$$

v_c — напряжение возбуждения (рис. 128, в);

$$m_z = \frac{131}{R_d + 16}; R_{рd} \approx 0,9 \text{ ом}; T_{рd} \approx 0,035 \text{ сек}.$$

Величины $R_d + 16$ для 22 ступеней пускового реостата, а также величины m_z и v_ω даны в табл. 12.

Таблица 12

№ ступени	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$R_d + 16$	566	316	221	135	106	88	76	65,5	59	52	46,5
m_z	0,226	0,486	0,555	0,865	1,05	1,27	1,43	1,62	1,75	1,93	2,1
v_ω	3,26	5,2	8,2	13,2	16,9	20,2	23,6	27,4	30,4	31,5	40,3
№ ступени	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
$R_d + 16$	12,5	39	35,5	32,5	30	27,5	25	22,5	20,5	18	16
m_z	2,24	2,33	2,51	2,65	2,85	3	3,2	3,37	3,58	3,8	4
v_ω	44,3	18,1	53	57,8	62,6	68,4	75	83,4	91,5	101	110

Связь $I_{рd}$ с $M_{d\omega}$ определяется как $I_{рd} = k_2 M_{d\omega}$, где $k_2 = \frac{1}{4100}$ а/кгм, а величина $E_d = 4500 \dot{\varphi}_1$.

Таким образом, совместные электромеханические колебания, определяемые системами уравнений (VI-5), (VI-8) и (VI-9), можно записать в виде

$$\left. \begin{aligned} E_d + 0,2 \frac{dE_d}{dt} &= m_z v_\omega; \\ 0,9 I_{рd} + 0,0315 \frac{dI_{рd}}{dt} &= E_d - 4500 \dot{\varphi}_1; \\ \ddot{\varphi}_1 &= 87,7 (\varphi_2 - \varphi_1) + \frac{4100}{17 \cdot 100} I_{рd}; \quad \ddot{\varphi}_2 = 488,5 (\varphi_1 - \varphi_2) + \dots \\ \dots &\dots \end{aligned} \right\} \text{(VI-10)}$$

Величины m_e и v_e получаются и вводятся в электронную модель (рис. 135) с помощью шагового искателя.

При моделировании механической системы учтены потери на трение в опорно-поворотном устройстве установкой нелинейного блока 25.

Введение «демпфирующих сопротивлений» \bar{R}_{a1} в обратные связи блоков 5, 11, 14 и 17 (не показаны на рис. 135), позволили учесть затухание колебаний. Установка в цепь электронной модели на определенных участках нелинейных вставок с зоной нечувствительности позволяет учитывать также влияние зазоров в приводе механизма поворота.

На рис. 136, а представлены типовые осциллограммы исследования на электронной модели процесса разгона, продолжающегося 15 сек при интервале переключения ступеней реостата управления 0,68 сек.

На рис. 136, б представлены типовые осциллограммы исследования на электронной модели крутящих моментов в секциях отвальной консоли при интервале переключения реостата управления в процессе разгона платформы 1,2 сек, когда имеют место резонансные крутильные раскачивания отвальной консоли.

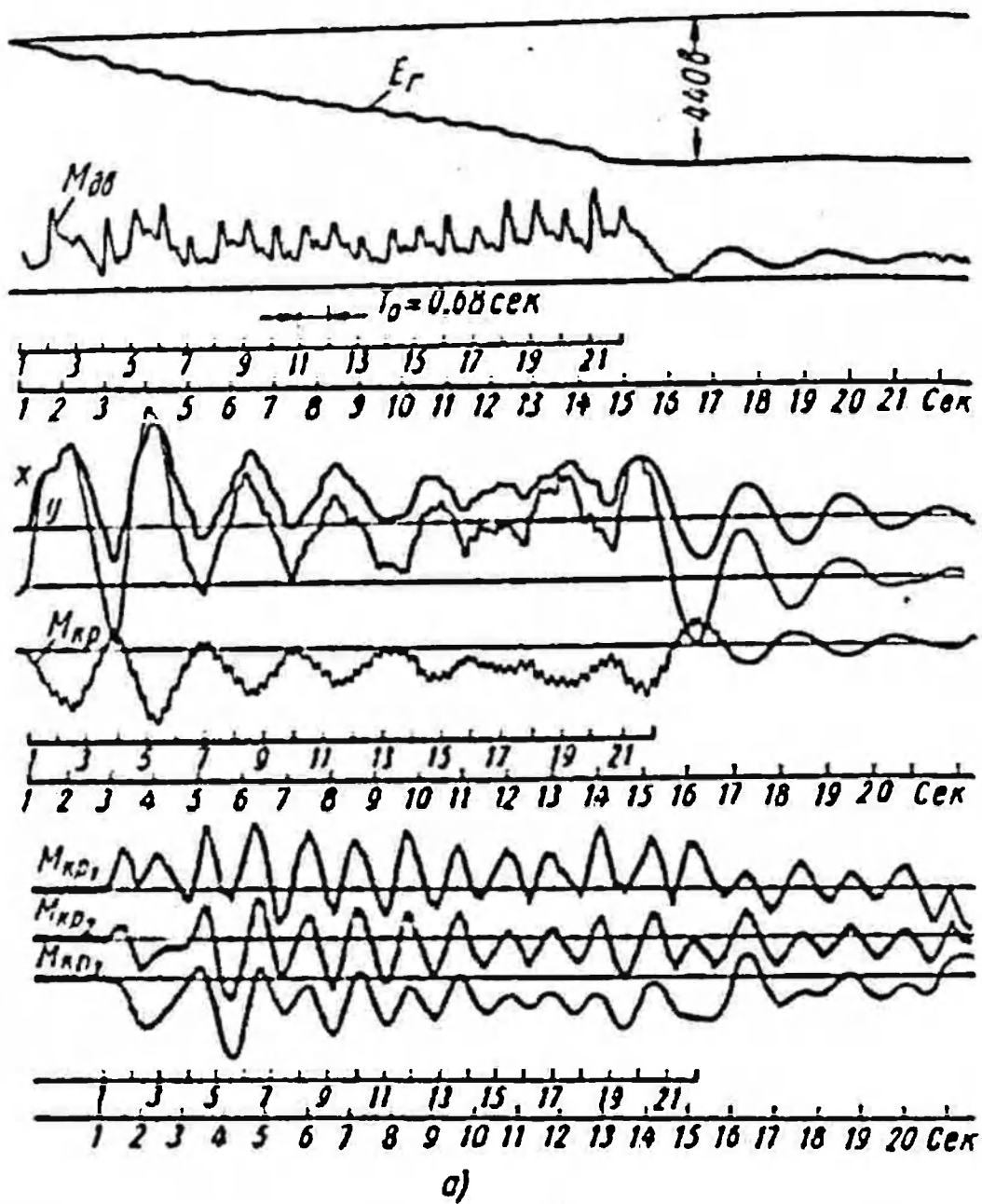
На рис. 137 представлены типовые осциллограммы исследования на электронной модели процесса торможения поворотной платформы отвалообразователя ОШ-4500/90 путем выключения двигателей и включения тормозов. Записанные здесь параметры те же, что и на осциллограмме на рис. 136.

Анализ и обработка результатов этих исследований показали, что максимальные напряжения в элементах конструкции отвалообразователя возникали при включении тормозов механизма поворота. При этом величина дополнительных напряжений в верхних поясах нижней секции у пяты отвальной консоли достигала 450 кг/см².

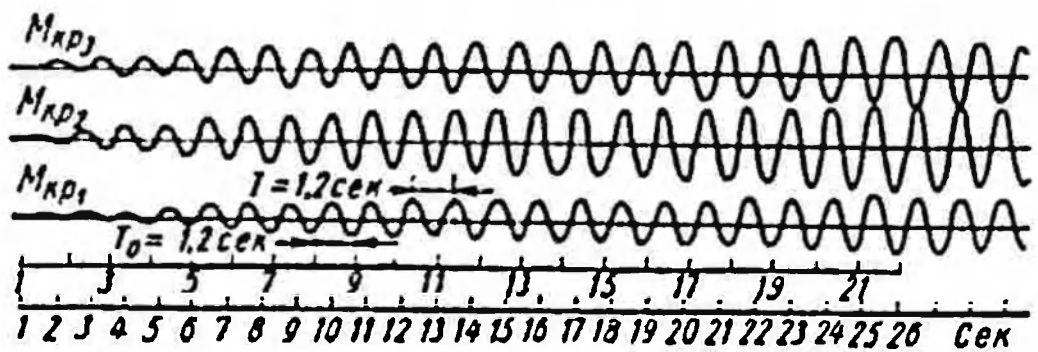
Вследствие практически мгновенного возрастания тормозного момента в принятых конструкциях тормозов при их включении большие динамические нагрузки возникают также в механизме привода поворота, особенно если учесть наличие значительных зазоров. Величины этих нагрузок могут быть рассчитаны в соответствии с разработанной методикой для одноковшовых экскаваторов [20].

Для уменьшения динамических нагрузок как в механизмах привода, так и в элементах конструкции верхнего строения отвалообразователей и роторных экскаваторов при механическом торможении необходимо обеспечить, как и в одноковшовых экскаваторах, плавное нарастание тормозного момента от 0 до тах при включении тормозов.

Распространение данных исследований, проведенных для одноковшовых экскаваторов [20], позволяет рекомендовать для



а)



б)

Рис. 136. Типовые осциллограммы исследования процессе разгона поворотной платформы отвалообразователя ОШ-4500/90 на электронной модели рис. 135:

E_r — э. д. с. генератора; $M_{дв}$ — крутящий момент, развиваемый двигателями привода; x , y — прогибы головы отвальной и противовесной консолей; $M_{кр}$ — крутящий момент в редукторах механизма привода поворота; $M_{кр1}$, $M_{кр2}$, $M_{кр3}$ — крутящие моменты в секциях отвальной консоли; 1—22 — отметки переключения ступеней реостата

роторных экскаваторов и отвалообразователей время плавного нарастания t_0 момента от 0 до тах на тормозах механиз-

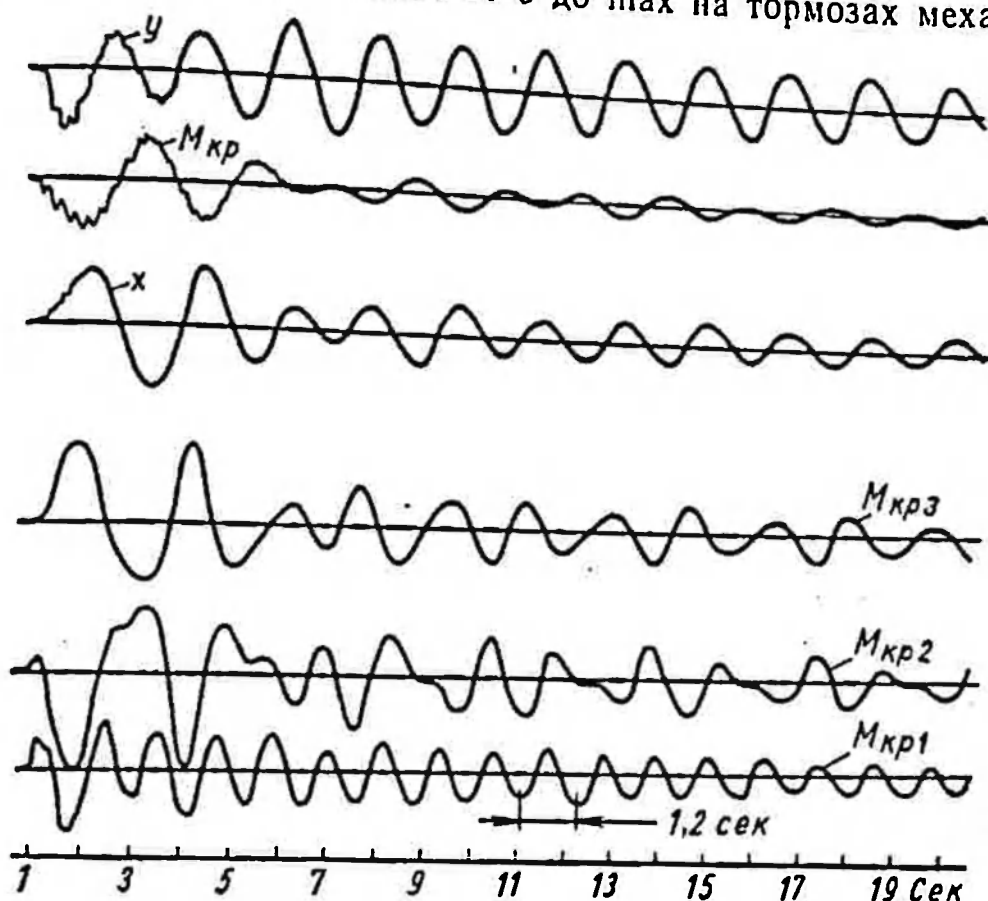


Рис. 137. Типовые осциллограммы исследования на электронной модели (рис. 135) процесса торможения поворотной платформы ОШ-4500/90 при включении тормозов

ма поворота при их включении в зависимости от их веса в соответствии с табл. 13. Обеспечение такого времени t_0 на тормозах не потребует практически в расчетах узлов и деталей этих машин на статическую прочность учитывать как отдельный случай — динамические нагрузки, возникающие при механическом торможении.

Следует отметить, что возникающие в плоскости поворота низкочастотные колебания при заторможенных механизмах существенно демпфируются за счет потерь в опорно-поворотных устройствах. Рассмотрим это на примере динамической системы с одной степенью свободы, моделирующей низкочастотные колебания

Таблица 13

Вес машины в т	Рекомендуемое время t_0 для тормозов механизма поворота в сек	
	Роторные экскаваторы	Отвалообра- зователи
20—100	0,5—1,0	0,75—1,5
100—500	1,0—1,5	1,5—2,5
500—2500	1,5—2,0	2,5—4
2500—10000	2,0—3,0	4—6

конструкции роторного экскаватора или отвалообразователя в плоскости поворота.

Уравнение колебаний поворотной части машины после полного затормаживания механизма можно записать в виде

$$J\ddot{\varphi} + c\dot{\varphi} = \pm M_T, \quad (\text{VI-11})$$

где φ — угол закручивания приведенной упругости c ;
 M_T — момент трения в опорно-поворотном устройстве;
 J — приведенный момент инерции поворотной части.

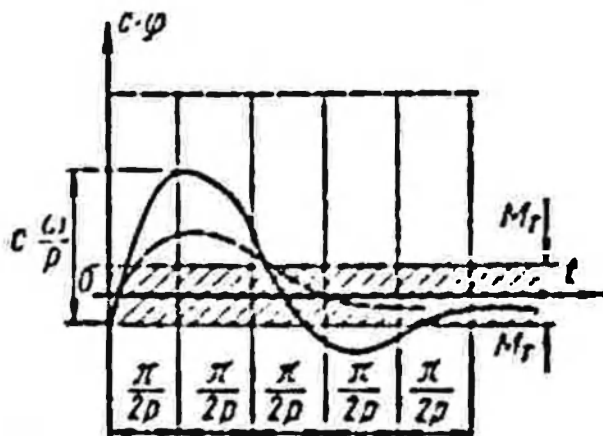


Рис. 138. Графики, показывающие интенсивность демпфирования колебания систем в плоскости поворота за счет потерь на трение в опорно-поворотных устройствах

Начальными условиями, вызывающими колебания конструкции в данном случае будут следующие: $\varphi(0) = -\frac{M_T}{J}$,

$\dot{\varphi}(0) = \omega$. Решение уравнения (VI-11) дано, например, в работе [2].

На рис. 138 приведены различные случаи колебаний нагрузки, равной $c\dot{\varphi}$, в зависимости от соотношений M_T и $c\frac{\omega}{p}$,

$$\text{где } p = \sqrt{\frac{c}{J}}.$$

Для реальных конструкций уже через две-три полу-волны колебания с низкой частотой пропадают. Первая амплитуда нагрузки $c\dot{\varphi}$ равна $c\frac{\omega}{p} - M_T$, а вторая $c\frac{\omega}{p} - 3M_T$ и т. д.

Линия начального нагружения механизма (до колебаний), конечного — после прекращения колебаний и нулевого не совпадают. В связи с этим говорить о декременте затухания колебаний в данном случае можно лишь условно. Так, положив, что первые два максимума φ те же, что и при решении уравнения

$$J\ddot{\varphi} + 2\eta\dot{\varphi} + c\varphi = 0,$$

получим, что

логарифмический декремент затухания определится из выражения

$$\delta = 2 \ln \frac{\frac{\omega}{p} - \frac{M_T}{c}}{\frac{\omega}{p} - 3\frac{M_T}{c}} = 2 \ln \frac{1-k}{1-3k}, \quad (\text{VI-12})$$

где

$$k = \frac{M_T p}{c\omega} < \frac{1}{3}.$$

Как уже отмечалось выше, периоды собственных колебаний конструкций роторных экскаваторов и отвалообразователей в плоскости поворота могут совпадать с периодом входа и выхода из зацепления зуба венцовой шестерни механизма поворота T_3 , и появляющиеся при этом периодические нагрузки, связанные с погрешностью шаговых углов и другими неточностями в паре, могут вызывать опасные колебания элементов конструкции резонансного характера, особенно в мощных экскаваторах.

Величина T_3 вычисляется по формуле:

$$T_3 = \frac{2\pi}{\omega i_{nn} z_{ш}}, \quad (VI-13)$$

где i_{nn} — передаточное отношение пары венцов — венцовая шестерня;

$z_{ш}$ — число зубьев шестерни;

ω — угловая скорость вращения платформы.

В механизмах поворота обычно $\varepsilon_{ш} = 10 \div 14$, $i_{nn} = 12 \div 25$ и, следовательно,

$$T_3 \approx (1,5 \div 2,5) \frac{1}{100\omega}. \quad (VI-13')$$

Так, например, для роторного экскаватора ЭРГ-1600 при $\omega = 0,005 \div 0,03$ рад/сек имеем $4 < T < 12$ сек, а для отвалообразователя ОШ-4500/180 $T_3 \approx 4,7$ сек.

Рассмотрим периодическое воздействие от зубчатой венцовой пары механизма поворота на конструкцию на примере упрощенной динамической системы на рис. 139, где J_1 — приведенный момент инерции механизма привода поворота; J_2 — приведенный момент инерции стрелы ротора или консоли противовеса; c_1 — приведенная жесткость механизма привода поворота; c_2 — приведенная жесткость стрелы ротора или консоли противовеса; 1 и 2 — венцовые зубчатое колесо и шестерня, условно моделирующие весь механизм поворота; φ_1 , φ_2 , φ_1' и φ_2' — углы поворота соответствующих элементов системы; $M_{об}$ и M_c — момент, обеспечиваемый двигателями поворота и момент сопротивлений вращению.

Дифференциальные уравнения колебаний системы запишутся в виде

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_1 [\varphi_1 - \varphi_1'] = M_{об}; \quad J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_2 [\varphi_2 - \varphi_2'] = M_c. \quad (VI-14)$$

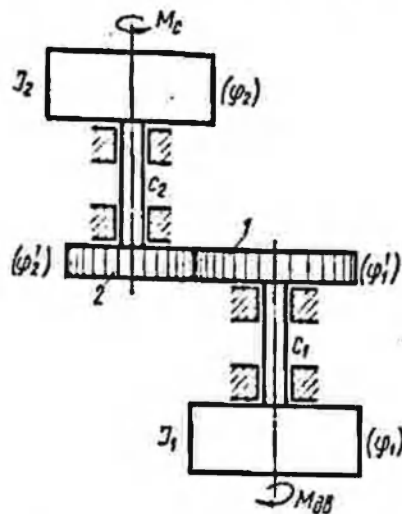


Рис. 139. Упрощенная динамическая система для анализа колебаний конструкции от периодического воздействия венцовой пары зубчатых колес механизма поворота

Углы φ_1' и φ_2' , исходя из пропорциональности моментов в жесткостях c_1 и c_2 , определяются как

$$i c_1 (\varphi_1 - \varphi_1') = -c_2 (\varphi_2 - \varphi_2'), \quad (\text{VI-15})$$

где i — полное передаточное отношение механизма поворота.

Выразим также φ_1' через φ_2' как

$$\varphi_1' = i[\varphi_2' + \mu \sin k_3 t], \quad (\text{VI-16})$$

где член $\mu \sin k_3 t$ включает в себя все несовершенства в зацеплении венцового колеса и шестерни, а частота $k_3 = \frac{2\pi}{T_3}$.

Исходя из уравнений (VI-15) и (VI-16) имеем следующие выражения для φ_1' и φ_2' :

$$\left. \begin{aligned} \varphi_2' &= \frac{c_2 \varphi_2 + i c_1 \varphi_1}{c_2 + i^2 c_1} - \frac{i^2 c_1 \mu}{c_2 + i^2 c_1} \sin k_3 t; \\ \varphi_1' &= i \frac{c_2 \varphi_2 + i c_1 \varphi_1}{c_2 + i^2 c_1} + i \frac{c_2 \mu}{c_2 + i c_1} \sin k_3 t. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI-17})$$

Подставляя формулу (VI-17) в (VI-14) и принимая, что

$$\bar{J}_1 = J_1 i^2; \quad \bar{\varphi}_1 = i \varphi_1; \quad \bar{c}_1 = c_1 i^2; \quad c_{\kappa p} = \frac{c_1 \bar{c}_1}{c_2 + \bar{c}_1},$$

получим

$$\left. \begin{aligned} \bar{J}_1 \bar{\varphi}_1 + c_{\kappa p} (\bar{\varphi}_1 - \varphi_2) - \mu c_{\kappa p} \sin k_3 t &= M_{\Delta} i; \\ J_2 \varphi_2 + c_{\kappa p} (\varphi_2 - \bar{\varphi}_1) + \mu c_{\kappa p} \sin k_3 t &= M_c. \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI-18})$$

Уравнения (VI-18) могут быть приведены к виду

$$\left. \begin{aligned} \bar{J}_1 \bar{\varphi}_1 + J_2 \varphi_2 &= M_{\Delta} i + M_c; \\ \ddot{\alpha} + p^2 \alpha &= \frac{M_{\Delta} i}{J_1} - \frac{M_c}{J_2} + \mu p^2 \sin k_3 t, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI-19})$$

где $\alpha = \bar{\varphi}_1 - \varphi_2$.

Коэффициент μ в уравнениях (VI-16—VI-19) определяет величину приведенной периодической внешней нагрузки от погрешностей зацепления; внешние нагрузки $M_{\Delta} i$ и M_c включают в себя основные члены и обеспечивающие демпфирование колебаний (см. § 29).

Затухание колебаний за счет потерь энергии в механизме поворота и элементах металлоконструкции при необходимости дополнительно учитывается в исходных уравнениях или в выражениях внешней нагрузки.

Рассмотрим определение возможных колебаний от зацепления венцовой пары зубчатых колес на примере динамической системы роторного экскаватора ЭРГ-1600 (рис. 116).

Дифференциальные уравнения (V-84) в данном случае могут быть записаны в виде

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_1 + 0,84x_1 - 0,209x_2 - 36,6\varphi_1 &= 36,6\mu \sin k_3 t; \\ \ddot{x}_2 + 2,74x_2 - 0,11x_1 - 130,4\varphi_1 &= 130,4\mu \sin k_3 t; \\ \ddot{\varphi}_1 + 4,38\varphi_1 - 0,011x_1 - 0,075x_2 &= -4,38\mu \sin k_3 t. \end{aligned} \right\} \text{(VI-20)}$$

В уравнениях (VI-20) не показаны члены, учитывающие затухание колебаний. Для учета затухания колебаний, например, за счет характеристики электропривода, воспользуемся формулой (V-69) для определения коэффициента b' :

$$b' = \frac{\eta M_n}{k_x \omega_0} = \frac{0,8 \cdot 1000}{0,05 \cdot 0,005} = 3,2 \cdot 10^6 \text{ тмсек},$$

где M_n — номинальный момент двигателей поворота, соответствующий скорости вращения платформы;

$\omega_0 = 0,005 \text{ рад/сек}$;

k_x — коэффициент, определяющий наклон характеристики;

η — к. п. д. механизмов поворота.

В этом случае третье из уравнений (VI-20) с учетом демпфирования колебаний за счет электропривода переписывается в следующем виде:

$$\ddot{\varphi}_1 + 4,38\varphi_1 + \frac{3,2 \cdot 10^6}{8 \cdot 10^4} \dot{\varphi}_1 - 0,011x_1 - 0,075x_2 = -4,38\mu \sin k_3 t. \quad \text{(VI-21)}$$

В соответствии с § 30 частоты собственных колебаний рассматриваемой системы равны $p_1 = 0,933 \text{ рад/сек}$, $p_2 = 1,68 \text{ рад/сек}$.

Проведенный анализ частот собственных колебаний этой системы с учетом затухания колебаний показывает, что последние практически не отличаются от p_1 и p_2 . Поэтому к анализу системы (VI-20) при известных членах демпфирования колебаний с различными собственными гармониками может быть применена схема исследования, изложенная в § 28.

Так, вычисленные согласно (V-30) логарифмические декременты затухания собственных колебаний для различных гармоник за счет потерь энергии колебаний в приводе будут равны

$$\delta_1 = \frac{2 \cdot 0,0105}{0,928} \cdot 3,14 = 0,071$$

и

$$\delta_2 = \frac{2 \cdot 0,042}{1,67} \cdot 3,14 = 0,158.$$

Если принять $k_x = 0,15$, то $b' \approx 10^5 \text{ тмсек}^2$, а значения декрементов соответственно будут $\bar{\delta}_1 = 0,23$ и $\bar{\delta}_2 = 0,5$.

Рассмотрим случай резонанса, когда $k_3 = p_1$, что, как показали испытания, имеет место на практике.

Форма колебаний, соответствующая частоте $p_1 = 0,933 \text{ рад/сек}$, следующая:

$$\lambda_1 : \lambda_2 : \lambda_3 \approx (x_1 : x_2 : \eta_2) = (u_{11} : u_{12} : u_{13}) = 1 : 0,026 : -0,0006.$$

В соответствии с формулой (V-37) найдем

$$B_3 = P_1 u_{11} + P_2 u_{12} + P_3 u_{13} \approx 36,6 \mu \cdot 1 + 130,4 \mu \cdot 0,026 \approx 40 \mu,$$

где значения P_1 , P_2 и P_3 определяются из правых частей уравнений (VI-20).

Уравнения (VI-19) позволяют определить x_1 и x_2 при $\delta_1' = 0,071 + 0,05 = 0,12$ (где $0,05$ — логарифмический декремент затухания колебаний в металлоконструкции системы):

$$x_1 = 1300 \mu \sin p_1 t;$$

$$x_2 = 34 \mu \sin p_1 t.$$

Поскольку $\eta_2 \approx 0$ для данной гармоникки, x_1 и x_2 определяют практически и усилия в упругих элементах конструкции. В частности, в соответствии с данными примера § 30, амплитуда колебаний усилия в упругом элементе c_1 (подвеске), действующего на надстройку, будет равна

$$P_6 \approx 25 \frac{c_1}{70} x_1 \approx 30\,000 \mu \sin \omega t \text{ (т)}. \quad (\text{VI-22})$$

Аналогично могут быть определены усилия и в других упругих элементах системы.

Ввиду сложности теоретического или экспериментального определения коэффициента μ , а также в силу формального способа введения этого коэффициента он может быть определен из опытных данных на одной, например, машине, а затем в известной мере использован при проектировании и расчете новой.

Так, экспериментально при резонансных колебаниях свободно вращающегося верхнего строения экскаватора ЭРГ-1600 величина P_6 в случае резонанса с низкой частотой составляла $P_6 \approx 3 \text{ т}$. Отсюда

$$\mu \approx \frac{3}{3 \cdot 10^4} \approx 10^{-4} \text{ рад}.$$

Это значение μ может служить для ориентировочных расчетов нагрузок при резонансных явлениях такого типа в аналогичных конструкциях.

§ 35. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ В ЭЛЕМЕНТАХ КОНСТРУКЦИИ РОТОРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ И ОТВАЛООБРАЗОВАТЕЛЕЙ ПРИ ПЕРЕДВИЖЕНИИ

В соответствии с последовательностью, принятой в § 10, рассмотрим вначале динамические нагрузки в элементах конструкций отвалообразователей, оборудованных шагающим ходом.

На рис. 82 и 83 представлены многомассовые динамические системы отвалообразователей ОШ-1500/105 и ОШ-4500/90 в вертикальной плоскости.

Для определения динамических нагрузок, возникающих при шагании, запишем уравнения собственных колебаний динамической системы в функции принятых обобщенных координат и зададимся определенными начальными скоростями обобщенных координат, вычисляемыми в соответствии с § 10. Затем найдем смещение, скорость и ускорение каждой обобщенной координаты системы (x_i , \dot{x}_i и \ddot{x}_i) в свободных колебаниях, как это делалось в предыдущем параграфе для более простых динамических систем в плоскости поворота. Сложность вычислений в данном случае определяется прежде всего многомассовостью систем.

Учитывая что для определения динамических нагрузок в упругих элементах динамических систем требуется суммирование различных смещений и ускорений, представляющих собой сумму нескольких гармоник, то становится очевидной необходимость применения в этих случаях ЭМУ. Рассмотрим только тот этап исследования динамических нагрузок, когда колебания конструкции уже рассчитаны, поскольку вычисление усилий в упругих элементах по известным x_i и \ddot{x}_i имеет свои особенности.

Так как деформации в канатных подвесках есть линейная комбинация выбранных обобщенных координат динамической системы, то по формуле

$$S_j = c_j \Delta_j = c_j \sum_{l=1}^n \alpha_{lj} x_l, \quad (\text{VI-23})$$

где Δ_j — деформация j -й подвески, можно определить усилие в любой канатной подвеске. По усилиям в канатных подвесках определяются сжимающие усилия вдоль секций отвальной консоли и вдоль других консолей, сжимающие и растягивающие усилия в элементах надстройки и т. д. Динамические усилия в канатах подвески отвальной, противовесной или приемной консоли есть результат действия инерционных сил, возникших при колебаниях от распределенных и сосредоточенных масс консолей.

В качестве примера определим возникающие динамические изгибающие моменты и перерезывающие усилия в секциях отпальной консоли (рис. 140, а).

Рассмотрим вначале верхнюю секцию. Зная распределение ускорений вдоль секции и усилие в верхней канатной подвеске, определим изгибающий момент в любом сечении секции в функции \ddot{x}_1 , \ddot{x}_2 и S_1 .

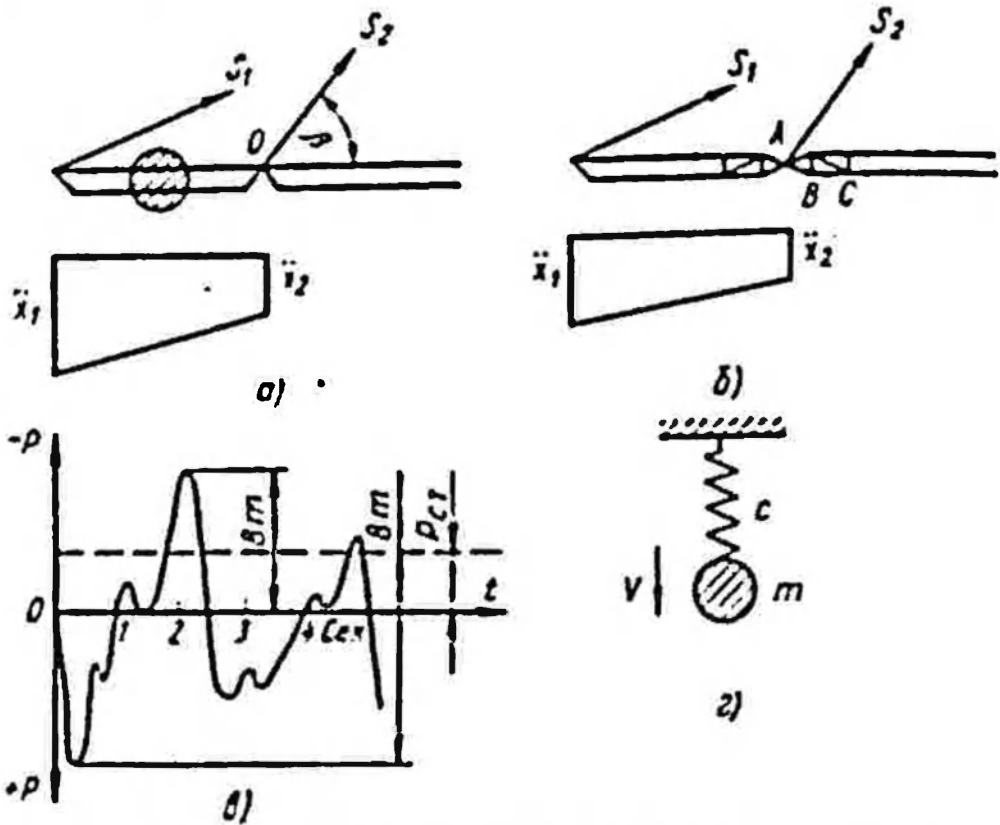


Рис. 140. Расчетные схемы к определению динамических нагрузок в элементах отпальной консоли при передвижении

Динамический изгибающий момент целесообразно определять в середине секции или под сосредоточенной в пролете массой, где максимален статический момент.

Определив далее перерезывающее усилие \bar{S}_2 , приходящее с верхней секции на подвеску (в точку O), вычтя его из полного усилия в подвеске, можно получить долю второй ($\bar{\bar{S}}_2$) секции в образовании полного усилия в подвеске (S_2):

$$S_2 \sin \beta - \bar{S}_2 = \bar{\bar{S}}_2.$$

Зная усилие $\bar{\bar{S}}_2$, которое для второй секции играет ту же роль, что и S_1 для первой, можно вычислить соответствующие моменты и перерезывающие усилия для второй секции и т. д. Влияние моментов и перерезывающих усилий в секциях наряду со сжатием вдоль секций в процессе колебаний может быть до-

статочно велико для отдельных элементов даже при незначительных максимальных ускорениях колебаний.

Такого рода элементами являются корневые раскосы секций, выполненных в виде решетчатых стержневых систем (напр. рис. 140, б), трубы вант горизонтальной вантовой фермы и тяжелыми барабанами. Определим динамические нагрузки в этих элементах через амплитуды колебаний координат динамической системы и их ускорения. Для наглядности рассмотрим конкретный пример.

При шагании отвалообразователя ОШ-4500/90 (рис. 21) наблюдалась потеря устойчивости корневых раскосов средней секции, идущих к подвеске шарнирного сочленения верхней и средней секций (рис. 140, б).

Статическое усилие от собственного веса конструкции в трубе раскоса AB равно $-2 т$. Динамическое усилие в этой трубе в функции усилий S_1 , S_2 и \ddot{x}_1 на основании проведенных динамических расчетов оказалось равным $(0,55S_2 - 0,22S_1 - 0,73\ddot{x}_1)$.

График полного усилия в одном из раскосов AB представлен на рис. 140, в. Критическая сила потери устойчивости раскоса (труба $D = 76 мм$; $t = 3,5 мм$; $l = 3700 мм$) примерно равна $6 т$. Максимальное усилие сжатия согласно графику на рис. 140, в равно $8 т$, т. е. $P_{сж} > P_{кр}$.

Коэффициент динамичности для этого элемента, взятый как отношение максимальной нагрузки к статической, равен в этом случае $K_d = 4$. В то же время общий уровень динамических нагрузок в консоли невысок и составляет примерно 30—40% от статических. Это указывает на необходимость выполнения корневых раскосов большего сечения и меньшей гибкости по сравнению с остальными раскосами секций.

Необходимо также отметить, что некоторые элементы нижнего пояса секций отвалообразователей (BC на рис. 140, б), растянутые при действии статических усилий, при колебаниях могут оказаться сжатыми. Это необходимо учитывать при назначении гибкости соответствующих элементов.

Если машина шагает без грунта на транспортерах, то целесообразно при проектировании решать вопрос о допустимых посадочных скоростях шагания, при которых возникающие динамические нагрузки не превосходили бы нагрузок, создаваемых весом грунта. Это требование будет удовлетворено как показали исследования, если максимальные ускорения колебаний отвальной консоли будут не выше

$$a = \frac{q_2}{q_c} g,$$

(VI-24)

где q_0 — распределенная нагрузка от веса верхней секции;
 q_1 — распределенная расчетная нагрузка от веса грунта на
 транспортёре отвальной консоли; $g = 9,8$ м/сек.

Дополнительным условием здесь будет отсутствие таких не-
 надежных элементов в конструкции, как, например, корневые
 раскосы в верхней части средней секции отвальной консоли
 ОТ-4500/90.

Установлено, что условие (VI-24) равносильно тому, что
 скорость головы отвальной консоли не должна превышать ве-
 личины

$$V \approx 0,08 \sqrt{L} \text{ (м/сек)}, \quad (\text{VI-25})$$

где L — длина отвальной консоли в м.

Рассмотрим возможность увеличения динамических нагрузок
 за счет усиления колебаний конструкции от шага к шагу, о
 которой говорилось в § 10. Если от посадки к подъему и наобо-
 рот собственные колебания упругих элементов конструкции не
 затухают полностью, то будет происходить сложение оставших-
 ся колебаний с вновь возникшими. Колебания будут усили-
 ваться, если низкий период собственных колебаний окажется
 кратным соответствующим периодам времени от подъема до
 посадки и от посадки до подъема. Ввиду того что низкий
 период собственных колебаний может довольно значительно
 меняться в зависимости от жесткости грунтового основания,
 кратность его указанным периодам времени является веро-
 ятной.

Сами периоды от подъема до посадки в случае шагания по
 ровной площадке, например на машинах ОШ-4500/90 и
 ОШ-1500/105 составляют вполне определенные доли от полного
 периода шагания:

$$T_1 : T_2 = \frac{5}{12} T_w ; T_2 = \frac{7}{12} T_w,$$

где T_1 — период от подъема до посадки;

T_2 — период от посадки до подъема (перенос лыж).

Определим максимально возможный коэффициент усиления
 колебаний конструкции с низкой формой колебаний, так как
 более высокие формы, как правило, затухают в соответствую-
 щие периоды времени переноса базы или лыж. Пусть для про-
 стоты $\bar{T}_1 = \bar{T}_2 = 0,5 T_w$.

На динамическую систему (рис. 140, з) действуют периоди-
 ческие импульсы скорости с периодом $0,5 T_w$, причем с чередо-
 ванием величины импульса V и $k_0 V$, где $k_0 < 1$ и равен отно-
 шению скорости при подъеме к скорости при посадке в соот-
 ветствии с данными § 10.

Если обозначить через $a_0 = \frac{v}{r}$ увеличение амплитуды колебаний при посадке, то через время $T_{\text{ш}}$ амплитуда a_1 только от импульсов, действующих при посадках, станет равной

$$a_1 = a_0 + a_0(1 - \delta)^n = a_0(1 + \rho^n),$$

где $n = \frac{T_{\text{ш}}}{T_0}$; $\rho = 1 - \delta$; T_0 — период собственных колебаний;

δ — логарифмический декремент затухания колебаний.
Через время $kT_{\text{ш}}$ ($k = 2, 3, \dots$)

$$a_k = a_0 [1 + \rho^n + \rho^{2n} + \dots + \rho^{kn}].$$

При $k \rightarrow \infty$ $a = a_0(1 - \rho^{n-1})$.

Суммируя импульсы от посадок и подъемом, получаем следующее выражение для коэффициента усиления амплитуд колебаний:

$$K_y = \frac{(1 + k_0)}{1 - (1 - \delta)^n}, \quad (\text{VI-26})$$

где $n = \frac{T_{\text{ш}}}{T_0}$.

При $k_0 = 0,5$ и $\delta = 0,15$ будем иметь, например, для ОШ-4500/90 $K_y = 1,5$ и для ОШ-1500/105 $K_y = 2$.

Уже после трех шагов коэффициент усиления амплитуд колебаний практически достигает величины, определяемой по формуле (VI-26).

Следует иметь в виду, что при шагании могут возникать колебания не только в вертикальной плоскости. Когда в период начала переноса базы сила сцепления под одной из лыж оказывается меньше чем половина силы трения волочения базы по грунту, помимо поступательного смещения базы, происходит и смещение буксующей лыжи.

Это имеет место в случаях разных коэффициентов трения под лыжей и базой, когда равнодействующая вертикальных сил в основном воспринимается точкой волочения базы, а также когда одна из лыж висит над ямой и, таким образом, не обеспечивает поступательного движения базы. На рис. 141 показана схема движения опорной части машины при буксовании одной из лыж $\bar{2}$, когда происходит поворот базы и буксующей лыжи вокруг точки O_1 на неподвижной лыже.

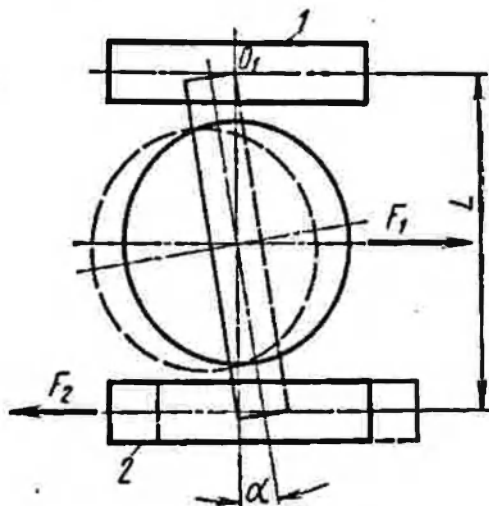


Рис. 141. Схема передвижения отвалообразователя при буксующей лыже

Разворот машины до его прекращения, а вернее, до того, пока момент внешних сил, разворачивающий базу, будет положительным, может быть описан следующими уравнениями:

$$J\ddot{\beta} + c(\beta - \alpha) = 0;$$

$$\alpha = \frac{h}{L}(1 - \cos \theta t), \quad (\text{VI-27})$$

где J — момент инерции всей машины относительно оси разворота (центра базы);

$c = Jr^2$ — приведенная крутильная жесткость конструкции;

r — низкая частота собственных колебаний отвалообразователя в плоскости поворота;

$\alpha = \frac{e}{L}$, где $e(t)$ — смещение точки волочения базы (рис. 53);

$\theta = \frac{\pi}{T_{\text{ш}}}$, где $T_{\text{ш}}$ — период шагаания;

h — длина шага;

L — расстояние по осям лыж.

Решение уравнения (VI-27) при начальных условиях $\beta(0) = \dot{\beta}(0) = 0$ запишется в виде

$$\beta = \frac{h}{L}(1 - \cos \theta t) + \frac{h}{L} \cdot \frac{\theta^2}{r^2} (\cos r t - \cos \theta t). \quad (\text{VI-28})$$

В зависимости от условий разворот базы может иметь место в течение всего времени перемещения базы $t_0 = \frac{\pi}{\theta}$. Поэтому рассмотрим случай, когда усилие в упругой конструкции окажется максимальным. Учитывая, что обычно $\theta \ll r$, получаем

$$\beta \approx \frac{h}{L}(1 - \cos \theta t),$$

следовательно, в процессе разворота базы упругое усилие в конструкции $c(\beta - \alpha)$ практически равно нулю. Поэтому естественно положить, что остановка разворота базы происходит при $\theta t = \frac{\pi}{2}$, так как к этому моменту скорость разворота максимальна. Предполагаем также, что имеющиеся упругие усилия в конструкции в дальнейшем не могут разворачивать базу. Это приводит к некоторому завышению расчетных усилий в конструкции против реальных, но позволяет упростить вычисления.

Уравнение движения системы после остановки разворота будет иметь вид

$$J\ddot{\beta} + c\bar{\beta} = 0$$

при начальных условиях $\dot{\beta}(0) = 0$; $\bar{\beta}(0) = \frac{h}{L}\theta$, максимальный динамический момент от разворота будет

$$M_d = c\bar{\beta} = \frac{\dot{\beta}(0)}{p} c = \frac{c h \dot{\theta}}{L p} = J_L \dot{\theta} \frac{h}{L}. \quad (\text{VI-29})$$

Так, например, для отвалообразователя ОШ-1500/105 при $p = 1,6 \text{ рад/сек}$, $\dot{\theta} \approx 0,3 \text{ рад/сек}$; $J = 30\,000 \text{ тмсек}^2$, $h = 0,9 \text{ м}$ и $L = 13,5 \text{ м}$, получим $M_d = c\bar{\beta} \approx 960 \text{ тм}$. Более точные расчеты

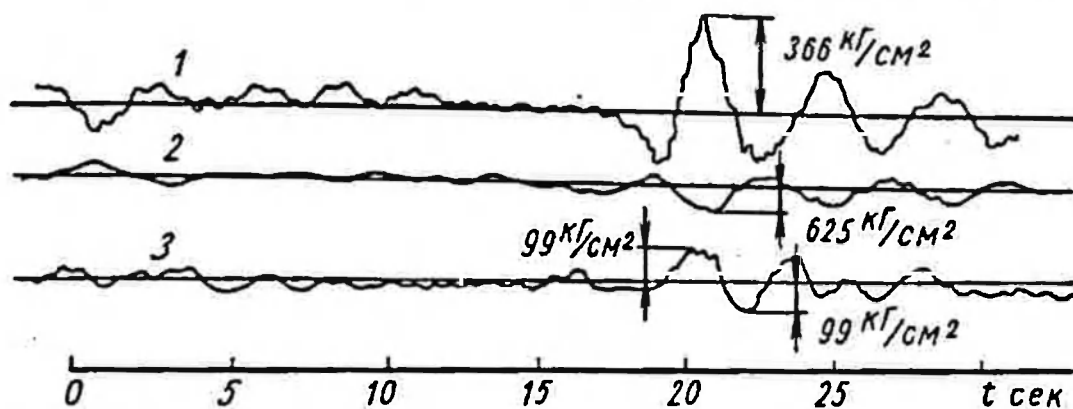


Рис. 142. Изменение напряжений в элементах отвальной консоли отвалообразователя ОШ-1500/105 при посадке базы

с учетом скольжения базы по грунту дают величину $M_d \approx 710 \text{ тм}$.

Этот момент нагружает прежде всего отвальную консоль. Момент у пяты консоли при этом составляет до 70—80% от M_d .

На осциллограмме (рис. 142) приведены кривые, характеризующие величины и изменения напряжений в корневом поясе 1 и раскосе 2 горизонтальной вантовой фермы отвальной консоли ОШ-1500/105 при посадке базы на грунтовое основание. Обработка этих кривых показывает, что момент вокруг центра поворота машины со стороны стрелы составит в этом случае около 500 тм.

Оценим также возможность возникновения параметрических колебаний поворотной части машины, которые могут вызываться колебаниями стреловых конструкций в вертикальной плоскости.

В § 16 указывалось, что при продольном нагружении стрелы от вертикальных колебаний происходит изменение изгибной жесткости отвальной консоли в плоскости поворота. При периодическом изменении этой жесткости уравнения низкоча-

стотных колебаний отвалообразователя в плоскости поворота при условии малой величины этих колебаний вначале можно записать в виде

$$\ddot{\varphi} + 2m\dot{\varphi} + p_n^2 [1 - \psi(t)] \varphi = 0, \quad (VI-30)$$

где φ — обобщенная координата, описывающая одночастотные колебания машины в плоскости поворота;

$2m\dot{\varphi}$ — член, учитывающий демпфирование колебаний;

p_n — низкая частота собственных колебаний в плоскости поворота;

$\psi(t)$ — некоторая периодическая функция; $\psi(t) = \psi(t + T_0)$, если T_0 — период собственных колебаний конструкции в вертикальной плоскости; величина и вид $\psi(t)$ зависят от характера изменения жесткости стрелы в плоскости поворота для нулевого не деформированного в плоскости поворота положения стрелы.

Уравнение (VI-30) справедливо, только если φ мало, так как жесткость вантовой отвальной консоли в плоскости поворота является функцией φ (см. § 15) и может считаться независимой от φ только при очень малых колебаниях. Поэтому и p_n^2 в соответствии с § 15 соответствует некоторой начальной жесткости, а уравнение (VI-30) следует использовать лишь для установления условий возбуждения параметрических колебаний в плоскости поворота, а не для их анализа.

Условиями, исключаящими возможность возникновения параметрических колебаний, являются, с одной стороны, отсутствие кратности частот p_n и $p_0 = \frac{2\pi}{T_0}$ вида $p_0 = 2p_n$ (главный параметрический резонанс) или близости к ней; с другой стороны, малая величина амплитуды колебаний $\psi(t) = \psi_{\max}$, которая должна удовлетворять соотношению [8]:

$$\psi_{\max} < \frac{2\pi}{p_n} = \frac{2\delta}{\pi}, \quad (VI-31)$$

где δ — логарифмический декремент затухания низкочастотных колебаний в плоскости поворота.

Для отвалообразователя ОШ-1500/105, например, эти условия могут не соблюдаться. На рис. 142 кривая 3 характеризует колебания продольного усиления в главном пилоне отвальной консоли, возникающие от вертикальных колебаний отвальной консоли при посадке базы. Из сравнения кривых 1, 2 и 3 видно, что период собственных колебаний в вертикальной плоскости (кривая 3) примерно вдвое меньше периода собственных колебаний в плоскости поворота (кривые 1 и 2), т. е. имеет место указанное выше соотношение, близкое к критическому: $p_0 \approx 2p_n$.

Определение функции $\psi(t)$ является сложной задачей. Рассмотрим в качестве примера отзальную консоль отвалообразователя ОШ-1500/105, пользуясь уже полученными в § 16 данными.

Поскольку деформативность стрелы в плоскости поворота определяется прежде всего продольной деформативностью корневых вант поясов, то с целью упрощения динамических расчетов примем, что изменение продольной жесткости корневых вант при сжатии консоли будет соответствовать изменению приведенной начальной изгибной жесткости отвальной консоли в плоскости поворота.

На рис. 143 приведен график изменения продольной жесткости поясной ванты 5—6 (см. рис. 63), построенный по формуле (III-57), и показана касательная $\frac{dc}{dN}$ определяющая c_n при $N = 0$ при

следующих параметрах ванты: $q = 26 \text{ кг/м}$; $N_0 = 20 \text{ т}$; $l = 20 \text{ м}$; $E = 2,1 \cdot 10^7 \text{ кг/см}$; $F = 33 \text{ см}^2$. Из рис. 143 видно, что при $-5 < N < +5 \text{ т}$ изменение величины c_n практически отвечает линейной зависимости $c_n = c_0 [1 + 0,012 N]$, где N согласно табл. 5 выражается через усилие сжатия в консоли $S_{сж}$ в виде $N = 0,1632 S_{сж}$. Поэтому начальную жесткость стрелы в плоскости поворота можно записать в виде

$$\bar{c}_{стр0} = c_{стр0} (1 + 0,002 S_{сж}), \quad (\text{VI-32})$$

где $c_{стр0}$ — начальная приведенная жесткость при $S_{сж} = 0$. Если в $S_{сж}$ учесть лишь основную низкую частоту собственных колебаний, возбуждаемую при посадке базы, то уравнение (VI-32) переписывается в виде

$$\bar{c}_{стр0} = c_{стр0} (1 + 0,002 A \sin p_0 t), \quad (\text{VI-32}')$$

где A — амплитуда колебаний максимального продольного усилия в консоли с частотой p_0 .

Таким образом, на основании сравнения формул (VI-30) — (VI-32') можно получить, что $\psi_{\max} = 0,002 A$. Условием, исключая возможность возбуждения колебаний параметрического типа, будет следующее:

$$A \leq \frac{1000\delta}{\pi} \approx 320\delta. \quad (\text{VI-31}')$$

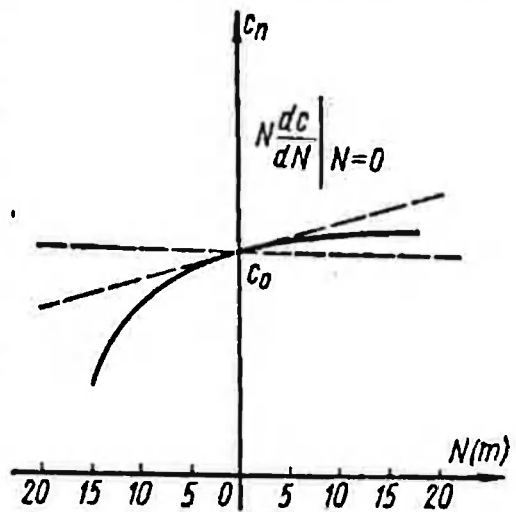


Рис. 143. График изменения жесткости поясной ванты отвалообразователя ОШ-1500/105

Учитывая, что при шагании механизмы поворота заторможены, на основании (VI-12) можно заключить, что колебания в плоскости поворота могут усиливаться от рассматриваемого эффекта лишь в случае, когда амплитуда их такова, что момент от сил инерции при колебаниях, действующий вокруг оси вращения машины, по крайней мере втрое превышает момент сопротивления в опорно-поворотном устройстве M_r .

Расчеты и эксперимент показывают, что величина Δ не превышает 80 т. Поэтому усиление колебаний отвалной консоли и всей поворотной части машины в плоскости поворота может наблюдаться в случае, если величина δ будет отвечать условию: $\delta \geq 0,25$.

Независимые колебания в плоскости поворота к моменту посадки базы могут возникать и достигать значительных величин.

Согласно формуле (VI-29)

$$M_z = \frac{\omega^2}{\rho} c = 960 \text{ тм.}$$

Для определения δ воспользуемся формулой (VI-12), приняв, что

$$M_r = f_{nr} Q_r r = 0,02 \cdot 400 \cdot 4,5 = 36 \text{ тм,}$$

где f_{nr} — приведенный коэффициент трения в опорно-поворотном устройстве;

Q_r — вес поворотной части машины;

r — радиус роликового круга.

Для входящих в (VI-12) величин, взятых из предыдущего примера, $\delta = 0,2$. Учитывая же затухание колебаний в элементах конструкции, приходим к выводу, что даже в этом крайнем случае вряд ли колебания в плоскости поворота будут усиливаться.

Если бы условия возбуждения или усиления колебаний удовлетворялись, то можно было бы воспользоваться энергетическими соображениями для вычисления энергии колебаний, перешедшей из вертикальной плоскости в плоскость поворота. При этом пренебрегаем затуханием колебаний в вертикальной плоскости с целью выявления максимально возможного эффекта. В таком случае согласно условию (VI-31) при известном δ получим $\psi_{\max \text{кр}} = \frac{2\delta}{\pi}$.

Пусть действительно ψ_{\max} больше $\psi_{\max \text{кр}}$. Тогда из полной энергии колебаний \bar{A} часть, равная $\frac{\psi_{\max \text{кр}}^2}{\psi_{\max}^2} \bar{A}$, должна остаться в вертикальных колебаниях, а часть, меньшая чем

$\frac{\psi_{\max}^2 - \dot{\psi}_{\max \text{ кр}}^2}{\psi_{\max}^2} \bar{A}$, — перейти в колебания в плоскости поворота.

Дальнейшие расчеты не представляют затруднений.

Следует отметить, что в отвалообразователях, оборудованных шагающим ходом, параметрические колебания указанного действия, вызывающих колебания в вертикальной плоскости.

Динамические нагрузки в машинах, оборудованных гусеничным ходом, в ряде случаев могут определяться точно так же, как и для машин, оборудованных шагающим ходом. Так, при резком торможении в процессе остановки, при разгонах в начале движения, переездах через неровности и съезды с уровня на уровень (см. § 10) будут возникать низкочастотные колебания, определяемые исходя из определенных начальных условий. Следует отметить, что характер начальных условий здесь может иногда приводить к появлению и высокочастотных продольных колебаний консольных конструкций.

Разворот машины на гусеничном ходу будет приводить к колебаниям в плоскости поворота, исследование которых практически аналогично исследованию колебаний в плоскости поворота от разворота шагающих машин при буксовании одной из лыж.

Остановимся несколько подробнее на вынужденных колебаниях привода передвижения и конструкции, возникающих от периодической неравномерности кинематической связи скорости передвижения машины \dot{V}_n и угловой скорости вращения приводной звездочки (ω_3). Эта связь аналитически может быть записана в виде:

$$V_n = \omega_3 r_3 \left[\frac{z}{\pi} \sin \frac{\pi}{z} - \frac{2\pi}{z} \sin \frac{\pi}{z} \sum_{\gamma=1}^{\infty} \frac{1}{\gamma^2} \cos \gamma z \omega_3 t \right], \quad (\text{VI-33})$$

где z — число граней звездочки; r_3 — радиус звездочки.

Поскольку для гусеничных машин, как правило, момент инерции привода значительно больше приведенной инерции машины, ω_3 можно в этом случае считать практически постоянной. Переменность скорости передвижения согласно формуле (VI-33) при $z = 8 \div 10$ невелика, составляет 4—6% и практически не может приводить, как уже указывалось в § 10, к сколько-нибудь заметным колебаниям металлоконструкций. Наличие зазоров в зацеплении гусеницы с ведущим колесом не может существенно увеличить неравномерность скорости передвижения.

Для четырехопорных гусеничных ходовых устройств, которыми оборудованы мощные роторные экскаваторы типа ЭРГ-1600, в зависимости от фаз, в которых находятся различ-

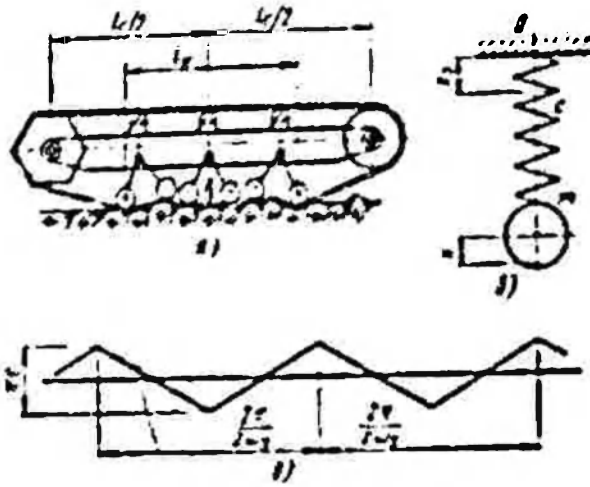
ные приводные звездочки, возможны случаи, когда V_n постоянно, а перемению ω_2 и колебания локализируются в приводе передвижения. В общем случае могут иметь место колебания и в приводе, и в металлоконструкциях. Естественно, что нагрузки

в приводе будут наиболее значительными если одна из гармоник в формуле (VI-33) оказывается близкой к частоте собственных колебаний конструкции. Но даже и при отсутствии этого низкая гармоника с частотой $z\omega_2$ будет проявляться в нагрузке привода механизмов передвижения.

Угловая скорость вращения звездочки на основании формулы (VI-33) может быть записана в виде

$$\omega_2 \approx \omega_0 \left(1 + \frac{2}{\pi z} \cos z\omega_0 t \right), \quad (VI-34)$$

Рис. 144. Схемы к расчету динамического воздействия на конструкцию, возникающего при передвижении гусеничных машин



где ω_0 — среднее значение угловой скорости приводной звездочки.

Поэтому ускорения колебаний масс вращающихся частей, приведенные к валу звездочки ($J_{пр}$), могут создавать в трансмиссии привода момент, равный $J_{пр} \frac{d\omega_2}{dt}$, амплитуда которого при $z = 10$ будет составлять $0,2\omega_0^2 J_{пр}$.

Жесткий остов машины при передвижении может иметь периодические качания вокруг некоторого центра A (рис. 144, а) с частотой $\frac{l}{V_n} = z\omega_2$ (где l — длина трака) и кратными ей, а также периодические колебания поперек направления движения машины с теми же частотами. В зависимости от соотношения $\frac{l_k}{l}$ будет проявляться больше тот или иной вид колебательного движения. Заметим, что если отношение $\frac{l_k}{l}$ четно, то преобладают колебания остова поперек основного движения, если нечетно — качания вокруг точки A .

Амплитуды смещений будут определяться свойствами и первоначальными неровностями грунта, по которому передвигается машина.

Наиболее опасны качания остова, так как при малых длинах опорной базы l , (рис. 144, а) и длинных консолях эти качания могут приводить к значительным раскачиванием последних.

В качестве примера рассмотрим случай, когда амплитуда внешнего воздействия от перекачивания машины по грунту является постоянной.

Схему вычисления нагрузок в конструкции от данного вида нагружения проследим на примере динамической системы роторного экскаватора ЭРГ-400 (см. рис. 69). Низкочастотные колебания машины, определенные в § 19, позволяют сделать приведенные системы на рис. 69 к системе на рис. 144, б, где $m \approx 10 \text{ тсек}^2/\text{м}$ — приведенная масса всей конструкции к центру ротора; $c = \frac{m}{r^2}$ — приведенная жесткость, которая при $r^2 = 21$ составляет $c = 210 \text{ т/м}$.

Иструдно найти ускорение колебаний приведенной массы, по которому определяются и ускорения колебаний различных приведенных масс реальной динамической системы на рис. 69, и нагрузки в ее упругих элементах c_1, c_3, c_5 .

Периодические качания машины (рис. 144, в) приводят к смещению точки подвеса O , описываемому зависимостью

$$\varepsilon_0 = \varepsilon \sum_{\gamma=1}^{\infty} \frac{1}{\gamma^2} \sin \gamma z \omega_3 t.$$

Для динамической системы ЭРГ-400 резонансной оказывается гармоника внешнего воздействия с частотой $2z\omega_3$. Поэтому уравнение движения массы m (рис. 144, б) запишется в виде

$$m\ddot{x} + 2n\dot{x} + c\left(x + \frac{\varepsilon}{4} \sin pt\right) = 0,$$

где $p^2 = \frac{c}{m}$.

Это уравнение можно преобразовать:

$$\ddot{x} + \frac{\delta}{\pi} p \dot{x} + p^2 x = \frac{\varepsilon p^2}{4} \sin pt.$$

Решение его согласно § 28 будет

$$x = \frac{\pi}{\delta} \cdot \frac{\varepsilon}{4}.$$

Таким образом, ускорение колебаний массы m при логарифмическом декременте затухания $\delta = 0,15$ равно $\ddot{x} = \frac{\pi}{\delta} \cdot \frac{\varepsilon}{4} p^2 = 110 \varepsilon$.

Согласно графику (см. рис. 144, в) $\frac{\pi}{2} \varepsilon$ — амплитуда колебаний точки O по рис. 144, б.

Если $L = 20 \text{ м}$ — расстояние от места приведения масс до точки качания остова машины, то амплитуда максимального

углового смещения остова машины скажется равной $\frac{\pi}{40}$ е. При размере по центрам звездочек гусеницы $l_2 = 6$ м (рис. 144, а). Это соответствует противофазным максимальным смещениям звездочек на величину $\sim 0,5\epsilon$.

Пусть уклоны траков длиной $l = 0,6$ м, по которым перемещаются катки гусеничной рамы, составляют 2° ; тогда максимальная величина $0,5\epsilon$ может оказаться равной

$$0,5\epsilon = 2l \sin 2^\circ \frac{l_2}{l_k},$$

где l_k — расстояние между крайними катками.

При $\frac{l_2}{l_k} = 1,2 \cdot 0,5 \epsilon = 2 \cdot 0,6 \cdot 0,0435 \cdot 1,2$ и $\epsilon = 0,12$ м. Поэтому ускорение колебаний \ddot{x} будет достигать значения $110 \epsilon = 110 \cdot 0,12 = 13,2$ м/сек², т. е. динамические нагрузки могут на 30—35% превышать статические. Экспериментальные исследования показали, что в отдельных случаях они могут достигать 40—50% статических нагрузок.

§ 36. ДИНАМИЧЕСКОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ ОТ ВЕТРА НА КОНСТРУКЦИИ РОТОРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ И ОТВАЛООБРАЗОВАТЕЛЕЙ

Для таких машин, какими являются мощные роторные экскаваторы и отвалообразователи, расчет конструкций на статическое действие ветрового напора оказывается недостаточным. При расчете конструкций, имеющих низкие частоты собственных колебаний, при определении характера изменения средних скоростей ветра по длине или высоте конструкции должно быть также учтено воздействие порывов ветра, накладывающихся на установившийся поток. Пульсации скоростного напора, вызванные порывами ветра, можно рассматривать как воздействие сил, изменяющих свою величину во времени по случайному закону [5, 9].

Для низкочастотных колебаний конструкции, приведенной к одномассовой динамической системе (с массой m и жесткостью c), уравнение ее движения под действием сил такого рода будет иметь вид

$$m\ddot{x} + 2n\dot{x} + cx = j(t), \quad (\text{VI-35})$$

где $j(t)$ — случайная нагрузка от ветрового напора на конструкцию.

Построение случайной нагрузки аналогично построению нагрузки на роторном колесе, возникающей при копании [§ 7]. Решение уравнения (VI-35) известно из [9].

Для проведения конкретных вычислений надо иметь основные характеристики функции $f(t)$. Необходимо учитывать, что конструкция, влияющая на абсолютную скорость ветра, а относительная, за вычетом скорости колебаний конструкции.

Помимо такого рода воздействия от ветровых порывов возможно и другое. При действии ветра на трубчатые (цилиндрические) элементы гибких сооружений большой длины, как и т. д., в результате вихреобразования за этими элементами при обтекании их ветровым потоком возникают вынужденные колебания сооружения или его отдельных элементов. При совпадении частот срыва вихрей с одной из частот собственных колебаний конструкции может иметь место резонанс [80].

Методика, изложенная в технических условиях расчета высоких сооружений на ветровую нагрузку СН40-58, может быть применена и к расчету динамического воздействия ветра на элементы конструкций роторных экскаваторов и отвалообразователей.

Согласно СН40-58 за счет динамического воздействия расчетную ветровую статическую нагрузку q_s следует увеличивать в β раз

$$\beta = 1 + \xi m_n \quad (\text{VI-36})$$

где ξ — коэффициент динамичности, который в зависимости от периода собственных колебаний сооружения T и логарифмического декремента затухания колебаний δ можно определять по графику (рис. 145, а);

m_n — коэффициент пульсации скоростного напора; для сооружений высотой 20—60 м $m_n = 0,35 \div 0,3$.

Для мощных роторных экскаваторов и отвалообразователей следует рассматривать следующие расчетные случаи.

1. На работающую конструкцию воздействует ветер, транспортеры работают под нагрузкой и, кроме того: а) машина поворачивается (не заторможена); б) машина заторможена.

2. Ветер действует на неработающую конструкцию; машина заторможена.

Необходимо учитывать также возможность воздействия ветра на конструкцию как в вертикальной плоскости, так и в плоскости поворота (рис. 145, б).

Наибольшую опасность обычно представляет динамическое воздействие ветра нерабочего состояния в плоскости поворота. При рассмотрении динамического воздействия ветра в плоскости поворота необходимо учитывать разложение ветровой нагрузки по формам собственных колебаний.

Для примера на рис. 145, в показано разложение по основным формам собственных колебаний (а — низкой, б — более

высокой) приведенных сил от ветрового напора F_1 и $F_2 = \frac{1}{3}F_1$, действующих на консоль отвалообразователя ОШ-1500/105.

Силы F_1 и F_2 , действующие на отвальную консоль и консоль противовеса, определяются как произведение приведенной наветренной площади на расчетную ветровую нагрузку q_0 . Для отвалообразователей обычно имеет место соотношение $F_1 \approx 3F_2$.

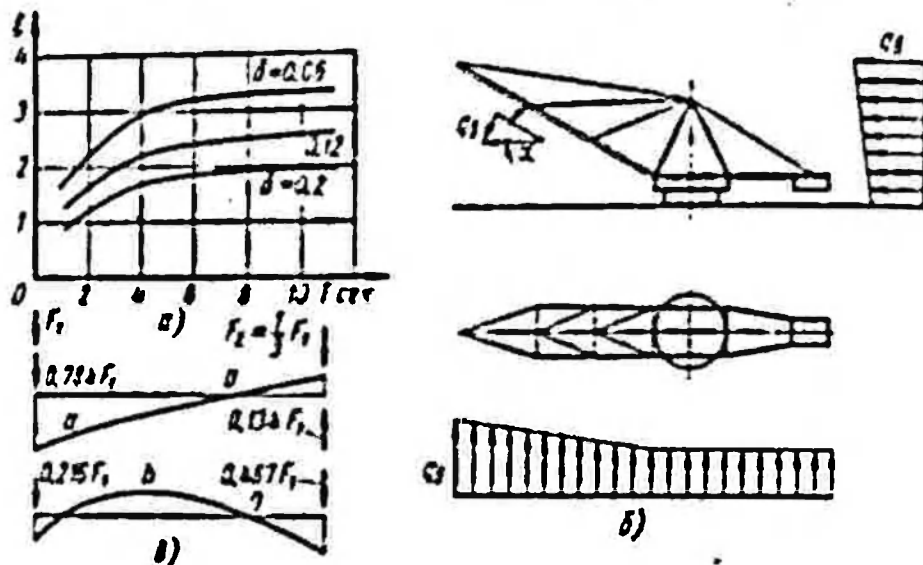


Рис. 145. Схемы и расчету динамического воздействия от ветра

Определим приведенное значение коэффициента β_n и ξ_n для отвальной консоли ОШ-1500/105 следующим образом:

$$\beta_n = 1 + m_n \xi_n;$$

$$\xi_n = \frac{F_{11} \xi_1 + F_{12} \xi_2}{F_1} \quad (VI-37)$$

где F_{11} и F_{12} — разложение силы F_1 по формам собственных колебаний; $F_{11} + F_{12} = F_1$;

ξ_1 и ξ_2 — коэффициенты, определяемые по рис. 145, а для первого и второго периодов собственных колебаний;

$$T_1 = 3,4 \text{ сек при } \delta_1 \approx 0,15 \text{ и } T_2 = 1,34 \text{ сек при } \delta_2 \approx 0,06.$$

Значения коэффициентов ξ_1 , ξ_2 , ξ_n и β_n при $m_n = 0,3$ будут: $\xi_1 = 1,74$; $\xi_2 = 1,9$; $\xi_n = 1,78$; $\beta_n = 1,51$.

Динамическое воздействие ветровой нагрузки нерабочего состояния для отвалообразователя ОШ-1500/105 (см. рис. 94, б), оказывается достаточно большим.

Например, при статическом воздействии ветра $F_1 = 7 \text{ т}$ действительная нагрузка с учетом динамического воздействия будет $\bar{F}_{01} = \bar{F}_1 \beta_n = 7 \cdot 1,51 \approx 11 \text{ т}$.

В соответствии с нормами СН40-58 можно произвести также расчет элементов конструкций экскаваторов п отвалообразова-

телей цилиндрической формы на резонанс при действии постоянного скоростного напора.

Критическая скорость ветра, вызывающая резонансные колебания элемента, определяется по формуле

$$V_{кр} = \frac{5d}{T} \text{ м/сек}, \quad (\text{VI-38})$$

где T — период собственных колебаний элемента в сек;

d — диаметр трубы в м.

Амплитудная величина дополнительной распределенной ветровой нагрузки, действующей при этом на конструкцию цилиндрической формы, будет равна

$$q_{вд} = \frac{V_{кр}^2 d}{64} = \frac{25d^3}{64T} \text{ кг/м}. \quad (\text{VI-39})$$

Расчеты, проведенные применительно к конкретным конструкциям роторных экскаваторов и отвалообразователей, показывают, что ни возможные общие резонансные колебания конструкции, ни локальные резонансные колебания отдельных элементов от воздействия ветра не вызывают в несущих элементах конструкции значительных дополнительных динамических напряжений.

§ 37. КОЛЕБАНИЯ СТРЕЛОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ ПРИ РАБОТЕ ТРАНСПОРТЕРОВ

Как указывалось в § 9, наибольшие динамические нагрузки в стреловых и консольных конструкциях роторных экскаваторов и отвалообразователей при работе транспортеров могут возникать при резонансных случаях их нагружения; возникающих от дебаланса барабанов, от биения крупных комьев при прохождении ими периодически расставленных роликоопор и от дебаланса и эксцентриситета роликов роликоопор. В связи с этим целесообразно рассматривать лишь одночастотные колебания конструкции, резонансно возбуждаемые определенными периодическими усилиями.

Для определения нагрузок, возникающих в элементах конструкции от дебаланса концевых барабанов в случае резонанса, следует рассматривать низкочастотные динамические системы машины в вертикальной плоскости (см. например, рис. 52, ∂), на которые в определенных местах действуют инерционные периодические усилия, параметры которых вычисляются по формулам (II-111) и (II-112). Если частота собственных крутильных (или изгибно-крутильных) колебаний конструкции оказывается равной угловой скорости вращения

барабана шк. необходимо рассматривать и соответствующие динамические системы, описывающие крутильные (или изгибно-крутильные) колебания консольных конструкций и всей машины.

Так как внешняя нагрузка имеет простой вид ($F_{\text{шк}} \sin \omega_0 t$), в обоих случаях возможно использовать методику исследования многомассовых динамических систем под действием периодических внешних усилий с постоянной амплитудой, изложенную в § 28. Поэтому можно рекомендовать следующую последовательность расчета. Для динамической системы вычисляются частоты и формы собственных колебаний, а затем в соответствии с формулой (V-37) определяются амплитуды внешних гармонических сил, разложенных по формам собственных колебаний. Формула (V-39) позволяет определить амплитуды колебаний координат динамической системы, соответствующие резонируемой форме собственных колебаний. По амплитудам и ускорениям колебаний обобщенных координат динамической системы определяются дополнительные динамические усилия в различных элементах конструкции. Существенные колебания от внешнего воздействия даже в случае резонанса имеют место лишь для легких конструкций разгрузочных консолей роторных экскаваторов и приемных консолей отвалообразователей. Динамическое нагружение отдельных элементов в этом случае может составлять до 30—40% статического нагружения. В длинных отвальных консолях может возбуждаться, как правило, лишь вторая собственная гармоника, для которой разложение внешней периодической нагрузки от дебаланса барабана по формуле (V-37) дает малое значение внешнего приведенного усилия, возбуждающего колебания конструкции с данной формой. Для стрел роторных экскаваторов влияние дебаланса барабана даже в случае резонанса обычно несущественно, так как велик вес стрелы ротора.

Для оценки максимального воздействия (в резонансном случае) инерционного момента от дебаланса барабана $M_{\text{шк}} \sin \omega_0 t$ [формула (II-112')], приложенного к голове консоли, можно по коэффициенту динамичности $K_\delta = \frac{\pi}{\delta}$ [формула (V-32)] получить максимальный динамический момент, скручивающий консоль:

$$M_\delta = K_\delta M_{\text{шк}}.$$

При $\delta = 0,06$ он будет составлять $M_\delta \approx 50 M_{\text{шк}}$. Как правило, динамические нагрузки M_δ в этом случае приводят к значительным нагружениям консольных конструкций. Это говорит о необходимости проводить не только статическую, но и динамическую балансировку барабанов с целью уменьшения динамических нагрузок.

Рассмотрим далее динамическое воздействие на конструкцию, например, отвальной консоли отвалообразователя от периодически расставленных роlikоопор. Максимально возможную величину этого воздействия в случае резонанса определим по следующей схеме. Считаем, что резонируемая форма собственных колебаний имеет длину полуволны, равную длине секции, уравнение прогиба которой принимаем следующей закону $y(x) = a \sin \frac{\pi x}{L} \sin pt$.

В случае, если длина полуволны резонируемой формы колебаний, приближенно определяемая из выражения для частоты шарнирно опертой балки $(L = \pi \sqrt{\frac{EJ}{q\rho^2}})$, не равна длине секции, то под L будем подразумевать эту расчетную длину полуволны.

Для определения характера воздействия на конструкцию от кома рассмотрим его движение по ленте на участке между двумя роlikоопорами (рис. 146, а), пренебрегая при этом колебаниями кома и ленты. Вертикальное усилие P'_k , действующее от кома на ленту при малых ее прогибах, может быть получено исходя из рис. 146, а следующим образом.

Углы α_1 и α_2 , а также прогиб f между роlikоопорами определяются из геометрии деформированного состояния ленты и равновесия сил, действующих в точке приложения силы P'_k :

$$\alpha_1 = \frac{P'_k}{N} \cdot \frac{l-x}{l}, \quad \alpha_2 = \frac{P'_k}{N} \cdot \frac{x}{l},$$

$$f = \frac{P'_k}{N} x \frac{l-x}{l},$$

где l — расстояние между роlikоопорами;
 N — натяжение ленты.

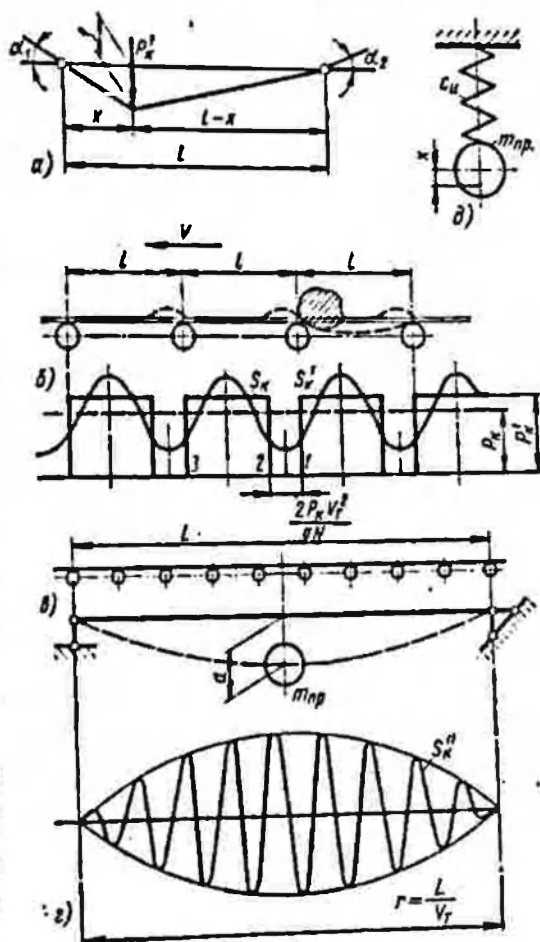


Рис. 146. Схемы к анализу динамических нагрузок от прохождения кома грунта по ленте транспортера

Суммарное вертикальное усилие на обоих опорах равно $P'_\kappa = N(\alpha_1 + \alpha_2)$. В то же время усилие P'_κ складывается из веса кома P_κ и центробежного усилия, определяемого как: $P_\kappa \frac{a}{g}$,

где $g = 9,8 \text{ м/сек}^2$, a — центробежное ускорение, равное $\frac{V_T^2}{\rho}$,
 ρ — радиус кривизны траектории, по которой движется ком.
 При малых прогибах

$$\rho = \frac{l}{\frac{d^2 l}{dx^2}} = \frac{Nl}{2P'_\kappa} \quad (\text{VI-40})$$

поэтому величина P'_κ может быть выражена как

$$P'_\kappa = P_\kappa + \frac{P_\kappa}{g} \cdot \frac{2V_T^2 P'_\kappa}{Nl} \quad (\text{VI-41})$$

При $\frac{2P_\kappa V_T^2}{gNl} \geq 0,2$ это выражение переходит в следующее:

$$P'_\kappa \approx P_\kappa \left[1 + \frac{2P_\kappa V_T^2}{gNl} \right] \quad (\text{VI-42})$$

На рис. 146, б совмещены два графика. На верхнем показана схема прохождения кома роликоопор. На участке 1—2 ком, оторвавшись от ленты, летит над ней, а затем на участке 2—3 ком движется по ленте. Длина участка 1—2, равная $\frac{2P_\kappa V_T^2}{gV}$, определится, если рассмотреть движение кома, брошенного в точку 1 под углом $\alpha_1(0) = \frac{P_\kappa}{N}$ к горизонту со скоростью V_T .

На нижнем графике показана суммарная нагрузка на роликоопорах. На участках 2—3 она равна P'_κ , а на участках 1—2 — нулю. Таким образом, имеем периодическое нагружение конструкции. Внешняя нагрузка от кома S_κ имеет среднее значение P_κ .

Раскладывая функцию внешней нагрузки в ряд Фурье и удерживая лишь первую гармонику, запишем это разложение в виде

$$S_\kappa \approx S'_\kappa = P_\kappa + \frac{4V_T^2 P_\kappa^2}{gNl} \left[1 + \frac{2P_\kappa V_T^2}{gNl} \right] \sin \frac{2\pi l}{V_T} t = P_\kappa + A \sin pt \quad (\text{VI-42'})$$

Рассмотрим воздействие основной гармонической составляющей внешней нагрузки $A \sin pt$ на приведенную динамическую

систему (рис. 146, в), представляющую собой шарнирно-оперную секцию. Поскольку резонансными считаем колебания, происходящие по форме $a \sin \frac{\pi x}{L}$ (где x — текущая координата по длине секции), то соответствующая гармоническая составляющая S_x по действию на систему эквивалентна усилению S_x^* , имеющему вид (рис. 146, г), напоминающий режим биений. Исходя из этого определим максимально возможную амплитуду колебаний середины секции x на рис. 146, д, представляющем еще более упрощенную систему (где m_{np} — приведенная масса секции, c_{ii} — приведенная изгибная жесткость стрелы), а затем и приведенное эквивалентное динамическое усилие, действующее в середине секции, которое может быть записано в виде

$$S_d = K_d A, \quad (VI-43)$$

где

$$K_d = \frac{L}{l} \left[1 - \frac{(L\delta)^2}{2\pi^2 l^2} \right]. \quad (VI-44)$$

В формуле (VI-44) δ — логарифмический декремент затухания колебаний.

Для конкретных конструкций отвальных консолей отвалообразователей изгибающий динамический момент от S_d составляет 5—10% от статического момента, действующего на секцию. Так, для отвальной консоли отвалообразователя ОШ-4500/90 при $V_T = 5$ м/сек, $N = 10$ т, $l = 1$ м, $L = 26$ м, $\delta = 0,06$ и $P_x = 0,2$ т имеем $A = 0,04$ т, $K_d = 25$, $S_d = 1$ т и $M_d = 6,5$ т.м. Статический момент для секции отвальной консоли этой машины составляет не менее 60 т.м.

Прохождение крупных комьев основную опасность представляет для самих роlikоопор, так как могут возникать существенные удары комьев по роlikам роlikоопор, приводящие к разрушению их опорных частей. Для исследования этого явления необходимо учитывать колебания кома на ленте.

При рассмотрении высокочастотных резонансных колебаний конструкций консолей, несущих транспортеры, от дебаланса и эксцентриситета роlikоопор рассмотрим также колебание одной полуволны формы собственных колебаний конструкции (рис. 147, а), следующей закону $a \sin \frac{\pi x}{L}$, где L как и раньше,

определяется выражением $L = \pi \sqrt[4]{\frac{EJ}{q\omega^2}}$, а ω — скорость вращения ролика.

Для существующих конструкций отечественных отвалообразователей обычно $10 < L < 20$ м.

Для определения характера колебаний конструкций необходимо предварительно рассмотреть колебания ленты на

участке между роlikоопорами при установившихся колебаниях системы.

Для холостой ленты уравнение собственных колебаний (IV-166) может быть переписано в виде

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \quad (VI-45)$$

где a — скорость распространения упругих волн колебаний, — как правило, значительно выше V_T .

Если соседние роlikоопоры, ограничивающие рассматриваемый участок ленты, смещаются в полных колебаниях по

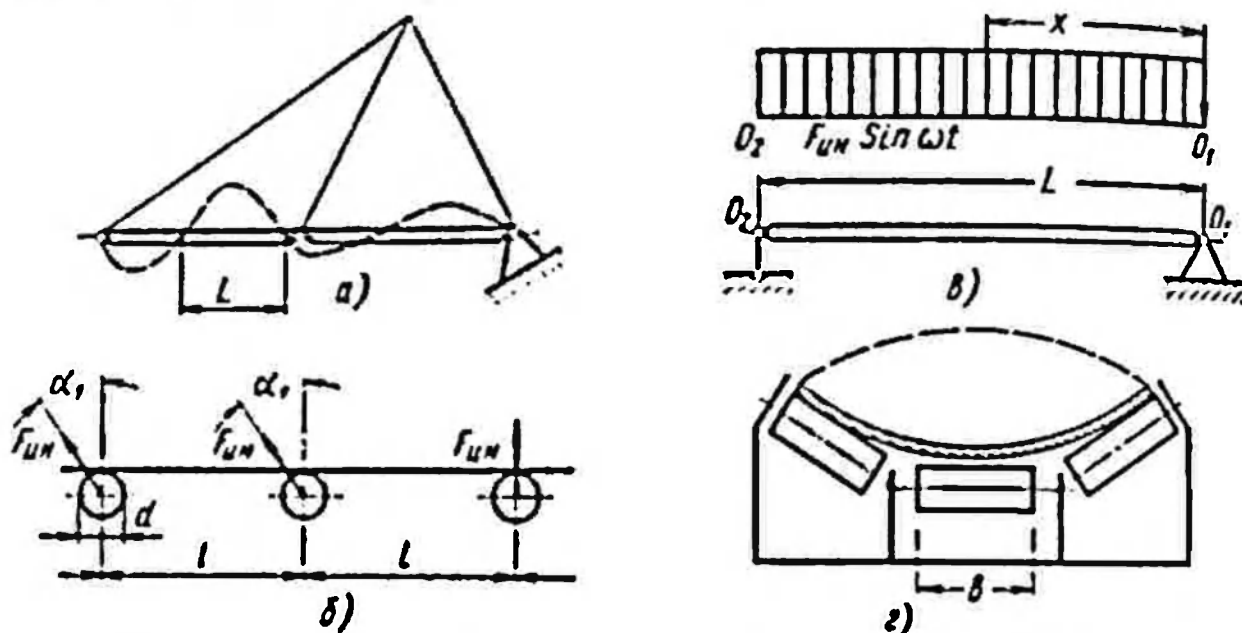


Рис. 147. Схемы к анализу динамических нагрузок от дебаланса и эксцентриситета роликкоопор транспортеров

закону $B \sin \omega t$, т. е. находятся в фазе (рис. 147, б), то решение уравнения (VI-45) имеет вид

$$u(x, t) = B \frac{\sin \frac{\omega}{a} x + \sin \frac{\omega}{a} (l-x)}{\sin \frac{\omega l}{a}} \sin \omega t. \quad (VI-46)$$

Переменное вертикальное усилие со стороны колеблющихся масс ленты на опоры можно записать как

$$Q(t) = 2NB \frac{\omega}{a} \operatorname{ctg} \frac{\omega l}{a} \sin \omega t. \quad (VI-47)$$

В случае наличия грунта на ленте при смещении опор по закону $B \sin \omega t$ уравнение ее поперечных колебаний, если принять, что $u = y(x) \sin \omega t$, можно записать в виде

$$Ny''(x) \sin \omega t + qy(x) \omega^2 \sin \omega t = 0,5fqq, \quad (VI-48)$$

где f — коэффициент внутреннего трения в транспортируемом материале.

На первом этапе движения ($0 < \omega t < \pi$) решение уравнения (VI-48) имеет вид

$$u(x, t) = B \sin(\omega t + kx) - \frac{fg}{2\omega^2} (1 - \cos kx), \quad (\text{VI-49})$$

где $k = \omega \sqrt{\frac{g}{N}}$.

Из уравнения (VI-49) получаем уравнение для определения максимальной глубины распространения колебаний ленты от роликоопоры x_0 :

$$\cos kx_0 = 1 - \frac{2B\omega^2}{fg}. \quad (\text{VI-50})$$

Для конкретных конструкций отвалообразователей и роторных экскаваторов при $B < 2$ мм x_0 не более 20 см.

Переходя к определению максимально возможных амплитуд колебаний конструкции, примем форму эквивалентной распределенной внешней нагрузки по закону рис. 147, в, где O_1O_2 — полуволна формы собственных колебаний конструкции, равная L на рис. 147, а.

Рассматривая установившиеся резонансные колебания системы следующие закону

$$y(x, t) = \bar{a} \sin \frac{\pi x}{L} \sin \omega t, \quad (\text{VI-51})$$

определим \bar{a} из энергетических соображений, когда энергия, притекающая в систему за цикл колебаний, A_n равна энергии A_r , рассеиваемой в системе за то же время. Энергия рассеивается на неупругие гистерезисные потери в конструкции, на неупругие потери в ленте, на перемешивание грунтового потока, на потери в шарнирах сочленения секций.

Энергия, притекающая за цикл колебаний от дебаланса одной роликоопоры, колеблющейся вместе с конструкцией, может быть вычислена по формуле

$$A_1 = F_{ин} [\pi y + 4y'h], \quad (\text{VI-52})$$

где $y = \bar{a} \sin \frac{\pi x}{L}$; $y' = \left(\frac{\pi}{L}\right) \cos \frac{\pi x}{L}$;

h — расстояние от центра нижнего ролика до нейтральной оси конструкции;

$F_{ин}$ — инерционное усилие от одного ролика (см. § 9).

Энергию, притекающую в колеблющуюся систему от дебаланса всех роликоопор, определим суммированием энергий от отдельных роликоопор:

$$\bar{A}_1 = \frac{\bar{a} F_{ин}}{l} [L + 2h]. \quad (\text{VI-52}')$$

Энергия, притекающая от эксцентриситета на всех роlikо-опорах, определяемая на основании (VI-47), будет равна

$$\bar{A}_2 = \bar{a} \frac{N r_{00} L}{a l} \operatorname{ctg} \frac{\omega l}{a}. \quad (\text{VI-53})$$

Энергия, теряемая на неупругие гистерезисные потери в металлоконструкции, определяется через максимальную потенциальную энергию, аккумулируемую в ней, как

$$\bar{A}_3 = \delta \left(\frac{\pi}{L} \right)^2 E J \bar{a}^2, \quad (\text{VI-54})$$

где δ — логарифмический декремент затухания колебаний.

Энергия, теряемая в транспортной ленте за один цикл колебаний, составит

$$\bar{A}_4 = \frac{\delta_1 \lambda l}{2\pi \cos^2 \frac{\omega l}{2a}} \bar{a}^2, \quad (\text{VI-55})$$

где δ_1 — приведенный логарифмический декремент затухания продольных колебаний ленты.

При выводе формул (VI-54) и (VI-55) использованы уравнения колебаний (VI-51) и (VI-56) соответствующих элементов. Полная энергия, затрачиваемая на перемешивание грунтового потока, в предположении, что упругие волны от колебаний роlikоопор не распространяются более одной полуволны на ленту с грунтом, определится по формуле

$$\bar{A}_5 = 0,5 f h' q r \frac{L}{l} \left(e + \frac{1}{\pi} \bar{a} \right), \quad (\text{VI-56})$$

где h' — высота сечения транспортируемого грунта.

Энергия, теряемая за цикл колебаний в шарнирах соединения секций, в предположении, что на полуволну формы собственных колебаний приходится один шарнир, определится формулой

$$\bar{A}_6 = 0,5 f_{rp} Q r \left(\frac{\pi}{L} \right) \bar{a}, \quad (\text{VI-57})$$

где f_{rp} — коэффициент трения в шарнире;

r — радиус пальца опоры соединения секций;

Q — постоянное усилие в опоре.

Величина \bar{a} определится теперь из следующего уравнения:

$$\bar{A}_1 + \bar{A}_2 = \bar{A}_3 + \bar{A}_4 + \bar{A}_5 + \bar{A}_6. \quad (\text{VI-58})$$

В случае, когда на ленте отсутствует грунт, $\bar{A}_5 = 0$. Если положить, что уравнение (VI-58) может вырождаться в уравне-

ние $\bar{A}_1 = \bar{A}_3$ и принять $h = 0$, то получим следующую очевидную формулу для определения \bar{a} :

$$\bar{a} \approx \frac{\pi}{\delta} \cdot \frac{5 \frac{F_{ин}}{l} L^4}{384 EJ} \quad (VI-59)$$

т. е. коэффициент динамичности приложения переменной нагрузки

$$q_{ин} = \frac{F_{ин}}{i} \text{ равен } \frac{\pi}{\delta}.$$

Значения \bar{a} , вычисляемые по формуле (VI-58), значительно меньше, чем по формуле (VI-59). Так, для отвальной консоли отвалообразователя ОШ-4500/90 при $F_{ин} = 8 \text{ кг}$, $l = 1 \text{ м}$, $L = 12 \text{ м}$, $h = 1 \text{ м}$, $q = 30 \text{ кг/пог. м}$, $EJ = 1,8 \cdot 10^5 \text{ тм}^2$, $\dot{N} = 6 \text{ т}$, $\frac{\omega l}{2a} = 0,25$, $f_{тр} = 0,1$, $Q = 100 \text{ т}$, $r = 6 \text{ см}$, $e = 0,5 \text{ мм}$, $\delta = 0,06$ и $\delta_n = 0,2$ $\bar{a} = 1,8 \text{ мм}$ для холостых транспортеров; для груженых $\bar{a} = 0,5 \text{ мм}$. Различие \bar{a} для случаев холостого и груженого транспортеров объясняется сильным влиянием члена \bar{A}_5 , определяющего демпфирование колебаний грунтовым потоком.

Заметим также, что удельный вес \bar{A}_2 в образовании \bar{a} соизмерим с \bar{A}_1 . Например, в разобранным выше примере при $\bar{A}_2 = 0$ $\bar{a} = 1,2 \text{ мм}$ для холостых транспортеров. Значение \bar{a} , вычисленное из формулы (VI-59), оказывается равным $2,7 \text{ мм}$.

Кроме неупругих потерь, ограничивающих амплитуду рассматриваемых высокочастотных колебаний, следует указать еще на один фактор — возможность отставания от роликоопор масс лепты (с грунтом или без него). При этом максимальная амплитуда колебаний \bar{a} практически не должна превышать значения $\frac{q}{\omega^2}$.

Для конкретных конструкций отвальных консолей отвалообразователей это приводит к ограничению амплитуд колебаний в пределах $0 < \bar{a} \leq 2,5 \div 3 \text{ мм}$.

По известному значению \bar{a} на основании уравнения (VI-51) можно вычислить максимальные значения моментов и перерезывающих усилий в конструкции:

$$M_{\partial} = \bar{a} EJ \left(\frac{\pi}{L} \right)^2; \quad (VI-60)$$

$$Q_{\partial} = \bar{a} EJ \left(\frac{\pi}{L} \right)^3. \quad (VI-61)$$

Для рассматриваемого примера отвальной консоли отвалообразователя ОШ-4500/90 формулы (VI-60) и (VI-61) для случая ненагруженных транспортеров дают нагрузки $M_a = 10$ тж, и $Q_a = 2$ т. Такие нагрузки могут приводить к дополнительным напряжениям в секциях отвальной консоли, достигающим 10—15% от статических.

В целом для реальных стреловых и консольных конструкций отвалообразователей и роторных экскаваторов динамическое нагружение их от дебаланса и эксцентриситета роликоопор не вызовет в их элементах конструкции дополнительных динамических напряжений выше 10—15% от статических.

Следует отметить, что действительная форма внешнего воздействия может отличаться от принятой на рис. 147, б, в и приводящей к максимальному нагружению конструкции.

Обычно инерционные усилия $F_{ин}$ на отдельных роликоопорах сдвинуты по фазе, а сами $F_{ин}$ различны.

При ненагруженных транспортерах нижние ролики роликоопор, как правило, не соприкасаются с лентой (рис. 147, з), и поэтому их при расчете высокочастотных колебаний конструкции от дебаланса роликов роликоопор можно не учитывать. Эти ролики из-за дебаланса выстраиваются в фазу. При поступлении грунта на ленту они поочередно через равные интервалы времени $\frac{l}{v}$ вовлекаются в движение, и сдвиг по фазам между $F_{ин}$ соседних роликоопор оказывается равным

$$\tau_0 = \frac{l - n\lambda d}{v} 2\pi, \quad (VI-61')$$

где n — число целых λd , укладывающихся в l .

Длина волны внешней нагрузки от нижних роликов вначале движения груженых транспортеров в соответствии с формулой (VI-61) оказывается равной $L = \frac{2\pi}{\tau_0}$. Однако в дальнейшем эта четкость формы внешней нагрузки в силу разности d и l различных роликов и различных участков будет исчезать. Для боковых роликов сдвиг по фазам $F_{ин}$ еще более неопределенен.

Применение методов математической статистики показывает, что расчетные динамические воздействия от дебаланса и эксцентриситета роликоопор для стреловых и консольных конструкций в целом вряд ли будут превышать 5% статических нагрузок.

От дебаланса и эксцентриситета роликов роликоопор могут возникать опасные вынужденные колебания резонансного характера, как правило, лишь в отдельных элементах металлоконструкций, которые обычно непосредственно воспринимают нагрузки от роликоопор.

§ 38. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ В ТРАНСПОРТЕРАХ

Причины возникновения динамических нагрузок в приводах транспортеров и в ленте рассмотрены в § 24.

Для исследования нагружений различных элементов, возникающих при пусках, в более точной постановке необходимо, например, в первые два уравнения (IV-157) и (IV-163) добавить движущие моменты электродвигателей привода. Исследования таких динамических систем представляет значительные трудности ввиду наличия распределенных массовых и жесткостных параметров в системе [11, 56, 66].

Если представить массу ленты с грунтом в виде ряда сосредоточенных масс, последовательно соединенных через определенные упругости, можно свести систему к многомассовой, для которой в случае привода транспортеров от асинхронных двигателей или по системе Г — Д решения не отличаются от исследованных систем в § 29. Максимально возможные и практически вряд ли достижимые нагрузки приводов и ленты можно определить при исследовании простейших систем по рис. 104, б и в. Так, если φ_1 — смещение массы J_M , φ_2 — смещение массы J'_M , то уравнения движения системы на рис. 104, в при пуске запишутся в виде

$$\left. \begin{aligned} J_M \ddot{\varphi}_1 + c(\varphi_1 - \varphi_2) = \dot{M}_{\partial\theta} = a - b\dot{\varphi}_1 = M_1 \left[1 - \frac{\dot{\varphi}_1}{\omega_0} \right]; \\ J'_M \ddot{\varphi}_2 - c(\varphi_1 - \varphi_2) = M_c, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VI-62})$$

где $M_{\partial\theta}$ — момент, обеспечиваемый двигателем;

M_c — момент внешнего сопротивления; ω_0 — угловая скорость вращения двигателей на холостом ходу.

При пуске на первой ступени характеристики максимальные динамические нагрузки в механизме привода и ленте можно выразить такой зависимостью:

$$\begin{aligned} M_{\partial} = c(\varphi_1 - \varphi_2) \approx M_c + \left(\frac{J'_M}{J_M + J'_M} M_{\partial\theta_1} - \frac{J_M}{J_M + J'_M} M_c \right) e^{-\frac{M_{\partial\theta_1}}{2J_M \omega_0} t} - \\ - \left(\frac{J'_M}{J_M + J'_M} \dot{M}_{\partial\theta_1} - \frac{J_M}{J_M + J'_M} \dot{M}_c \right) e^{-\frac{M_{\partial\theta_1}}{2J_M \omega_0} t} \cos p_1 t, \end{aligned} \quad (\text{VI-63})$$

где $p_1 = \sqrt{\frac{c(J_M + J'_M)}{J_M J'_M}}$;

$M_{\partial\theta_1}$ — пусковой момент первой ступени ($M_{\partial\theta_1} > M_c$).

Из формулы (VI-63) видно, что максимальные динамические нагрузки не должны превышать $J'_M (2M_{\partial\theta_1} - M_c) : (J_M + J'_M)$. В действительности вследствие сильного демпфирования возни-

кающих колебаний в ленте и на роликоопорах $M_{э}$ часто не превышает $M_{э1}$, а иногда и $M_{э2}$.

Подобным образом оцениваются и максимально возможные нагрузки, возникающие при мгновенных торможениях механизмов. Одновременно с расчетом динамических нагрузок в элементах привода и ленты при пуске выясняется возможность буксования ленты на барабане привода, которое вносит свои особенности в расчеты. В правильно спроектированных приводах транспортеров буксования ленты не возникает.

Важным при проектировании привода транспортеров является опережение растормаживания приводов при включении двигателей при пуске грузеных наклонных транспортеров, когда лента с грунтом может развить к моменту включения двигателей определенную скорость в обратном направлении, что иногда приводит к высоким динамическим нагрузкам в приводе и к потере натяжения ленты в пролете.

В зависимости от типа натяжного устройства и массы грузового натяжного устройства по-разному протекают динамические процессы при пусках и торможениях транспортеров.

Возможно возбуждение дополнительных колебаний, в основном локального свойства (между приводами), в двухдвигательных и двухбарабанных приводах в случае различия в наклоне пусковых характеристик, разных диаметров барабанов и при разновременном включении двигателей. Эти колебания исследуются на системах уравнений, аналогичных (VI-62), с соответствующими правыми частями и начальными условиями.

Неупругие потери в ленте и на роликоопорах учитываются в первом приближении соответствующими членами линейных дифференциальных уравнений второго порядка при рассмотрении многомассовых систем.

Периодические колебания в системе, возникающие при пусках и остановках транспортеров вследствие последовательного включения и выключения сопротивлений пускового реостата, от биений наружной поверхности барабана и колебания от периодических изменений скоростей барабана с частотой, равной угловой скорости его вращения, как правило, маломощны и не распространяются на всю длину ленты. Поэтому надо рассматривать ленту как элемент с распределенными массовыми и упругими параметрами, обладающий демпфирующими свойствами. При этом большую роль играет нелинейность продольной жесткости холостой ветви ленты.

Рассмотрим в качестве примера колебания системы, возникающие от биения наружной поверхности барабана, когда уравнение продольных колебаний рабочей ветви ленты имеет вид (IV-156). Колебания конца ленты на приводном барабане при угловой скорости его ω_0 имеют вид

$$y(0, t) = A \cos \omega_0 t. \quad (\text{VI-64})$$

Полагая согласно [57, 67], что волна упругих колебаний рас- пространяется только от барабана, уравнение (IV-156) перепи- шем в виде

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} - \bar{\eta} a^2 \frac{\partial^3 y}{\partial t \partial x^2} = 0, \quad (\text{VI-65})$$

где $a^2 = \frac{E_s F_s}{\rho}$; $\bar{\eta} = \frac{\mu}{E_s F_s}$.

Решение (VI-65) при $y(0, t) = A \cos \omega_0 t$ будем искать в виде $y(x, t) = f_1(x) \sin \omega_0 t + f_2(x) \cos \omega_0 t$. (VI-66)

Подставляя (VI-66) в (VI-65) получаем систему совместных линейных дифференциальных уравнений второго порядка для отыскания функций $f_1(x)$ и $f_2(x)$, которые имеют вид $e^{\lambda x} \sin \omega_0 x e^{-\lambda x}$.

Учитывая только прямую волну, в соответствии с граничным условием (VI-64) найдем для $y(x, t)$ окончательно:

$$y(x, t) = A e^{-\frac{\omega_0}{a} \cdot \frac{1}{\sqrt{2}} x} \sqrt{\frac{\sqrt{\eta^2 + 1} - 1}{1 + \eta^2}} x \times \times \cos \left[\omega_0 t - \frac{\omega_0 x}{a} \cdot \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\frac{\sqrt{\eta^2 + 1} + 1}{1 + \eta^2}} \right]. \quad (\text{VI-67})$$

Усилие в сечении ленты на барабане ($x = 0$) определим из выражения для текущего значения (VI-67):

$$P_{\partial} = E_s F_s \left[\frac{\partial u}{\partial x} + \bar{\eta} \frac{\partial^2 u}{\partial t \partial x} \right];$$

$$P_{\partial \max}(0) = E_s F_s A \frac{\omega_0}{a} (1 + \eta^2)^{1/4}. \quad (\text{VI-68})$$

Уравнение (VI-68) дает возможность определить максимальные нагрузки, возникающие от биения наружной поверхности барабана. Если биения наружной поверхности барабана не вызывают дополнительных усилий в холостой ветви из-за ее провисания, то на валу барабана могут возникать колебания момента с частотой ω_0 и амплитудой $M_{\partial \max} = P_{\partial \max}(0) r$, когда маховые массы привода много больше маховых масс колеблющихся участков ленты.

Для груженого приемного транспортера отвалобразователя ОШ-4500/180 при $\omega_0 = 8$ рад/сек, $a = 200$ м/сек, $E_s F_s = 1700$ т, $\mu = 1200$ тсек, $\eta = \frac{\mu}{E_s F_s} = 0.7$ сек и $A = 5$ мм получаем согласно формуле (VI-68) $P_{\max}(0) \approx 0,8$ т. Это соответствует колебаниям мощности $\Delta N \approx 40$ квт при установочной мощности привода приемного транспортера 250 квт.

7

ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ В РОТОРНЫХ ТРАНШЕЙНЫХ ЭКСКАВАТОРАХ

Как показывает анализ, в роторных траншейных экскаваторах наиболее значительные динамические нагрузки возникают при стопорении рабочего органа при встрече с препятствием. Кроме этого, особенно в экскаваторах с механическим приводом рабочего органа от двигателя внутреннего сгорания, могут возникать и опасные вынужденные колебания механизмов привода резонансного характера. Основными источниками вынужденных колебаний могут быть периодически изменяющийся крутящий момент двигателя, а при больших количествах сыпучек, особенно в экскаваторах с инерционной разгрузкой, и периодический характер изменения сопротивления грунта копанью на роторе.

Могут иметь место, так же как и в других машинах, вынужденные колебания в ряде элементов привода, вызванные неуравновешенностью вращающихся деталей экскаватора, ошибками в шаге и переменным передаточным отношением зубчатых колес и цепей и другими факторами.

Для рассмотрения вынужденных колебаний от периодического изменения внешних нагрузок всегда целесообразно предварительно проанализировать частоты и формы собственных колебаний динамической системы.

§ 39. АНАЛИЗ ЧАСТОТ И ФОРМ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ

При анализе частот собственных колебаний динамической системы роторного траншейного экскаватора нужно предварительно оценить возможность появления сколько-нибудь существенных резонансных колебаний.

Практика исследования судовых и автомобильных силовых установок показала, что в приводе от четырехтактных дизелей, которые используются на роторных экскаваторах, практический интерес могут представлять гармоник момента (при разложении в ряды Фурье) имеющие порядок от $\gamma_{\min} = 0,5$ до $\gamma_{\max} = 6$, и соответственно нижняя и верхняя границы частот колебаний

в герцах определяется как $\gamma_{\min} \frac{n}{60}$ и $\gamma_{\max} \frac{n}{60}$, где n — расчетное число оборотов двигателя в минуту.

Для роторных экскаваторов верхняя гармоника γ_{\max} обычно < 6 , и соответственно диапазон интересующих частот меньше.

Если принять $\gamma_{\max} = 6$, то границы искоемых частот, например для экскаватора ЭР-7 (§ 25), будут лежать при номинальных 1050 об/мин в пределах примерно 8 — 100 гц.

Наибольшие амплитуды периодического колебания момента сопротивления на роторе обычно имеют место при разработке тяжелых грунтов, особенно мерзлых.

Коэффициенты динамичности момента сопротивления на роторе при этом могут достигать значительных величин.

В этих случаях может оказаться практически необходимым описывать момент сопротивления разложением в ряд Фурье до гармоник пятого — шестого порядка.

При разработке же связных грунтов до III—IV групп, когда динамичность момента сопротивлений сравнительно невелика, достаточно разлагать до третьей гармоники.

Частота колебаний внешней нагрузки для γ -й гармоники определится как $\frac{\gamma z n_p}{60}$, где z — число ковшей на роторе; n_p — число оборотов ротора.

При $\gamma = 1 \div 6$ для момента сопротивления границы интересующих частот, например для экскаватора ЭР-7А, будут лежать в пределах 1—10 гц.

Для типовых динамических систем (рис. 106, б и 148),

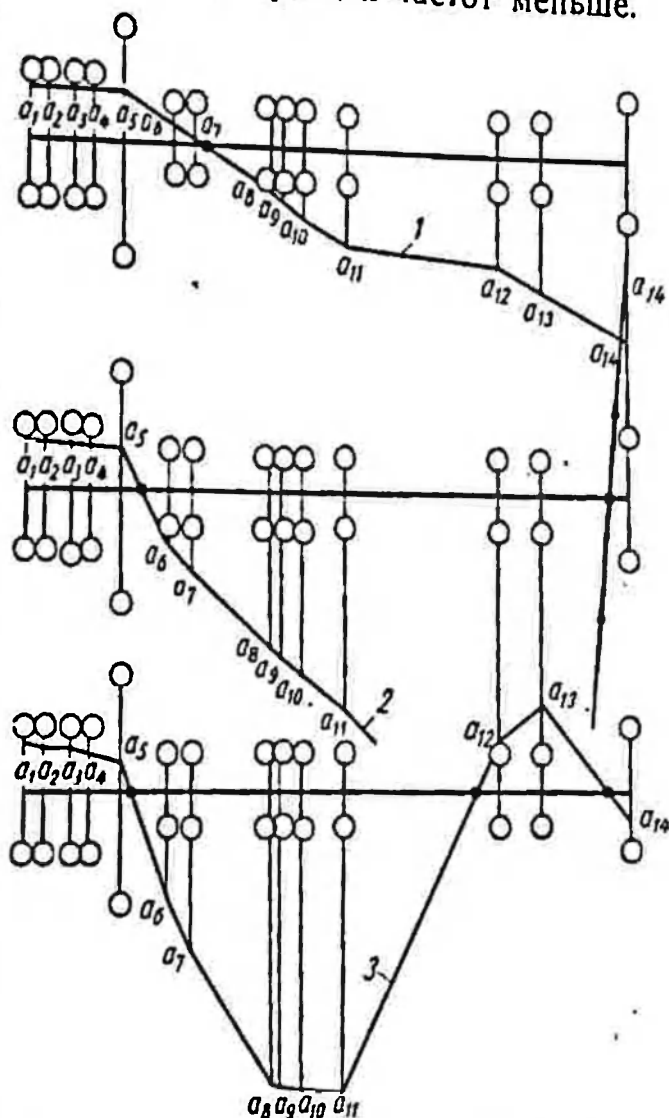


Рис. 148. Формы собственных колебаний привода ротора экскаватора ЭР-7А

Величина I_i для любого из участков валопровода определяется из выражения

$$I_{si} = \frac{J_p G}{c_i} = \frac{\pi d^4}{32} \cdot \frac{G}{c_i}, \quad (\text{VII-5})$$

где d — диаметр вала приведения;

G — модуль упругости второго рода;

c_i — приведенная жесткость участка валопровода (см. рис. 106, б).

Поскольку формы собственных колебаний близки к формам колебаний, имеющих место при вынужденных колебаниях в случае резонанса, это позволяет выяснить наиболее нагруженные участки валопровода. Самым нагруженным участком будет являться тот, на котором кривая формы колебаний $\bar{a} = f(l)$ имеет место наибольший угол наклона к оси абсцисс.

В качестве примера определения частот и форм собственных колебаний изложенным методом ниже приведена табл. 14, составленная по методу Хольцера для первой формы, отвечающей наиболее низкой частоте собственных колебаний $p_1 = 74 \text{ рад/сек}$ динамической системы привода ротора опытного экскаватора ЭР-7А (рис. 106, б). Общее передаточное отношение привода ротора $i = 220$.

На рис. 148 приведены три первые формы (1, 2, 3) собственных колебаний для этой системы, отвечающие трем первым частотам.

§ 10. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ

ПРИ ВЫНУЖДЕННЫХ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЯХ

ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДА ОТ ВНЕШНИХ ПЕРИОДИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

При воздействии периодических внешних нагрузок $M_i(t)$ на динамическую систему (рис. 148) вынужденные колебания ее элементов с учетом демпфирующих сопротивлений, приведенных к вязкому трению, пропорциональному скорости, могут быть описаны системой уравнений типа

$$J_i \ddot{\varphi}_i + c_i (\dot{\varphi}_i - \dot{\varphi}_{i+1}) - c_{i-1} (\dot{\varphi}_{i-1} - \dot{\varphi}_i) + n_i' \dot{\varphi}_i = M_i(t), \quad (\text{VII-6})$$

где n_i' — коэффициент демпфирования колебаний i -й массы.

Внешними периодическими нагрузками для динамической системы роторного траншейного экскаватора (см. рис. 16) будут момент сопротивлений на роторе (см. рис. 38), переменная часть которого может быть представлена гармоническими составляющими в соответствии с выражением (II-33), и движущий момент, обеспечиваемый двигателем. Момент от двигателя внутреннего сгорания складывается из моментов каждого из цилиндров двигателя.

Кривую момента от одного цилиндра за рабочий цикл для динамических расчетов выражают как сумму среднего момента и гармонических составляющих, получающихся при разложении переменной части момента для четырехтактного двигателя в ряд Фурье [71]:

$$M_{\partial s} = \bar{M}_{ср} + \sum_{\gamma=2,5}^{\gamma=\infty} M_{\gamma} \sin(\gamma\theta t + \psi), \quad (\text{VII-7})$$

где $\bar{M}_{ср}$ — средний момент от давления газов за цикл;

M_{γ} — амплитуда γ -й гармоники;

θ — средняя угловая скорость вала двигателя.

При анализе колебаний среднее значение внешних нагрузок обычно не учитывается, так как они вызывают постоянную во времени деформацию в элементах привода. Суммарное воздействие от всех гармоник внешних нагрузок получается сложением в каждый момент перемещений, соответствующих отдельным гармоническим составляющим.

Исходя из этого система уравнений (VII-6) может быть переписана в виде

$$J_1 \ddot{\varphi}_{\gamma, i} + c_i (\varphi_{\gamma, i} - \varphi_{\gamma, i-1}) - c_{i-1} (\varphi_{\gamma, i-1} - \varphi_{\gamma, i}) + n_i \dot{\varphi}_{\gamma, i} = M_{\gamma, i} \sin(\gamma\theta t + \psi), \quad (\text{VII-8})$$

где γ — порядок гармоники.

А. Резонансные колебания

Выразим систему (VII-8) через амплитуды гармонических колебаний сосредоточенных масс [32]. Учитывая, что при резонансе формы собственных и вынужденных колебаний практически совпадают ($\rho = \gamma\theta$), а сдвиг по фазе между возбуждающим внешним моментом и перемещением массы равен 90° , после ряда преобразований получаем выражение

$$\pi \rho \sum_{i=1}^n n_i a_{\gamma, i}^2 = \pi \sum_{i=1}^n M_{\gamma, i} a_{\gamma, i}. \quad (\text{VII-9})$$

Выражение (VII-9) характеризует равенство за период колебаний работ трения от демпфирующих сопротивлений в динамической системе и работ от возбуждающих внешних моментов, воздействующих на элементы системы, т. е. выражение (VII-9) может быть переписано как

$$\sum A_{тр} = \sum A_{в}. \quad (\text{VII-9}')$$

Это равенство определяет практический путь определения амплитуд колебаний при резонансе.

Работа, производимая внешним моментом $M \sin(pt + \beta)$ при гармонических колебаниях массы, имеющей скорость $\dot{\varphi} = a p \cos pt$, за период колебаний T будет

$$A_0 = \int_0^T M \sin(pt + \beta) a p \cos pt dt = \pi a M \sin \beta. \quad (\text{VII-10})$$

При $\beta = 90^\circ$

$$A_0 = \pi a M. \quad (\text{VII-11})$$

При определении суммарной работы от определенной гармонической внешней нагрузки, определяемой моментом двигателя внутреннего сгорания, следует учитывать, что составляющие

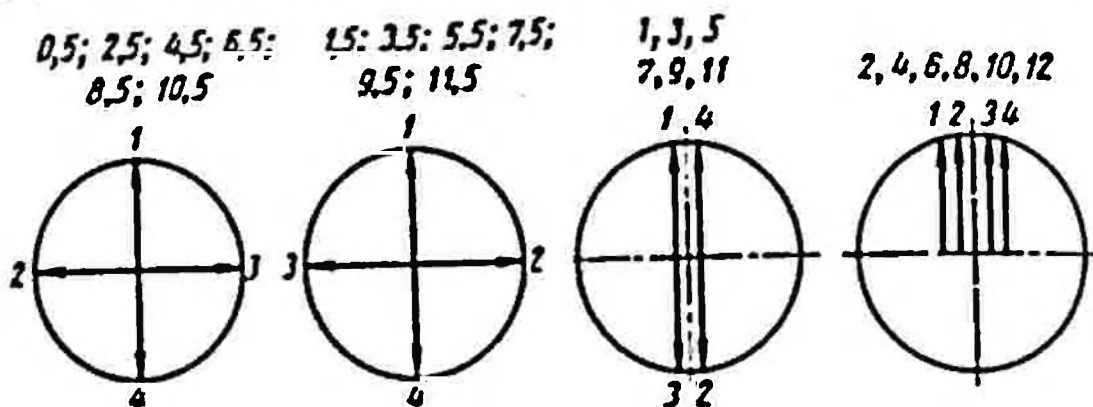


Рис. 147. Фазовые диаграммы двигателя КДМ-100

гармоник, действующие на различные цилиндры, имеют сдвиг по фазе и проходят свои максимальные амплитудные значения в разное время.

В качестве примера на рис. 149 приведены фазовые диаграммы для двигателя КДМ-100, обеспечивающего привод трамшейного экскаватора ЭР-7А. Поэтому суммирование работ от момента двигателя целесообразно вести не в порядке нумерации масс, а в порядке прохождения максимумов гармонических составляющих возбуждающих моментов, действующих на отдельные массы системы. Работа, совершаемая за цикл всеми цилиндрами, может быть выражена как

$$A_{\Sigma 0} = \pi a_{\gamma,1} M_{\gamma} (\bar{a}_1 \sin e_1 + \bar{a}_2 \sin e_2 + \dots + a_n \sin e_n), \quad (\text{VII-12})$$

где $a_{\gamma,1}$ — амплитуда колебания первой массы от γ -й гармоник;

$\bar{a}_{1,2,3,\dots}$ — относительные амплитуды колебания масс кривошипно-шатунного механизма двигателя, которые берутся из таблицы Хольцера (см. табл. 14).

Таблица Хольцера для первой формы колебаний ($\rho_1^2 = 0,55 \cdot 10^4 \text{ рад}^2/\text{сек}^2$)
динамической системы по рис. 148

№ массы по рис. 148	Момент инерции в кг·см·сек ² J	$J\rho^2$	Амплитуда $\frac{a}{\rho}$ в рад	Инерционный момент $J\rho \cdot \ddot{\alpha}$	Суммарный инерционный момент $\Sigma J\rho^2 \ddot{\alpha}$	Крутильная жесткость кг·см/рад c	Относительный угол кручения вала $\Delta = \frac{\Sigma J\rho^2 \ddot{\alpha}}{c}$
1	2,77	$1,52 \cdot 10^4$	1,0	$1,52 \cdot 10^4$	$1,52 \cdot 10^4$	$2370 \cdot 10^4$	0,00064
2	2,77	$1,52 \cdot 10^4$	0,99936	$1,52 \cdot 10^4$	$3,04 \cdot 10^4$	$1900 \cdot 10^4$	0,0016
3	2,77	$1,52 \cdot 10^4$	0,99776	$1,52 \cdot 10^4$	$4,56 \cdot 10^4$	$2370 \cdot 10^4$	0,00152
4	2,77	$1,52 \cdot 10^4$	0,99584	$1,512 \cdot 10^4$	$6,072 \cdot 10^4$	$1580 \cdot 10^4$	0,00384
5	112,5	$62 \cdot 10^4$	0,992	$61,5 \cdot 10^4$	$67,572 \cdot 10^4$	$100 \cdot 10^4$	0,670
6	0,24	$0,13 \cdot 10^4$	0,316	$0,041 \cdot 10^4$	$67,612 \cdot 10^4$	$200 \cdot 10^4$	0,338
7	0,6	$0,33 \cdot 10^4$	-0,022	$-0,0072 \cdot 10^4$	$67,605 \cdot 10^4$	$60 \cdot 10^4$	1,13
8	0,6	$0,33 \cdot 10^4$	-1,152	$-0,38 \cdot 10^4$	$67,225 \cdot 10^4$	$500 \cdot 10^4$	0,134
9	0,14	$0,077 \cdot 10^4$	-1,286	$-0,099 \cdot 10^4$	$67,125 \cdot 10^4$	$200 \cdot 10^4$	0,335
10	0,12	$0,066 \cdot 10^4$	-1,622	$-0,107 \cdot 10^4$	$67,019 \cdot 10^4$	$100 \cdot 10^4$	0,671
11	0,12	$0,066 \cdot 10^4$	-2,293	$-0,151 \cdot 10^4$	$66,868 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	22,25
12	0,43	$0,236 \cdot 10^4$	-24,543	$-5,8 \cdot 10^4$	$61,07 \cdot 10^4$	$4,7 \cdot 10^4$	13
13	0,37	$0,503 \cdot 10^4$	-37,513	$-7,6 \cdot 10^4$	$53,47 \cdot 10^4$	$1,4 \cdot 10^4$	38,2
14	1,3	$0,715 \cdot 10^4$	-75,743	$-54,2 \cdot 10^4$	$0,73 \cdot 10^4$		

Выражения в скобках в формуле (VII-12) есть проекции векторов на горизонтальную ось координат, поэтому выражение (VII-12) может быть переписано в виде

$$A_{\text{св}} = \lambda a_{\tau} \cdot M_{\tau} \left| \sum_1^k \bar{a}_i \right|. \quad (\text{VII-13})$$

где $\left| \sum_1^k \bar{a}_i \right|$ — сумма векторов относительных амплитуд, которую можно получить в виде векторной диаграммы суммы относительных амплитуд, направленных параллельно векторам фазовой диаграммы γ -го порядка.

Достаточно точное определение $\Sigma M_{\tau p}$ представляет значительную сложность, так как требует определения всех демпфирующих сопротивлений в динамической системе. Наиболее значительным демпфирующим сопротивлением в динамических системах привода траншейного экскаватора, как показал анализ С. П. Николаева [52], является рассеяние энергии на гистерезисе при деформации элементов конструкции.

В соответствии с данными многих исследований [60] рассеивание энергии в единице объема материала детали в $\text{кг} \cdot \text{см} / \text{см}^3$ при деформации за цикл колебаний определяется зависимостью:

$$A_{\text{тр. в}} = f \sigma_a^m. \quad (\text{VII-14})$$

где σ_a — амплитуда колебаний напряжений в $\text{кг} / \text{см}^2$;
 f и m — опытные коэффициенты, зависящие от свойств материала детали и вида деформации.

Величина коэффициента m в среднем для сталей при кручении составляет $m = 2.5$, а f определяется зависимостью

$$f = \frac{0.55}{10^6 \sigma_p^{1.7}}. \quad (\text{VII-15})$$

где σ_p — предел прочности материала на растяжение.
 Исследования показывают, что при одних и тех же напряжениях в материале рассеивание энергии при растяжении-сжатии примерно в 4 раза меньше, чем при кручении.

Исходя из формулы (VII-14) рассеивание энергии в $\text{кг} \cdot \text{см} / \text{см}^3$ для деформации кручения сплошного вала постоянной длины с учетом неравномерности распределения напряжений по сечению записывается как

$$A_{\text{тр. в}} = \frac{2f}{2 + m} v \tau_a^m. \quad (\text{VII-16})$$

где v — объем деформируемого вала в см^3 ;

τ_a — амплитуда колебания касательных напряжений на поверхности вала.

Для случая резонансных колебаний, выражая τ_a через амплитуды колебаний масс и диаметр вала d , зависимость (VII-16) может быть переписана в виде, удобном для расчета при использовании табл. 14:

$$A_{mp. \partial} = \frac{2i}{2+m} a_1^m v \left[\frac{c_i \Delta i}{0,2d^3} \right]^m, \quad (\text{VII-17})$$

где c_i — жесткость рассматриваемого участка вала приведенной динамической системы;

a_1 — амплитуда колебания первой массы;

Δ — относительный угол закручивания участка вала системы;

i — передаточное отношение от вала приведения до рассматриваемого реального вала;

d — диаметр вала.

Для полых валов выражение (VII-17) следует умножить на коэффициент

$$k = \frac{1 - \left(\frac{d_o}{d_n} \right)^2}{\left[1 - \left(\frac{d_o}{d_n} \right)^4 \right]^m},$$

где d_o и d_n — внутренний и наружный диаметры вала.

Суммарная энергия, рассеиваемая при кручении, определится как сумма энергий, рассеиваемых отдельными валами.

Для двигателей внутреннего сгорания рекомендуется суммарный коэффициент демпфирования n' определять как [15]:

$$n' = n'_{\partial} F_n r^2, \quad (\text{VII-18})$$

где $n'_{\partial} \approx 0,005 \div 0,007$ кг·сек/см³ — удельный коэффициент демпфирования;

F_n — площадь поршня в см²;

r — радиус кривошипа коленчатого вала в см.

В элементах привода экскаваторов имеет место также потеря энергии на трение в подшипниках, зубчатых, цепных и других передачах, в опорно-направляющих механизмах и на рабочем органе. Однако эти силы трения могут сказываться на затухании вынужденных колебаний только в тех случаях, когда направление этих сил вследствие изменения знака скорости периодически меняется, т. е. если будет соблюдаться требование

$$\Phi_{\partial} > \frac{\omega}{p}, \quad (\text{VII-19})$$

где a_0 — приведенная амплитуда колебания детали;
 ω — угловая скорость вала привода;
 p — круговая частота колебаний.

Анализ экскаватора ЭР-7А показал, что данное условие практически не соблюдается, и поэтому указанные силы трения не должны оказывать существенного влияния на крутильные колебания механизмов привода от периодических сил.

Появление демпфирующих сопротивлений возможно также в неподвижных соединениях передач и других элементах роторных экскаваторов. Оценить их пока не представляется возможным, однако если судить по данным исследования силовых

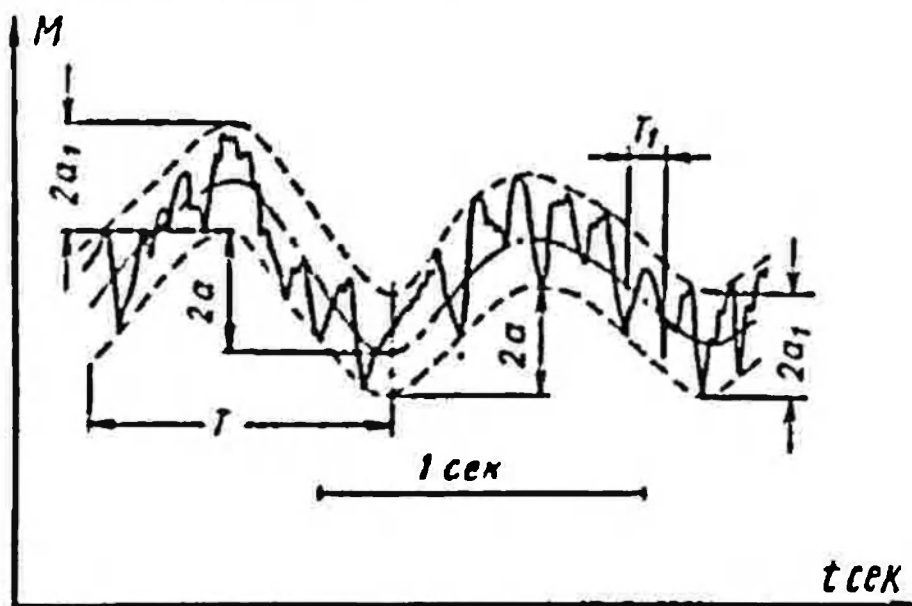


Рис. 150. Колебания крутящего момента в приводе ротора экскаватора ЭР-7А

установок других машин [70], величина этих демпфирующих сопротивлений незначительна.

Рассмотрим определение амплитуды резонансных колебаний в приводе на примере роторного экскаватора ЭР-7А. При испытаниях этой машины [23, 24] были зафиксированы на полуоси (см. рис. 106, а) периодические колебания крутящего момента с периодами T и T_1 (рис. 29, а). Применение метода огибающих к анализу этих экспериментальных данных (рис. 150) позволило установить, что в трансмиссии привода экскаватора устойчиво проявляются колебания с двумя основными частотами, отвечающими периодам T и T_1 . Соответственно частоты этих колебаний, например при числе оборотов двигателя $n_{0a} = 1060$ об/мин ($f_0 = 17,7$ об/сек), составляли при испытаниях $\theta = 1,16$ гц и $\theta_1 = 8,6$ гц.

Колебания с низкой частотой θ определяются колебаниями сопротивления грунта копанью на роторе, связанными с периодическими входами и выходами ковшей из грунта (рис. 38).

Колебания с более высокой частотой θ_1 очень близко отвечают частоте изменения половинной гармоники момента двигателя, поскольку соотношение $\frac{i_2}{\theta_1} = \frac{17,7}{8,6} = 0,485$.

Анализ амплитуды колебаний с частотой θ_1 указывает на возникновение резонансных колебаний динамической системы по первой форме с гармоникой момента двигателя $\gamma = 0,5$.

Для определения амплитуды резонансных колебаний воспользуемся равенством (VII-9).

Работа, совершаемая гармоникой момента $\gamma = 0,5$ четырехцилиндрового двигателя КДМ-100, при данной форме колебаний определится по формуле (VII-13) как

$$A_{d0,5} = \pi M_{0,5} a_1 \left| \sum_1^4 \bar{a}_i \right|.$$

Амплитуда 0,5 гармоники от действия газов момента двигателя КДМ-100, рассчитанная [52] с использованием индикаторной диаграммы, имеет величину $M_{0,5} = 48,5$ кгм для номинальной мощности.

Учитывая фазовую диаграмму для $\gamma = 0,5$ (рис. 149) и величины относительных амплитуд первых четырех масс из табл. 14, геометрическую сумму $\left| \sum_1^4 \bar{a}_i \right|$ можно вычислить без построения векторной диаграммы:

$$\left| \sum_1^4 \bar{a}_i \right| = \sqrt{\left(\sum_1^4 \bar{a}_i \sin \beta \right)^2 + \left(\sum_1^4 \bar{a}_i \cos \beta \right)^2} = 0,00445,$$

где β — фазовый угол, который в соответствии с рис. 149 равен для \bar{a}_1 $\beta = 0$; для \bar{a}_2 $\beta = 270^\circ$; для \bar{a}_3 $\beta = 90^\circ$ и для \bar{a}_4 $\beta = 180^\circ$.

Отсюда получим: $A_{d0,5} = 3,14 \cdot 48,5 \cdot 0,00445 a_1 = 0,655 a_1$ кгм, где a_1 в радианах.

Если учесть только основные потери энергии колебаний системы, вызванные гистерезисом для данной формы колебаний, то проведенные расчеты по формуле (VII-17) дают величину работы для механизма привода экскаватора ЭР-7А [52] $A_{тр} = 42\,300 a_1^{2,5}$ кгм. Исходя из равенства энергии (VII-9), имеем $0,655 a_1 = 42\,300 a_1^{2,5}$. Откуда величина амплитуды первой массы будет равна $a_1 = 0,000316$ рад.

Величина амплитуды резонансных колебаний момента с частотой 8,6 гц, которая при экспериментах фиксировалась на полуоси моста привода ротора (рис. 106, а), составляла в среднем при работе на этой скорости двигателя $M_{вп} = 8$ кгм. По

расчету же будем иметь значение в соответствии с данными табл. 14 для одиннадцатого участка системы:

$$M_{\partial n} = \frac{c_{11}}{2} \Delta_{11} i a = 0,000316 \frac{3 \cdot 10^3}{2} \cdot 22,25 \cdot 8,25 = 8,8 \text{ кгм.}$$

Как видно, полученная расчетная величина достаточно хорошо совпадает с экспериментальными данными.

Увеличенное на $\sim 10\%$ расчетное значение объясняется тем, что в расчетах не учтены все виды демпфирующих сопротивлений, а также полученной несколько более высокой расчетной частотой колебаний системы по первой форме по сравнению с экспериментальной.

Б. Нерезонансные колебания

Расчет динамических нагрузок при нерезонансных вынужденных колебаниях может представлять практический интерес, во-первых, в случаях анализа амплитуд около резонансных зон и, во-вторых, в случаях необходимости определения суммарных перемещений отдельных масс от действия внешних периодических нагрузок, не резонирующих с главными формами колебаний.

При расчете механизмов привода экскаваторов это делать приходится редко, поэтому остановимся на этом кратко.

Учитывая, что в нерезонансных зонах демпфирующие сопротивления практически не сказываются на значениях амплитуд вынужденных колебаний, уравнения (VII-6) могут быть упрощены исключением четвертого члена в левой части, содержащего коэффициент демпфирования колебаний n'_j , и записаны в виде

$$J_j \ddot{\varphi}_j + c_j (\varphi_j - \varphi_{j+1}) - c_{j-1} (\varphi_{j-1} - \varphi_j) = M_j(t), \quad (\text{VII-20})$$

где $j = 1, 2, 3, \dots, n$ — номер массы динамической системы.

В этих случаях ввиду необходимости определения суммарного действия от гармоник внешней нагрузки одинакового порядка необходимо учитывать их начальные фазы. Поэтому решение упрощенной системы (VII-6) целесообразно выразить в комплексной форме.

Частные решения уравнений (VII-6) без учета затухания, соответствующие установившимся вынужденным колебаниям, могут быть выражены в данном случае в виде

$$\varphi_j = a_j \cos(\theta t - \alpha), \quad (\text{VII-21})$$

где θ — круговая частота колебаний внешней нагрузки.

Учитывая, что по формуле Эйлера

$$e^{i\varphi} = \cos \varphi + i \sin \varphi, \quad (\text{VII-22})$$

и для действительной величины ϕ комплексного числа $e^{i\phi}$ равна $\text{Re}(e^{i\phi}) = \cos \phi$, зависимость (VII-21) можно переписать в виде

$$\varphi_j = \text{Re}(a_j e^{-i\alpha} e^{i\omega t}) = \text{Re}(\bar{a}_j e^{i\omega t}), \quad (\text{VII-23})$$

где $\bar{a}_j = a_j e^{-i\alpha} = a_j \cos \alpha - i a_j \sin \alpha = A - iB$ является комплексной амплитудой колебаний j -й массы.

Соответственно выражение для гармонического момента будет иметь вид

$$M_j \cos(\omega t - \alpha) = \text{Re}(\bar{M}_j e^{i\omega t}), \quad (\text{VII-24})$$

где \bar{M}_j — комплексная амплитуда момента.

Подставив значения (VII-23) и (VII-24) в исходную систему уравнений (VII-6) без члена, содержащего n'_j , получим

$$J_1 \bar{a}_1 (\omega^2 + c_1 (\varphi_1 - \varphi_{1+1}) - c_{1-1} (\varphi_{1-1} - \varphi_1)) = \bar{M}_j. \quad (\text{VII-25})$$

Сложив почленно уравнения (VII-25), получим уравнение для определения амплитуд колебания отдельных масс:

$$\omega^2 (J_1 \bar{a}_1 + J_2 \bar{a}_2 + \dots + J_n \bar{a}_n) = -M_j. \quad (\text{VII-26})$$

Выразив далее амплитуды колебаний отдельных масс, например, через амплитуды первой массы и подставив полученные значения в уравнение (VII-26), получаем линейное уравнение относительно первой массы. Дальнейшее определение амплитуд целесообразно вести в табличной форме, подобно табл. 15, где, кроме данных, используемых для определения частот собственных колебаний, вводится колонка с величиной комплексной амплитуды момента.

Следует отметить в заключение, что в динамических системах, например типа экскаватора ЭР-7А (рис. 106), амплитуды вынужденных колебаний в элементах конструкции, возникающих от периодического изменения момента от сопротивления грунта копанью на роторе, вследствие того что его частота изменения ω значительно меньше наиболее низкой частоты собственных колебаний системы p_1 , могут практически рассчитываться так же, как при статическом приложении внешней нагрузки.

§ 41. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ ПРИ СТОПОРЕНИИ РАБОЧЕГО ОРГАНА

Как уже было отмечено в гл. I (см., например, рис. 29, б), в случае стопорения ротора при встрече ковшей с препятствием в грунте в виде крупных камней и др., могут возникать значительные динамические нагрузки на рабочем органе и в механизмах привода роторных траншейных экскаваторов. Нетрудно

показать, например, для одноковшовых экскаваторов [20], что при практических расчетах динамических нагрузок, возникающих в элементах привода и рабочем органе в процессе стопорения рабочего органа, полные и сложные динамические системы типа рис. 106, б, можно упростить до систем с двумя и одной степенью свободы типа представленных на рис. 151.

По схеме на рис. 151, а проводится расчет динамических нагрузок в элементах привода и рабочем органе при отсутствии муфты предельного момента, а также в конструкциях с муфтой

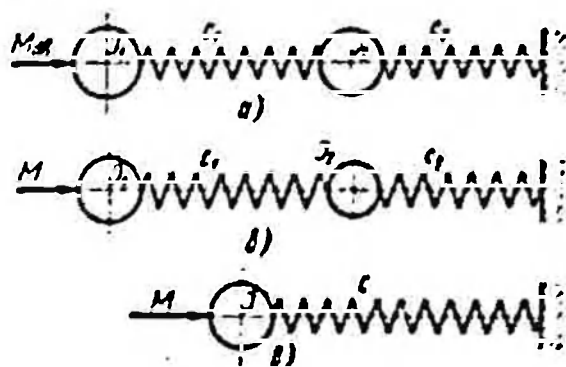


Рис. 151. Упрощенные динамические системы привода ротора экскаватора ЭР-7А при стопорении

для времени, когда динамические нагрузки M_2 меньше нагрузок M обеспечиваемых муфтой. На схеме обозначено: J_1 — суммарный момент инерции двигателя и всех элементов привода до ротора; J_2 — момент инерции ротора; c_1 — суммарная жесткость элементов привода ротора; c_2 — суммарная жесткость режущего инструмента (зуба), элементов ротора и препятствия; M_0 — момент, обеспечиваемый

двигателем. При срабатывании муфты предельного момента в приводе $M_2 = M_{\max}$. Эта схема распадается на две части: ведущую (от двигателя до муфты) и ведомую (за муфтой) с рабочим органом.

Как показывает анализ, динамические нагрузки в ведущей части привода при стопорении рабочего органа практически могут определяться величиной максимального крутящего момента M_{\max} , передаваемого муфтой.

Поэтому анализу должны подвергаться при стопорении ротора в первую очередь динамические нагрузки в ведомой части привода и рабочем органе.

Упрощенными расчетными схемами для ведомой части могут служить схемы по рис. 151, б и в.

На рис. 151, б обозначено: M — момент, обеспечиваемый муфтой; J_1 — суммарный момент инерции ведомой части муфты и других вращающихся деталей, расположенных до наиболее упругого элемента привода ротора (для ЭР-7А, например, до вала привода ротора); J_2 — момент инерции ротора; c_1 — суммарная жесткость механизмов привода от муфты до ротора; c_2 — суммарная жесткость режущего инструмента, элементов ротора и препятствия.

Расчетная схема на рис. 151, в является наиболее упрощенной, которой можно пользоваться, например, когда c_2 значительно меньше c_1 . В этом случае по схеме: J — суммарный мо-

мент инерции всех вращающихся масс привода ведомой части и ротора; c — суммарная жесткость элементов привода ведомой части, режущего инструмента, элементов ротора и препятствия ($c = \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2}$).

Расчетную схему на рис. 151, в можно использовать также для определения максимальных динамических нагрузок в механизмах привода ротора вместо схемы на рис. 151, б в том случае, когда $J_2 \gg J_1$, а жесткости c_1 и c_2 соразмерны. Тогда величина J берется равной J_1 по схеме на рис. 151, б, а жесткость c — равной c_1 .

В соответствии со схемами на рис. 151 для расчета динамических нагрузок, возникающих при стопорении ротора, могут быть использованы расчетные формулы, предложенные нами для одноковшовых экскаваторов [20]. Так, например, у экскаваторов с фрикционной муфтой предельного момента для ведомой части, сводимой к расчетной схеме на рис. 151, б, максимальные динамические нагрузки могут быть определены, если разница в частотах собственных колебаний p_1 и p_2 является существенной, по формулам:

для элементов привода

$$M_{\partial 1 \max} = M_{\max} + \frac{\omega_0 J_1 p_1 p_2}{p_2 - p_1}; \quad (\text{VII-27})$$

для режущего инструмента и рабочего органа

$$M_{\partial 2 \max} = M_{\max} + \frac{\omega_0 c_2}{(p_2^2 - p_1^2)} \left[\frac{p_2^2 + p_1^2}{p_1 p_2} - \frac{J_1 (p_1^2 p_2 + p_2^2 p_1)}{c_1} \right], \quad (\text{VII-28})$$

где M_{\max} — момент, обеспечиваемый муфтой предельного момента при ее проскальзывании;

ω_0 — скорость элементов привода к моменту начала проскальзывания муфты;

J_1, J_2, c_1, c_2 — параметры динамической системы по рис. 151, б;
 p_1 и p_2 — собственные частоты системы, определяемые по формуле

$$p_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \left(\frac{c_1}{J_1} + \frac{c_1 + c_2}{J_2} \right) \pm \sqrt{\left[\frac{1}{2} \left(\frac{c_1}{J_1} + \frac{c_1 + c_2}{J_2} \right) \right]^2 - \frac{c_1 c_2}{J_1 J_2}}. \quad (\text{VII-29})$$

В случае, если частоты p_1 и p_2 незначительно разнятся, тогда для определения максимальных динамических нагрузок следует воспользоваться соответствующими исходными зависимостями [20].

Скорость ω_0 в общем виде должна определяться из решения уравнений для динамической системы на рис. 151, а, при

граничных условиях, когда нагрузка в первом упругом элементе достигает величины момента, обеспечиваемого муфтой, т. е. при $M_{01} = M_{max}$. Стопореие возможно при начальных условиях, когда двигатель при копании наиболее тяжелых расчетных грунтов загружен максимальным моментом сопротивления M_{cmax} (обычно близким M_{max}). Кроме того, маховые массы привода J_1 велики и при небольшом нарастании момента в приводе от M_c до M_{max} в процессе стопорения начальная (номинальная) скорость привода ω_n практически не успеваеt существенно измениться. Поэтому значение ω_0 можно принимать равным номинальной скорости ω_n , соответствующей нагрузке привода максимальным моментом сопротивления M_{cmax} , и отдаче двигателем номинальной мощности.

Полученные при расчете динамические нагрузки будут несколько выше действительных. При этом разница будет получаться тем меньше, чем больше жесткость препятствия.

Расчет динамических нагрузок по упрощенной одномассовой динамической системе на рис. 151, а может вестись по формуле (VII-30):

$$M_{dmax} = \omega_0 \sqrt{Jc} + M_{max}. \quad (VII-30)$$

Когда привод ротора осуществляется от электродвигателя или от гидродвигателя без наличия в механизме фрикционной муфты предельного момента, в расчетных формулах (VII-27), (VII-28) и (VII-30) вместо максимального момента муфты M_{max} следует подставлять значение [20]: $0,5(M_{max} + M_0)$ — для привода от электродвигателей; $(0,75M_{max} + 0,25M_0)$ — для привода от гидродвигателей, где в данном случае M_{max} определяется величиной стопорного момента двигателя, а M_0 равно начальной нагрузке в механизме перед стопорением. В этих случаях величину ω_0 нужно определять по механической характеристике двигателей для нагрузки, соответствующей M_0 .

Рассмотрим пример определения динамической нагрузки для роторного экскаватора ЭР-7А при стопорении его рабочего органа, отвечающий условиям получения осциллограммы, представленной на рис. 29, б. В этом случае ведомая часть привода при скольжении муфты (рис. 106, а), которое происходит при моменте, приведенном к валу двигателя, $M_{max} = 46$ кгм имела приведенную начальную скорость $\omega_0 = 120$ 1/сек. Максимальный динамический момент составлял $M_{dmax} = 155$ кгм. Жесткость препятствия при испытаниях не определялась.

Параметры основной расчетной схемы ведомой части по рис. 151, б будут: $J_1 = 0,77$ кгсмсек²; $J_2 = 4,9$ кгсмсек², $c_1 = 1,5 \cdot 10^4$ кгсм/рад.

Жесткость c_2 можно определить косвенно, исходя из периода основных колебаний $T_1 \approx 0,2$ сек, проявляющихся на осцилло-

граммах процесса стопорения (см. рис. 29, б), по формуле (VII-29), если поставить в нее значение круговой частоты

$$\rho_1 = \frac{2\pi}{T_1} = \frac{6,28}{0,2} = 31,4 \text{ 1/сек.}$$

Однако оценить эту жесткость можно более коротким путем исходя из расчетной схемы на рис. 151, в.

Из формулы, определяющей период колебаний $T = 2\pi \sqrt{\frac{J}{c}}$, найдем суммарную жесткость системы c при $T = 0,2$ сек и $J = J_1 + J_2 = 5,67 \text{ кгсмсек}^2$:

$$c = \frac{4\pi^2 J}{T^2} = \frac{4 \cdot 9,8 \cdot 5,67}{0,04} = 0,55 \cdot 10^4 \text{ кг} \cdot \text{см/рад.}$$

Исходя из формулы $c = \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2}$ получим, что жесткость будет составлять $c_2 = 0,87 \cdot 10^4 \text{ кгсм/рад}$, т. е. соразмерна с жесткостью c_1 .

Учитывая, что J_2 в 6 раз превосходит J_1 в схеме по рис. 151, б, а жесткости c_1 и c_2 соразмерны, расчет динамических нагрузок в механизме привода, где они фиксировались при испытаниях, можно вести исходя из формулы (VII-30), где $\bar{J} = \bar{J}_1 = 0,0077 \text{ кгмсек}^2$; $c = c_1 = 1,5 \cdot 10^2 \text{ кгм/рад}$:

$$M_{\partial \text{ max}} = 120 \sqrt{0,0077 \cdot 1,5 \cdot 10^2 + 46} = 129 + 46 = 175 \text{ кгм.}$$

Полученное значение динамического момента незначительно (на $\sim 13\%$) превышает экспериментальную величину по осциллограмме на рис. 29, б.

8

ОСНОВЫ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ НА ПРОЧНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ПО ВЫНОСЛИВОСТИ

§ 42. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Учитывая сложный динамический характер изменения нагрузок большинства узлов и деталей роторных экскаваторов и отвалообразователей, расчет их следует проводить по статическую прочность и долговечность по выносливости.

Методические указания по расчету основных механизмов привода и элементов металлоконструкций роторных экскаваторов и отвалообразователей на статическую прочность и долговечность по выносливости с учетом динамических нагрузок базируются на общих методах расчета деталей машин [20].

Статическая прочность деталей экскаваторов и отвалообразователей обеспечивается расчетом их на максимальные редкодействующие нагрузки, определяемые из наиболее неблагоприятных редкодействующих, но вполне вероятных и практически возможных по условиям эксплуатации машины сочетаний нагрузок.

При уточненных расчетах элементов конструкции условия их статической прочности можно записать в виде:

при одноосном напряженном состоянии

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{пред}}{\sigma_{max}} \geq n_{min} \quad \text{или} \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{пред}}{\tau_{max}} \geq n_{min}; \quad (\text{VIII-1})$$

при сложном напряженном состоянии

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq n_{min}; \quad (\text{VIII-2})$$

где σ_{max} или τ_{max} — максимальные нормальные или касательные напряжения в детали или элементе металлоконструкции, определяемые максимальными редкодействующими нагрузками;

$\sigma_{пред}$ или $\tau_{пред}$ — предельные нормальные или касательные напряжения.

Для деталей, изготовляемых из пластичных материалов (мало- и среднеуглеродистые и низколегированные стали), $\sigma_{пред}$ и $\tau_{пред}$ могут быть определены как

$$\sigma_{пред} = \sigma_T \epsilon_\sigma \text{ или } \tau_{пред} = \tau_T \epsilon_\tau, \quad (\text{VIII-3})$$

где σ_T и τ_T — пределы текучести, полученные на образцах;
 ϵ_σ и ϵ_τ — масштабный фактор [62, 20].

Для деталей из малопластичных материалов (закаленные стали и т. п.) следует учесть также влияние концентрации напряжений; тогда

$$\sigma_{пред} = \frac{\sigma_\sigma}{k_\sigma} \epsilon_\sigma \text{ или } \tau_{пред} = \frac{\tau_\sigma}{k_\sigma} \epsilon_\sigma, \quad (\text{VIII-4})$$

где σ_σ и τ_σ — пределы прочности образцов;
 ϵ_σ и k_σ — масштабный фактор и коэффициент концентрации напряжений.

Когда σ_T и σ_σ определяются на образцах, отвечающих по сечению размерам натуральных деталей, а для сварных элементов металлоконструкций — толщине проката, то в формулах (VIII-3) и (VIII-4) $\epsilon_\sigma = \epsilon_\tau = \epsilon_\sigma = 1$.

Величину n_{min} до накопления статистических данных по работе роторных экскаваторов и отвалообразователей можно рекомендовать определять, как при расчете одноковшовых экскаваторов [62, 20]:

$$n_{min} = 1 + a_1 + a_2 + a_3, \quad (\text{VIII-5})$$

где a_1 — доля коэффициента, учитывающая степень точности определения σ_{max} и τ_{max} .

Доля коэффициента a_2 , примерные значения которого приведены ниже, учитывает степень неоднородности материала, надежности определения его механических свойств и возможные отклонения действительных размеров сечения от расчетных.

Рекомендуемые примерные значения a_2

Прокат и сварные соединения из углеродистых сталей	0,1
Прокат и сварные соединения из низколегированных сталей	0,15
Прокат из алюминиевых сплавов	0,2—0,3
Стальные поковки	0,2—0,4
Чугунные отливки	1,5—2

Верхние пределы рекомендуемых значений a_2 относятся к деталям сложной формы.

Доля коэффициента a_3 , обычно применяющаяся в пределах 0—0,5, учитывает степень ответственности рассчитываемого элемента и определяет практически минимальный коэффициент запаса прочности в общей доле n_{min} , вводимый для обеспечения безопасности и надежности эксплуатации машины.

При расчете элементов металлоконструкций исходя из зависимости (VIII-1), зная величину n_{min} , можно определить допу-

скаемые максимальные напряжения $[\sigma_{\max}]$ или $[\tau_{\max}]$ и по ним вести предварительный расчет сечений элементов на максимальные редкодействующие нагрузки. Следует учитывать, что величины максимальных нагрузок на элементы конструкций и их напряжения определяются значительно менее точно, чем на стадии окончательных расчетов. Это сказывается на выборе значения доли коэффициента a , и соответственно полной величины n_{\min} .

Падлежащая долговечность узлов и деталей экскаваторов и отвалообразователей по выносливости достигается в конечном виде путем определения коэффициентов безопасности, вычисленных исходя из пределов выносливости материала при одноосном напряженном состоянии по формулам [20]

$$n_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a^2 + (\psi_{\sigma})_D \sigma_m} \geq n_{\min}; \quad n_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a^2 + (\psi_{\tau})_D \tau_m} \geq n_{\min}. \quad (\text{VIII-6})$$

При сложном напряженном состоянии коэффициент безопасности также определяется по формуле (VIII-2) при подстановке значений n_{σ} и n_{τ} из формул (VIII-6).

Пределы выносливости для деталей могут быть определены как

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1} \varepsilon_{\sigma}}{k_{\sigma}}; \quad (\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1} \varepsilon_{\tau}}{k_{\tau}}. \quad (\text{VIII-7})$$

где σ_{-1} и τ_{-1} — пределы выносливости материала деталей при симметричном цикле, полученные на гладких образцах;

k_{σ} , k_{τ} , ε_{σ} , ε_{τ} — коэффициенты концентрации напряжений и масштабные факторы;

σ_a^2 , τ_a^2 — амплитуды эквивалентных по выносливости нормальных и касательных напряжений, определяемые исходя из эквивалентных по выносливости внешних нагрузок или исходя из условно расчетной нагрузки как

$$\sigma_a^2 = \frac{\sigma_z}{K_{\rho}^{\sigma}} \quad \text{и} \quad \tau_a^2 = \frac{\tau_a}{K_{\rho}^{\tau}}. \quad (\text{VIII-8})$$

Величины σ_a и τ_a в (VIII-8) и σ_m и τ_m в (VIII-6) определяются из условной расчетной нагрузки и коэффициента асимметрии.

Коэффициенты K_{ρ}^{σ} и K_{ρ}^{τ} в (VIII-8), учитывающие нестационарность режима нагружения, могут определяться как

$$K_{\rho}^{\sigma, \tau} = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_{\rho}^{\sigma, \tau}}} = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_{\rho}^{\sigma, \tau}}} \sqrt[m]{\frac{1}{\sum_i K_{\rho i}^m \frac{N_i}{N_{\rho}}}} = K_{\rho \sigma}^{\sigma, \tau} K_{\rho \tau}, \quad (\text{VIII-9})$$

где

N_0 — базовое число циклов изменения напряжений, определяющее длительный «абсолютный» предел выносливости материала;

$N_{\sigma, \tau}^{\sigma, \tau}$ — эквивалентное по выносливости количество циклов для нормальных (N_{σ}^{σ}) или касательных (N_{τ}^{τ}) напряжений;

$N_p^{\sigma, \tau}$ — расчетное число циклов нагружения деталей нормальными (N_{σ}^{σ}) или касательными N_{τ}^{τ} напряжениями за расчетный срок службы T_p .

K_{H1} — коэффициент нагрузки при определенном количестве циклов нагружения N_1 , определяемый по нагрузочным диаграммам (см. ниже, рис. 152—154);

m — показатель степени кривой выносливости для материала детали; $m_1 = m$ — при расчете объемных напряжений при растяжении, сжатии, изгибе, кручении и срезе; $m_1 = \frac{m}{2}$ и $m_1 = \frac{m}{3}$ при расчете контактных напряжений соответственно при линейном и точечном контактах;

$K_{PT}^{\sigma, \tau} = \sqrt[m]{\frac{N_0^{\sigma, \tau}}{N_p^{\sigma, \tau}}}$ — коэффициент влияния расчетного времени работы;

$K_{PH} = \sqrt[m]{\frac{1}{\sum K_{H1}^{m_1} \frac{N_1}{N_p}}}$ — коэффициент влияния нестационарности режима нагружения.

Расчетный срок службы узлов и деталей роторных экскаваторов и отвалообразователей T_p , по которому определяются $N_p^{\sigma, \tau}$, целесообразно находить, как и для одноковшовых экскаваторов [20], исходя из желаемого объема выработанного и перегруженного грунта или породы в годовых нормах, который предварительно берется согласно табл. 15. Тогда величина T_p в часах чистой работы определится как

$$T_p = \frac{Q_2 v}{Q} K_p \quad (\text{VIII-10})$$

где Q_2 — готовая норма выработки в плотном теле в m^3 ;

v — количество годовых норм;

Q — теоретическая производительность машины по разрыхленному грунту в $m^3/ч$;

K_p — средний коэффициент разрыхления грунта.

385

Рекомендуемые ориентировочные объемы выработки

Наименование узла или детали	Количество годовых норм для экскаваторов с расчетной производительностью Q в м ³ /ч		
	100—750	1000—3000	4000 и более
Валы и оси	8—12	12—18	20—25
Подшипники быстроходные и зубчатые передачи	4—6	6—9	10—12
Подшипники тихоходные и зубчатые передачи	6—8	9—12	12—15
Ковши	2—3	3—4	4—5
Элементы конструкции роторов	6—8	9—12	12—15
Несущие элементы основных металлоконструкций	8—12	12—18	20—25

Отношение $\frac{\dot{v}_l}{N}$ в формуле (VIII-9) соответственно равно отношению $\frac{T_l}{T_p}$ и определяется непосредственно из нагрузочных диаграмм.

Величины коэффициентов $(\psi_\sigma)_D$ и $(\psi_\tau)_D$ в формуле (VIII-6), учитывающих влияние асимметрии цикла на усталостную прочность детали, в зависимости от материала, размеров детали и концентрации напряжений изменяются в пределах 0,1—0,3 [62, 20].

Величину минимального коэффициента безопасности n_{\min} в формуле (VIII-6) или (VIII-2), служащего при расчете на выносливость своего рода критерием надежности, можно определять по зависимости (VIII-5), принимая меньшие или средние значения входящих в нее коэффициентов. Некоторые рекомендации по величинам n_{\min} даются ниже.

§ 43. МЕХАНИЗМЫ ПРИВОДА

Расчет деталей механизмов привода роторных экскаваторов и отвалообразователей на статическую прочность следует вести исходя из максимальных редкодействующих нагрузок, определяемых, как правило, исходя из динамических расчетов этих механизмов.

Величину этих нагрузок обозначим, как и в одноковшовых экскаваторах [20], через $M_{\text{э max}}$, но, учитывая специфику непрерывной работы большинства механизмов рассматриваемых ма-

шин, целесообразно выражать ее не через статические стопорные нагрузки, а через номинальные (расчетные)

$$M_{\max} = M_p K_{n \max} \quad (\text{VIII-11})$$

где M_p — номинальные расчетные нагрузки, определяемые из наиболее тяжелых условий работы машины;
 $K_{n \max}$ — максимальный коэффициент, характеризующий динамические нагрузки того или иного механизма по сравнению с расчетными, который может быть определен как

$$K_{n \max} = 1 + \frac{\Delta M_{\max}}{M_p}, \quad (\text{VIII-12})$$

где ΔM_{\max} — максимальные дополнительные динамические нагрузки, возникающие при разгонах, торможениях, стопорениях механизмов или при вынужденных колебаниях (особенно резонансных явлениях).

Если при предварительных расчетах величины ΔM_{\max} неизвестны, можно определять M_{\max} по выражению (VIII-11), принимая $K_{n \max}$ по аналогии с уже выпущенными машинами.

Для характеристики нестационарности режима нагрузки за весь срок службы T_p при расчете деталей на долговечность по выносливости для рассматриваемых машин рекомендуется, также как и при расчете одноковшовых экскаваторов [20], пользоваться нагрузочными диаграммами (см. ниже), построенными для относительных нагрузок K_{nl} и скорости K_{cl} , определяемых в данном случае как

$$K_{nl} = \frac{M_l}{M_p}, \quad (\text{VIII-13})$$

$$K_{cl} = \frac{n_l}{n_p}, \quad (\text{VIII-14})$$

где M_l и n_l — осредненные для определенного периода времени работы T_l нагрузки и числа оборотов детали;
 n_p — расчетные числа оборотов детали, соответствующие расчетной нагрузке.

Вследствие недостаточных материалов статистических исследований приводимые ниже нагрузочные диаграммы, характеризующие нестационарность режима нагружения механизмов и узлов экскаваторов, следует рассматривать как приближенные, требующие уточнения при проектировании исходя из назначения машины предполагаемых условий эксплуатации и конструктивных особенностей.

Механизм привода ротора

Максимальные динамические нагрузки M_{\max} для расчета деталей механизма привода ротора на статическую прочность следует определять для случая возможного стопорения вращения ротора в соответствии с указаниями § 31.

При наличии муфты предельного момента в механизме привода, исходя из момента $M_{\text{д max}}$ определяются расчетные максимальные нагрузки для всех деталей, расположенных от вала привода ротора до ведомой части муфты. Детали, расположенные между ведущей частью муфты и валом двигателя, можно рассчитывать исходя из максимального момента передаваемого муфтой как

$$M_{\text{сax}} = K_T M_{\text{д}} \quad (\text{VIII-15})$$

где $M_{\text{д}}$ — расчетный момент муфты;

K_T — коэффициент точности срабатывания муфты.

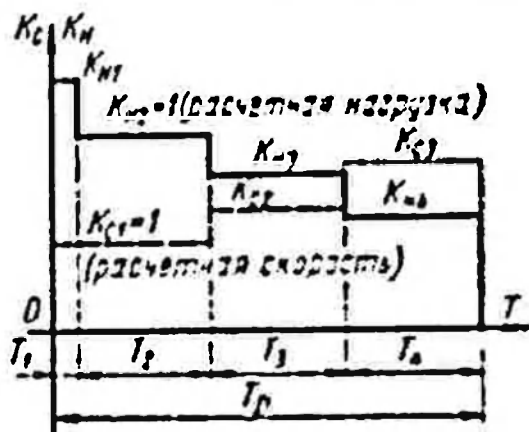


Рис. 152. Нагрузочная диаграмма механизмов привода ротора

Величина K_T зависит от типа и совершенства муфты [20]. Для фрикционных дисковых и колодочных муфт можно принимать $K_T \approx 1,2 \div 1,4$. Расчетные нагрузки при расчете деталей механизма привода ротора на долговечность по выносливости следует определять исходя из расчетной (номинальной) нагрузки $M_{\text{д}}$, которой соответствует коэффициент нагрузки $K_n = 1$.

Нестационарность режима нагружения за весь срок службы, учитывается (§ 42) через коэф-

фициенты режима нагрузки K_p^o и K_p^r или при расчете, например, подшипников путем непосредственного определения эквивалентной нагрузки \bar{Q}_n определяемым по нагрузочным диаграммам. На рис. 152 приведена примерная нагрузочная диаграмма, построенная применительно к механизмам привода ротора мощных экскаваторов типа ЭРГ-1600 и ЭРШР-1600. Сплошной линией показано изменение относительной нагрузки K_n по формуле (VIII-13), а пунктиром дано изменение относительной скорости K_c по формуле (VIII-14).

Для такого типа машин, имеющих привод ротора по системе Г—Д и три основных рекомендуемых скорости работы в зависимости от трудности разрабатываемых грунтов, на диаграмме (рис. 152) рекомендуются три основных режима нагрузки, характеризующихся соответствующими коэффициентами нагрузки K_{n2} , K_{n3} и K_{n4} и скорости K_{c1} , K_{c2} и K_{c3} .

В качестве расчетной нагрузки ($K_{н2} = 1$) можно рекомендовать принимать нагрузку M_p , соответствующую числам оборотов ротора и механизмов привода минимальным в данном случае также целесообразно принять за расчетные ($K_c = 1$). Коэффициенты нагрузки $K_{н2}$ и $K_{н4}$, соответствующие работе ротора на повышенных скоростях, характеризующие ответственно коэффициентами $K_{с2}$ и $K_{с3}$ с учетом недогрузки привода, имеющей место вследствие переменности свойств разрабатываемых грунтов и ряда других причин, которую можно рекомендовать, учитываются коэффициентом (0,8—0,9), определяются через $K_{н2} = 1$, как

$$K_{н3} = (0,8 - 0,9) \frac{1}{K_{с2}}; \quad K_{н4} = (0,8 - 0,9) \frac{1}{K_{с3}}, \quad (\text{VIII-16})$$

где $K_{с2} = \frac{n_2}{n_p}$ и $K_{с3} = \frac{n_3}{n_p}$, $n_p = n_1$, n_2 и n_3 — числа оборотов ротора соответственно на первой (минимальной), второй и третьей скоростях вращения.

Через $K_{н1}$ на нагрузочной диаграмме обозначены возможные перегрузки привода ротора, которые необходимо учесть при расчете деталей на долговечность по выносливости. Величину $K_{н1}$ можно определять в первом приближении как отношение момента, передаваемого муфтой предельного момента M_ϕ , к расчетному моменту M_p или принимать его равным $K_{н1} \approx 1,25 \div 1,4$.

Разбивка времени T_p по участкам $T_1 - T_4$ нагрузки также является весьма сложной задачей, зависящей от намечаемых условий эксплуатации машины и ряда других факторов.

Предварительно, до накопления опыта эксплуатации и статистических экспериментальных данных, можно рекомендовать выбирать значения $T_1 - T_4$ в пределах $T_1 \approx (0,05 \div 0,1) T_p$; $T_2 = (0,35 \div 0,3) T_p$; $T_3 \approx T_4 \approx 0,3 T_p$.

Следует отметить, что нагрузочная диаграмма для механизмов привода ротора в экскаваторах, имеющих, например, одну мало меняющуюся скорость вращения, может быть представлена с точки зрения изменения нагрузки подобным же количеством ступеней, как на рис. 152, но при неизменной скорости, т. е. когда $K_{с1} = K_{с2} = K_{с3} = 1$.

Расчетная нагрузка, соответствующая $K_{н2} = 1$, определяется из номинальной мощности привода, а значения $K_{н1}$, $K_{н3}$ и $K_{н4}$ назначаются исходя из предполагаемых условий эксплуатации и конструктивных особенностей машины. В первом приближении можно рекомендовать принимать $K_{н1} \approx 1,25 \div 1,4$; $K_{н3} \approx 0,8$; $K_{н2}$ и $K_{н4} \approx 0,65$.

Расчетное число циклов N_p , необходимое для определения K_p в формуле (VIII-9) при пользовании диаграммой на

рис. 152 может быть выражено для расчета, например, валов на изгиб и зубьев колес на изгиб и по контактным напряжениям без учета имеющих место колебаний напряжений за счет колебаний крутящего момента в приводе как

$$N_p^{\sigma} = 60T_p \rho_p. \quad (\text{VIII-17})$$

При расчете валов на кручение целесообразно учитывать колебательный характер изменения крутящего момента в приводе как упругой динамической системе.

Опыты показывают, что для приводов ротора экскаваторов, имеющих период собственных крутильных колебаний $T > 0,15 - 0,2$ сек и соответственно отношение периода ссыпок к периоду собственных колебаний не более 4—5, с наибольшей вероятностью проявляются колебания крутящего момента, соответствующие в основном периоду собственных крутильных колебаний механизма привода (см. § 29). Поэтому для таких экскаваторов определение N_p^{τ} можно рекомендовать вести по формуле

$$N_p^{\tau} = 3500 \frac{T_p}{T}. \quad (\text{VIII-18})$$

где T — период собственных крутильных колебаний механизма привода в сек.

Величину T , если она при предварительных расчетах не определена, можно принимать в пределах 0,4—0,6 сек. Для экскаваторов, у которых механизмы привода обладают большой крутильной жесткостью и отношение периода ссыпок к периоду собственных колебаний более 5, основные колебания крутящего момента в основном уже соответствуют периоду ссыпок. В таких случаях в формулу (VIII-18) вместо T следует подставить среднее значение периода ссыпок в секундах.

Для определения τ_a и τ_m в формулах (VIII-6) и (VIII-8) необходимо знать коэффициент асимметрии напряжений γ , который будет определяться колебаниями крутящего момента $\frac{M_{\min}}{M_{\max}}$.

Исследования показывают (гл. V), что величина γ в значительной мере определяется как свойствами разрабатываемых грунтов, так и конструкцией ротора и его привода.

Как правило, значения амплитуд колебаний крутящего момента увеличиваются по мере увеличения крепости разрабатываемых грунтов и пород и уменьшения количества ковшей, взаимодействующих с грунтом и соответственно изменяется коэффициент асимметрии нагрузки и напряжений γ .

В качестве осредненных значений можно рекомендовать до накопления более точных данных принимать в расчетах: для

вскрышных экскаваторов $r \approx 0,4 \div 0,6$, для добычных экскаваторов с повышенным усилием резания $r \approx 0,2 \div 0,3$.
 Величины τ_a и τ_m , если известно значение r , определяются как

$$\tau_a = \left(\frac{1-r}{2} \right) \tau_p; \quad \tau_m = \left(\frac{1+r}{2} \right) \tau_p. \quad (\text{VIII-19})$$

Нормальные напряжения, входящие в формулы (VIII-6) и (VIII-8), при расчете валов соответственно будут

$$\sigma_a = \sigma_p; \quad \sigma_m = 0. \quad (\text{VIII-20})$$

В формулах (VIII-19) и (VIII-20) τ_p и σ_p — расчетные касательные и нормальные напряжения от действия расчетных нагрузок M_p , соответствующих $K_x = 1$.

Механизмы привода поворота роторных экскаваторов

Максимальные расчетные нагрузки M_{\max} для расчета деталей механизмов привода поворота на статическую прочность следует определять в первую очередь для случая возможного стопорения ротора при упоре ее в препятствие в соответствии с § 32.

Кроме этого случая, следует рассмотреть также максимальные нагрузки, которые могут возникать от максимальных ветровых нагрузок нерабочего состояния с учетом уклона, исходя из которых обычно рассчитывается тормозное или стопорное устройство, а также нагрузки в случае включения механических тормозов в процессе поворота, когда появляются дополнительные динамические нагрузки за счет колебаний. Из рассмотренных случаев следует выбрать максимальные нагрузки и их принять в качестве расчетных на статическую прочность.

Расчетные нагрузки при расчете деталей механизмов привода поворота на долговечность по выносливости следует определять исходя из расчетного момента M_p , складывающегося из составляющих:

$$M_p = M_{тр} + M_x + M_y + M_v, \quad (\text{VIII-21})$$

где $M_{тр}$ — момент от трения в опорно-поворотном устройстве;
 M_x — момент от боковой составляющей усилия копания;
 M_y — момент от уклона;
 M_v — момент от ветровых нагрузок.

Нестационарность режима нагружения учитывается так же, как и при расчете механизмов привода ротора в соответствии с нагрузочной диаграммой.

Примерная обобщенная нагрузочная диаграмма приведена на рис. 153, где значение $K_{н2} = 1$ соответствует расчетной нагрузке M_p по формуле (VIII-21).

Коэффициенты $K_{н3}$ и $K_{н4}$ можно определять по формулам

$$K_{н3} = \frac{M_{mp} + M_x}{M_p};$$

$$K_{н4} = \frac{M_{mp} + M_x - M_y - M_a}{M_p}. \quad (\text{VIII-22})$$

Коэффициент $K_{н1}$, характеризующий динамические нагрузки, возникающие при разгонах, торможениях и в других случаях, можно оценивать значением $K_{н1} \approx 1,2 + 1,3 K_{н2}$.

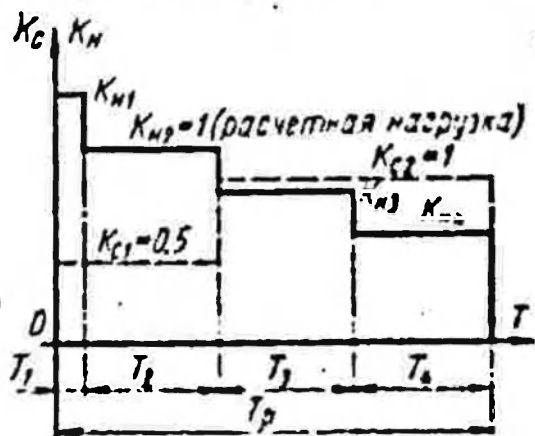


Рис. 153. Нагрузочная диаграмма механизмов привода поворота для роторных экскаваторов и отвальных консолей отвалообразователей

Распределение всего расчетного времени T_p по участкам нагрузки можно рекомендовать до накопления эксплуатационных и экспериментальных данных примерно в пределах: $T_1 \approx 0,05T_p$; $T_2 \approx 0,25T_p$; $T_3 \approx 0,4T_p$; $T_4 \approx 0,3T_p$.

Учитывая незначительность периодов разгона и торможения, величину N_p^g можно определять по формуле (VIII-17), исходя из расчетного числа оборотов механизма, определяемого как

$$n_p = \frac{n_{max} + n_{min}}{2}. \quad (\text{VIII-23})$$

где n_{max} и n_{min} — максимальная и минимальная скорости вращения поворотного механизма.

Напряжения σ_a и σ_m определяются той же зависимостью (VIII-20). Напряжения τ_a и τ_m , учитывая реверсивность движения, следует определять как

$$\tau_a = \tau_p \text{ и } \tau_m = 0. \quad (\text{VIII-24})$$

Количество циклов N_p^g в данном случае определится по формуле (VIII-18) при подстановке вместо T среднего времени одного цикла поворота платформы в заброс. Если количество циклов N_p^g окажется менее базового N_0 , то целесообразно, не учитывая реверсивности нагрузки, определить τ_a и τ_m по формуле (VIII-19), а значение N_p^g определить исходя из периодического колебания крутящего момента по формуле (VIII-18) при постановке в нее вместо T времени, равного периоду сыпок

грунта из ковша. При коэффициенте асимметрии нагрузки, равном $r \approx 0,4 \div 0,6$ для вскрышных, $r = 0,2 \div 0,3$ для добычных экскаваторов.

Механизмы привода поворота отвальных консолей отвалообразователей

Максимальные расчетные нагрузки M_{\max} для расчета деталей механизмов привода поворота отвалообразователей на статическую прочность следует выбирать исходя из рассмотрения в основном следующих двух случаев нагружения:

1) от действия максимальных ветровых нагрузок нерабочего состояния с учетом уклона;

2) от включения механических тормозов в процессе поворота, когда появляются дополнительные динамические нагрузки за счет колебаний (см. § 34).

Расчет деталей механизма привода поворота на долговечность по выносливости необходимо вести в конструкциях, где предусмотрена работа с веерной отсыпкой грунта в отвалы и постоянной реверсивной работой механизма привода. В отвалообразователях, где механизм поворота работает редко, в основном для установки отвальных консолей и при передвижках, расчет их на выносливость можно не проводить.

В качестве примерной нагрузочной диаграммы для расчета механизмов привода поворота отвальных консолей в машинах с веерной отсыпкой грунта в отвалы может быть использована в первом приближении диаграмма по рис. 153.

В отличие от описанной для механизма поворота роторных экскаваторов расчетную нагрузку M_p , соответствующую на диаграмме $K_{н2} = 1$, для отвалообразователей следует определять по формуле (VIII-21), но без учета момента M_k .

Коэффициенты нагрузки $K_{н3}$ и $K_{н4}$ можно ориентировочно принимать: $K_{н3} \approx 0,8K_{н2}$ и $K_{н4} \approx 0,6K_{н2}$. Величину $K_{н1}$ можно принимать в тех же пределах, $K_{н1} \approx 1,2 \div 1,3K_{н2}$. Разбивка T_p по участкам T_{1-4} может быть принята в первом приближении той же.

Учитывая сравнительно небольшой угол поворота при веерной отсыпке и соответственно значительную продолжительность времени разгона и торможения механизма в общем цикле поворота, изменения скоростей можно принять в первом приближении по диаграмме изменения K_c , обозначенной пунктиром. Значению $K_{c2} = 1$ соответствует расчетная установившаяся скорость поворотного механизма и платформы n_p .

Исходя из аналогичных предпосылок, могут выбираться максимальные расчетные нагрузки и строиться нагрузочные диаграммы для механизмов поворота разгрузочных транспортеров роторных экскаваторов и приемных транспортеров отвалообразователей.

Механизмы привода транспортера стрелы ротора

Максимальные расчетные нагрузки M_{\max} для расчета деталей механизмов привода транспортера стрелы ротора на статическую прочность следует определять для процессов пуска (см. § 38) при полной нагрузке и максимальном угле подъема транспортера, когда ротор работает на максимальной глубине ниже уровня стоянки.

Нагрузочная диаграмма, характеризующая изменение нагрузки в механизмах привода транспортера за весь срок службы, необходимая для расчета деталей на долговечность по выносливости, может быть построена теоретически в виде ступеней нагрузки, соответствующих отработке роторным экскаватором каждого из подступов в забое.

В качестве расчетной нагрузки M_p принимается нагрузка привода, имеющая место при установившемся режиме при отработке ротором подступа на максимальной глубине ниже уровня стоянки.

По мере подъема стрелы с ротором из нижнего положения в верхнее нагрузки в приводе конвейера уменьшаются до нуля, а затем привод переходит на работу в генераторный режим. В этом случае зубья зубчатых колес передают нагрузку уже другими сторонами.

На рис. 154 пунктирной прямой показано примерное осредненное изменение нагрузки, наблюдающееся в приводе стреловых транспортеров мощных роторных экскаваторов за время T_0 отработки всех подступов расчетного забоя.

Учитывая, что экскаваторы могут долгое время работать в забоях, более низких в сравнении с расчетными, при построении нагрузочной диаграммы при расчете на выносливость за весь срок службы T_p можно не учитывать возможную работу его на высоких подступах и представить нагрузочную диаграмму в первом приближении в виде четырехступенчатой по рис. 154.

В этом случае принимается, что $K_{н2} = 0,75 K_{н1}$; $K_{н3} = 0,5 K_{н1}$ и $K_{н4} = 0,25 K_{н1}$. $T_1 = T_2 = T_3 = T_4 = \frac{T_p}{4}$.

Все остальные расчеты ведутся аналогично изложенному для механизма привода ротора.

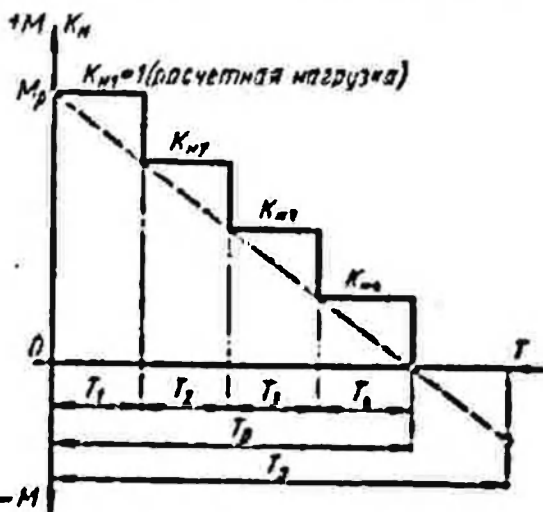


Рис. 154. Нагрузочная диаграмма для механизмов привода стрелового транспортера роторных экскаваторов

При расчете валов на кручение следует учитывать, что в приводе транспортеров при установившейся работе почти всегда наблюдаются периодические колебания крутящего момента, в основном за счет биения поверхностей барабанов и неточности изготовления и монтажа механизмов.

Частота этих биений соответствует угловой скорости барабана ω_b , и соответственно период, который должен быть подставлен в формулу (VIII-18) при определении N_{τ} будет равен $T = \frac{2\pi}{\omega_b}$, где ω_b в рад/сек. Коэффициент асимметрии изменения крутящего момента для определения τ_a и τ_m по формуле (VIII-19) может быть принят в зависимости от качества изготовления привода в пределах $r \approx 0,6 \div 0,8$.

Механизмы привода транспортера отвальных консолей отвалообразователей

Максимальные расчетные нагрузки для расчета механизма привода транспортера отвальной консоли отвалообразователя на статическую прочность определяются аналогично для процесса пуска груженого транспортера при максимальном угле подъема консоли.

Построение нагрузочной диаграммы расчета деталей привода на выносливость может быть выполнено аналогично изложенному для механизма привода стрелового транспортера роторных экскаваторов.

Исходя из аналогичных предпосылок, могут определяться максимальные нагрузки и строиться нагрузочные диаграммы для механизмов привода разгрузочного транспортера у роторных экскаваторов и приемного транспортера у отвалообразователей.

§ 44. ЭЛЕМЕНТЫ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ

Учитывая сложность металлоконструкций роторных экскаваторов и отвалообразователей и не имея возможности сколько-нибудь полно осветить в объеме данной книги методику расчета их на прочность и выносливость с учетом динамических нагрузок, остановимся лишь кратко на основных методических указаниях по расчету на примере ряда основных узлов верхнего строения.

Стрела ротора. При расчете стрелы ротора основные расчетные напряжения σ_p и τ_p в ее элементах можно рекомендовать определять от действия следующих нагрузок:

- а) собственный вес стрелы и ротора с учетом уклонов;
- б) вес грунта на транспортерах и в ковшах с учетом

уклонов;

в) расчетные нагрузки на роторе при нормальном копании грунта;

г) ветровые нагрузки рабочего состояния.

При этом нагрузки по пунктам «б» и «в» следует выбирать такими в пределах их изменения, чтобы нагружение отдельных элементов было максимальным.

Целесообразно рассмотреть расчетные нагрузки и напряжения в элементах стрелы для трех положений стрелы: в нижнем, горизонтальном и верхнем.

Вес грунта на транспортерах, учитывая нагрузку на элементы конструкций от просыпей, налипания грунта на ленту и ряд других факторов, целесообразно увеличивать при определении расчетного веса на 15—30%.

При расчете элементов стрелы на статическую прочность целесообразно проанализировать максимальные нагрузки и определить максимальные напряжения σ_{\max} и τ_{\max} исходя из рассмотрения следующих расчетных случаев:

1) к нагрузкам по пунктам «а», «б» и «г» добавляются максимальные динамические, действующие на стрелу при стопорении вращения роторного колеса в вертикальной плоскости (см. § 31);

2) к нагрузкам по пунктам «а», «б» и «г» добавляются максимальные динамические нагрузки при стопорении вращения стрелы в плоскости поворота (см. § 32);

3) при действии расчетных нагрузок по пунктам «а» — «г» выключается из работы одна из ветвей подвески стрелы;

4) при действии расчетных нагрузок по пунктам «а» — «г» происходит частичное опирание роторного колеса на грунт и уравнивание половины веса ротора;

5) при действии расчетных нагрузок по пунктам «а», «б» и «г», роторное колесо полностью опирается на грунт.

Кроме указанных случаев напряжения, необходимо также проанализировать максимальные напряжения, возникающие при монтаже и ремонтах машины.

Расчет на выносливость растянутых элементов стрелы ротора целесообразно вести исходя из эквивалентных нагрузок, в качестве которых в первом приближении до накопления экспериментальных данных можно рекомендовать принимать расчетные нагрузки σ_p и τ_p , взятые как средние по трем положениям стрелы.

Коэффициенты асимметрии нагрузки и напряжений r для определения амплитудных напряжений и постоянной составляющей цикла σ_a и σ_m или τ_a и τ_m следует определять исходя из расчета колебаний элементов конструкции стрелы в вертикальной и горизонтальной плоскостях и крутильных колебаниях, возникающих при нормальных процессах копания (см. гл. V).

При предварительных расчетах для элементов стрелы, не испытывающих резонансных или околорезонансных колебаний, можно в первом приближении рекомендовать коэффициенты асимметрии для расчетных нагрузок по пункту «в», возникающих от усилий копания на роторе, принимать в зависимости от категории разрабатываемых грунтов и пород в пределах: для вскрышных экскаваторов $r = 0,5 \div 0,6$, а для добычных экскаваторов с повышенным усилием резания $r \approx 0,25 \div 0,4$. По мере увеличения твердости разрабатываемых грунтов коэффициент r уменьшается и амплитудная часть нагрузок и напряжений растет.

Количество циклов перемен напряжений следует рассчитывать по формуле (VIII-18), подставляя в нее вместо T время в секундах, соответствующее периоду изменения внешних нагрузок на роторе от сил резания, равное $\frac{60}{n_p z}$ (рис. 38), при среднем числе оборотов ротора n_p .

Настройка роторных экскаваторов. При расчете надстроек основные расчетные напряжения σ_p и τ_p можно рекомендовать определять от действия следующих нагрузок:

а) собственный вес стрелы с грузеными транспортерами, консоли противовеса и других элементов, удерживаемых надстройкой, с учетом уклонов;

б) усилия в подвеске ротора от расчетных нагрузок на роторе при нормальном копании грунта;

в) ветровые нагрузки рабочего состояния.

Ветровые нагрузки необходимо проанализировать как для трех указанных выше положений стрелы по высоте ротора в забое, так и для ряда положений роторной стрелы и платформы по отношению к нижней раме, когда вследствие несимметричности опирания поворотной платформы и нижней рамы на домкраты происходит значительное перераспределение усилий в элементах.

При расчете элементов надстроек на статическую прочность целесообразно проанализировать максимальные нагрузки и определить максимальные напряжения исходя из рассмотрения следующих расчетных случаев:

1) к нагрузкам по пунктам «а» и «в» добавляются максимальные динамические нагрузки в подвесках ротора, возникающие в случае стопорения вращения ротора (см. § 31);

2) при действии расчетных нагрузок по пунктам «а» — «в» из работы выключается одна из ветвей подвески стрелы ротора;

3) к весовым нагрузкам добавляются ветровые нагрузки рабочего состояния с учетом динамического воздействия ветра на элементы надстройки (см. § 36).

Расчет на выносливость элементов конструкции надстройки целесообразно вести исходя из эквивалентных нагрузок,

определяемых в первом приближении как средние из расчетных по пунктам «а» — «в» для различных положений стрелы по высоте и в плане относительно ходовой рамы.

Коэффициенты асимметрии нагрузок r и напряжений должны определяться из расчета экскаватора на колебания в вертикальной плоскости при нормальных процессах копания грунта (см. гл. V).

При предварительных расчетах для элементов, не испытывающих резонансных или околорезонансных колебаний, можно рекомендовать для вскрывших экскаваторов $r \approx 0,3 \div 0,5$ и для добычных экскаваторов $r \approx 0,15 \div 0,25$.

Количество циклов перемен напряжений может быть принято таким же, как и для стрелы ротора.

Минимальный коэффициент безопасности n_{\min} как при расчете элементов стрелы ротора и надстройки на статическую прочность, так и на долговечность по выносливости должны быть не менее 1,2—1,3.

Отвальная консоль отвалообразователя. В качестве основных расчетных нагрузок можно принять нагрузки, подобные нагрузкам для стрелы ротора по пунктам «а», «б» и «г». При этом также целесообразно рассмотреть изменение нагрузок для двух-трех положений наклона консоли к горизонту. Целесообразно также для ряда элементов, особенно корневых раскосов секционных отвальных консолей, построить линии влияния в зависимости от загрузки транспортера грунтом по его длине.

При расчете элементов консолей на статическую прочность максимальные нагрузки элементов нужно анализировать из следующих расчетных случаев:

1) к расчетным нагрузкам по пунктам «а», «б» и «г» добавляются динамические нагрузки, возникающие при включении механических тормозов поворота (см. § 34);

2) к расчетным нагрузкам по пунктам «а», «б» и «г» с учетом отсутствия грунта на ленте добавляются максимальные динамические нагрузки, возникающие при передвижении машины (см. § 31);

3) к расчетным нагрузкам по пунктам «а», «б» и «г» добавляются максимальные динамические нагрузки от работы транспортеров (см. § 37);

4) к расчетным нагрузкам по пунктам «а» и «б» добавляются ветровые нагрузки нерабочего состояния с учетом динамичности ветрового воздействия (см. § 36).

Целесообразно проанализировать также максимальные нагрузки, которые могут возникать в элементах в процессе монтажа и ремонта машины.

Вследствие сравнительно незначительных амплитуд колебаний напряжений большинство элементов конструкций отвальных консолей расчету на выносливость может не подвергаться.

Надстройки отвалообразователей. Элементы надстроек отвалообразователей, так же как и стальные консоли, подвергаются в основном расчету на статическую прочность от действия максимальных нагрузок исходя из расчетных случаев, рассмотренных для отвальной консоли. Кроме этого, при определении максимальных нагрузок в элементах надстройки нужно рассмотреть изменение нагрузок для различных положений поворотной платформы относительно нижней рамы и выбрать максимальные. Как и для отвальных консолей, необходимо оценить максимальные напряжения, возникающие при монтаже и ремонте машины. Минимальные коэффициенты безопасности при расчете элементов отвальных консолей и надстроек отвалообразователей на статическую прочность по максимальным нагрузкам должны быть не менее 1,2—1,3.



ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов. М., «Наука», 1965.
2. Бабаков И. М. Теория колебаний. М., Гостехтеориздат, 1958.
3. Бабаков И. М. К расчету высших частот крутильных колебаний приведенного вала. Прикладная математика и механика. т. V. Вып. I, АН СССР, 1961.
4. Бар И. Исследование работы мощных ленточных конвейеров, Сборник трудов кафедры «Строительные машины» МНСП им. В. В. Куйбышева № 39, М., Госгортехиздат, 1961.
5. Барштейн М. Ф. Воздействие ветра на высокие сооружения. «Строительная механика и расчет сооружений», 1959, № 3.
6. Беляков Ю. И., Владимиров В. М. Рабочие органы роторных экскаваторов. М., «Машиностроение», 1967.
7. Безухов И. И. Динамика сооружений в примерах и задачах. М., Стройиздат, 1967.
8. Болотин В. В. Динамическая устойчивость упругих систем. М., ГТТИ, 1956.
9. Болотин В. В. Статистические методы в строительной механике. М., Изд-во литературы по строительству, 1965.
10. Вейнсон А. А. Подъемно-транспортные машины. М., Госстройиздат, 1959.
11. Ветров Ю. А. Расчеты сил резания и копания грунтов. Киев, Изд-во Киевского госуниверситета, 1965.
12. Ветров Ю. А., Власов В. В. Задачи исследования вероятностного фактора процесса резания грунтов. «Горные, строительные и дорожные машины», № 2. Киев, «Техника», 1965.
13. Ветров Ю. А., Марич Н. В., Красников А. С. и др. Выбор рационального рабочего режима роторного экскаватора большой мощности. «Уголь», 1962, № 9.
14. Винокурский Х. А. Строительные конструкции в тяжелом машиностроении. Свердловск, Машгиз, 1960.
15. Вихерт М. М. и др. Конструкция и расчет автотракторных двигателей. М., Машгиз, 1964.
16. Владимиров В. М., Гужовский В. В. и др. Результаты комплексных исследований экскаваторов ЭРГ-1600 № 1 и 2. Сборник «Оборудование для открытых горных работ. Киев, «Техника», 1967.
17. Владимиров В. М., Шендеров А. И., Калашников Ю. Т. и др. Карьерные роторные экскаваторы. Киев, «Техника», 1968.
18. Волков Д. П. Перспективы развития землеройной техники. М., ЦИИТИМАШ, 1960.
19. Волков Д. П. Машины для земляных работ. М., Машгиз, 1960.

20. Волков Д. П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов. М., «Машиностроение», 1965.
21. Волков Д. П. Исследование электромеханических систем комплексов землеройно-транспортных машин на электронных моделях. Сб. «Динамика машин». М., Машгиз, 1965.
22. Волков Д. П., Черквасов В. А. Исследование динамики отвалообразователей. «Горный журнал», 1964, № 4.
23. Волков Д. П., Николаев С. И. Динамические нагрузки и долговечность роторных траншейных экскаваторов. «Строительные и дорожные машины», 1964, № 4.
24. Волков Д. П., Николаев С. И. Исследование режимов нагружения трансмиссии экскаватора ЭР-7А. «Строительство трубопроводов», 1965, № 3.
25. Ганулич А. К. Электронные моделирующие устройства. М.—Л., Госэнергоиздат, 1961.
26. Гомозов И. М. Исследование ходового оборудования мощных карьерных экскаваторов. «Известия вузов. Строительство и архитектура», Новосибирск, 1962, № 6.
27. Гужовский В. В. Расчет отвалообразователей с шарнирно-сочлененными секциями отвальной стрелы на свободные колебания. «Горные строительные и дорожные машины», № 2. Киев, «Техника», 1965.
28. Еврашин А. К. Исследование динамических процессов в электромеханических системах приводов ротора и поворота роторной стрелы экскаваторов средней производительности. Научные труды МИРГЭМ. № 48. М., «Недра», 1961.
29. Зильберман Б. З. Моделирование электроприводов. М.—Л., Госэнергоиздат, 1962.
30. Зинновкина М. М. Роторные экскаваторы, их применение и метод расчета динамических нагрузок. «Механизация и автоматизация производства», 1961, № 10.
31. Зинновкина М. М., Титов В. П. Определение максимальных динамических нагрузок в основных элементах верхнего строения роторного экскаватора при работе. «Горные машины и автоматика», 1965, № 3.
32. Кажешник Я. Динамика машин. М., Машгиз, 1961.
33. Кан. Горнотранспортное оборудование бурогольных разрезов комбината Лауххиммер. «Горные машины», ЦИТИ угля, 1960, № 2.
34. Карбасов О. Г. Определение динамических усилий в конвейерной ленте при пуске ленточного конвейера. «Известия вузов, Горный журнал», 1962, № 9.
35. Касаткин А. С., Перекалин М. А. Электротехника. М.—Л., Госэнергоиздат, 1961.
36. Каудерер Г. Нелинейная механика. М. Изд-во иностр. лит., 1961.
37. Келен О. И. Экспериментальные исследования работы транспортного оборудования отвалообразователя ОШ-105/1500. Труды Университета дружбы народов им. Патриса Лумумбы. Т. XIII. М., «Машиностроение», 1966.
38. Кин Н. Тонг. Теория механических колебаний. М., 1963.
39. Ковригин В. А. Выбор расчетного значения удельного усилия копания при проектировании роторного экскаватора. Известия вузов, Горный журнал, 1965, № 9.
40. Коган В. Я. Электронные моделирующие устройства и их применение для исследования систем автоматического регулирования. М., Гостехиздат, 1957.
41. Комаров М. С. Динамика грузоподъемных машин. Москва—Киев: Машгиз, 1962.
42. Красников А. С. Научные аспекты применения оборудования непрерывного действия на открытых разработках. М., «Наука», 1966.
43. Крылов А. Н. Лекции о приближенных вычислениях. М.—Л., ГТТИ, 1950.

44. Кузин Э. Н. Исследование динамических нагрузок в механизмах привода роторного экскаватора малой модели. Сб. «Исследование землеройных, строительных и дорожных машин». М., НИИинформстройдоркоммунмаш, 1966.

45. Лойцянский А. Г., Лурье А. И. Курс теоретической механики. М., Гостехтеориздат, 1955.

46. Лурье А. И. Операционное исчисление. М.—Л., Гостехиздат, 1952.

47. Мельников П. В., Виницкий К. Е., Потапов М. Г. Основы потонной технологии открытой разработки месторождений. М., Изд-во АН СССР, 1962.

48. Морз Ф. Колебания и звук. М.—Л., ГТТИ, 1949.

49. Неплотник Г. Я. Экспериментальное исследование сопротивления копания на рабочем органе роторного экскаватора. «Горные машины и автоматика», 1966, № 2.

50. Неплотник Г. Я. Анализ процесса экскавации роторным рабочим органом с учетом параметров распределения сопротивления копания. «Горные, строительные и дорожные машины». № 5. Киев, «Техника», 1966.

51. Неплотник Г. Я. Исследование статистических характеристик нагрузок на рабочем органе роторного экскаватора. Сб. «Динамика крупных машин». Свердловск, Машгиз, 1966.

52. Николаев С. И. Вопросы виброустойчивости деталей трансмиссии привода роторного траншейного экскаватора. Сб. трудов ВНИИСТ. М., «Недра», 1965.

53. Панкратов С. А. Конструкция и основы расчета главных узлов экскаваторов и кранов. М., Машгиз, 1962.

54. Панкратов С. А. Определение частот продольных и поперечных колебаний конвейеров и напряжений в ленте при пуске и выбеге. «Ленточные конвейеры». НИИТИ угольной промышленности, 1963.

55. Панкратов С. А., Багги Б. П. и др. Результаты исследования металлоконструкций роторного экскаватора ЭРШР-2500 на электронных моделях. «Горные машины и автоматика», 1964, № 10.

56. Паников Я. Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. М., Машгиз, 1957.

57. Петрокский И. Г. Лекция об уравнениях с частными производными. М., Физматгиз, 1950.

58. Поляков П. С., Бяличенко П. Я., Завгородний Е. X. Некоторые вопросы исследования пусковых режимов работы ленточных конвейеров. Известия вузов, Горный журнал, 1962, № 1.

59. Рабинович И. М. Курс строительной механики стержневых систем. М., Госстройиздат, 1951.

60. Решетов Д. П., Левина З. М. Демпфирование колебаний в деталях станков. Сб. «Исследование колебаний металлорежущих станков при резании металлов». М., Машгиз, 1958.

61. Серебрянников А. Д., Первовацкий Б. К. Выявление скрытых периодичностей. М., «Наука», 1965.

62. Серенсен С. В. Песущая способность и расчет деталей машин на прочность. М., Машгиз, 1963.

63. Смирнов В. П. Курс высшей математики. Т. 2. М.—Л., Гостехиздат, 1952.

64. Снитко И. К. Динамика сооружений. М., Госстройиздат, 1961.

65. Сорокин Е. С. Динамический расчет песущих конструкций зданий. М., Госстройиздат, 1956.

66. Сорокин Е. С. Внутреннее и внешнее сопротивление при колебаниях твердых тел. Научное сообщение ЦНИИСКА. Вып. 3. Госстройиздат, 1957.

67. Сливаковский В. В. Рудничный транспорт. М., Углетехиздат, 1958.

68. Степанов В. В. Курс дифференциальных уравнений. М., Физматгиз, 1963.

69. Стрелков С. П. Введение в теорию колебаний. М.—Л., Гостехтеориздат, 1951.

70. Терских В. П. Расчет крутильных колебаний силовых установок. М., Машгиз, 1953.

71. Толстов Г. П. Ряды Фурье. М., Физматгиз, 1960.

72. Фадеева В. П. Вычислительные методы линейной алгебры. М.—Л., Гостехиздат, 1950.

73. Цзе Ф. С., Морзе Н. Э., Хинкл Р. Т., Механические колебания. М., «Машиностроение», 1966.

74. Черкасов В. А., Юдин Е. А., Мещерин В. И. Экспериментальные исследования отвалообразователя ОШ-4500/90. «Горные машины и автоматика», 1964, вып. 45.

75. Черкасов В. А., Мещерин В. И. Исследование динамики отвалообразователя ОШ-1500/105. «Горные машины и автоматика», 1964, вып. 47.

76. Чудновский В. Ю. Экспериментальные исследования роторного экскаватора теоретической производительностью 2100 м³/ч. «Известия вузов, Горный журнал», 1962, № 2.

77. Шендеров А. П., Слицкий П. П. и др. Экскаваторы непрерывного действия. «Горный журнал», 1966, № 4.

78. Юдин Е. А. О механических характеристиках конвейерной ленты. «Горные машины и автоматика», 1967, № 3.

79. Сборник докладов Первой межвузовской конференции по динамике землеройных машин. М., Изд-во НИИинформстройдоркоммунмаш, 1966.

80. Технические условия расчета высоких сооружений на ветровую нагрузку С1140—58, 1959.

81. Bahr J. Die dynamischen Kräfte beim Abtragen schweren Bodens mit Schaufelradbaggern. «Bergbautechnik», 1965, 15, № 5.

82. Geldmacher E. Spannungsmessung an Grottage baugeräten. «Braunkohle, Wärme und Energie», 1963, № 5.

83. Nestorides E. S. A handbook on torsion vibration, 1958.

84. Rasper L. Stand der Entwicklung der Schaufelradbaggern in der Bundesrepublik Deutschland. «Braunkohle, wärme und Energie», 1964, № 11.

85. Sobolski R. O nickoterych Ljavishach dynamicznych pracy koparek. «Wielszerpaknych helowych Przegląd mechanizny», 1962, № 18, p. 549—552.

86. Pfannmüller. Großschaufelradbagger als vielfältig bewegliche Stahlkonstruktion. «Der Stahlbau», 1963, № 4, s. 97—106.

87. DJN 22. 266. Bagger und Absetzer.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава 1. Конструктивные схемы и особенности рабочих процессов и динамических нагрузок роторных экскаваторов и отвалообразователей	5
§ 1. Конструктивные схемы поворотных роторных экскаваторов	5
§ 2. Конструктивные схемы роторных траншейных экскаваторов	23
§ 3. Конструктивные схемы отвалообразователей	26
§ 4. Особенности рабочих процессов и динамических нагрузок	37
Глава 2. Внешние нагрузки	48
§ 5. Определение внешних нагрузок при копании грунта без учета колебаний ротора и вариация сил резания	48
Определение расчетных усилий на оси ротора от сопротивления грунта копании	52
§ 6. Взаимовлияние внешней нагрузки на роторе и собственных низкочастотных колебаний конструкции	64
А. Вертикальная плоскость	61
Б. Горизонтальная плоскость	72
§ 7. Статистический подход к характеристике внешних нагрузок при копании на рабочем органе	79
§ 8. Нагрузки на питатель и приемный транспортер при разгрузке грунта из ковша ротора	89
Нагрузка на питатель	89
Нагрузка на приемный транспортер	93
§ 9. Динамические воздействия на несущие конструкции, возникающие при работе транспортеров	95
§ 10. Динамические воздействия на конструкции при передвижении	101
А. Шагающее ходовое оборудование	103
Б. Гусеничное ходовое оборудование	108
В. Шагающе-рельсовое ходовое оборудование	112
Глава 3. Особенности расчета схем ряда основных элементов конструкции как упругих динамических систем	114
§ 11. Определение приведенных моментов инерции сечений стреловых и консольных конструкций при расчете их изгибной жесткости	114

§ 12. Представление консольных конструкций как упругих динамических систем	118
§ 13. Представление стрел роторных экскаваторов в вертикальной плоскости, как упругих динамических систем	125
§ 14. Нелинейность продольной жесткости вантовых элементов	132
§ 15. Методика определения жесткости вантовых стреловых конструкций с учетом нелинейности продольной жесткости вант	137
§ 16. Влияние на жесткость вантовых стреловых конструкций продольных сил	142
§ 17. Влияние провисов канатов на собственные колебания вантовых стреловых конструкций в вертикальной плоскости	146

Глава 4. Динамические системы поворотных роторных экскаваторов и отвалообразователей

§ 18. Основные принципы математического описания и анализа собственных колебаний динамических систем	156
§ 19. Динамические системы поворотных роторных экскаваторов в вертикальной плоскости	166
§ 20. Динамические системы отвалообразователей в вертикальной плоскости	196
§ 21. Высокочастотные собственные колебания отвальных консолей и стрел в вертикальной плоскости	201
§ 22. Динамические системы роторных экскаваторов и отвалообразователей в плоскости поворота	210
§ 23. Совместные изгибно-крутильные колебания консольных и стреловых конструкций и возможности упрощения динамических систем	223
§ 24. Динамические системы для транспортеров	233
§ 25. Динамические системы привода роторных траншейных экскаваторов	239

Глава 5. Динамические нагрузки в узлах поворотных роторных экскаваторов при копании

§ 26. Расчетная схема действия внешних нагрузок на роторном колесе при копании	244
§ 27. Затухание колебаний в динамических системах роторных экскаваторов и способы их учета	251
§ 28. Динамические нагрузки в основных узлах металлоконструкций роторного экскаватора при резонансных колебаниях в вертикальной плоскости	255
§ 29. Вынужденные колебания электромеханической системы привода ротора	265
§ 30. Динамические нагрузки в стреловых и консольных конструкциях при вынужденных колебаниях в плоскости поворота машины. Резонансные крутильные колебания стрелы ротора	276
§ 31. Динамические нагрузки при стопорении вращения роторного колеса	287
§ 32. Динамические нагрузки при стопорении в плоскости поворота	300
§ 33. Исследование динамических нагрузок в элементах конструкции роторных экскаваторов на ЭМУ	312

Глава 6. Динамические нагрузки в конструкции поворотных роторных экскаваторов и отвалообразователей в процессе поворота, передвижения, от транспортеров и воздействия ветра 318

§ 31. Динамические нагрузки в роторных экскаваторах и отвалообразователях при разгоне и торможении поворотной платформы	318
§ 35. Динамические нагрузки в элементах конструкции роторных экскаваторов и отвалообразователей при передвижении	335
§ 36. Динамическое воздействие от ветра на конструкции роторных экскаваторов и отвалообразователей	318
§ 37. Колебания стреловых конструкций при работе транспортеров	351
§ 38. Динамические нагрузки в транспортерах	361

Глава 7. Динамические нагрузки в роторных траншейных экскаваторах 361

§ 39. Анализ частот и форм собственных колебаний	361
§ 40. Динамические нагрузки при вынужденных крутильных колебаниях элементов привода от внешних периодических нагрузок	368
А. Резонансные колебания	369
Б. Нерезонансные колебания	376
§ 41. Динамические нагрузки при стопорении рабочего органа	377

Глава 8. Основы методики расчета узлов и деталей на прочность и долговечность по выносливости 382

§ 12. Общее положение	382
§ 13. Механизмы привода	386
Механизм привода ротора	388
Механизмы привода поворота роторных экскаваторов	391
Механизмы привода поворота отвальных консолей отвалообразователей	393
Механизмы привода транспортера стрелы ротора	391
Механизмы привода транспортера отвальных консолей отвалообразователей	395
§ 41. Элементы металлоконструкций	395

Литература 400

Дмитрий Павлович Волков
и Владимир Александрович
Черкасов

**ДИНАМИКА И ПРОЧНОСТЬ
МНОГОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ
И ОТВАЛООБРАЗОВАТЕЛЕЙ**

Редактор издательства *И. В. Добров*
Технический редактор *Л. Ф. Марова*
Корректор *Ж. Л. Суходолова*
Переплет художника *Е. В. Бекетова*

Сдано в производство 13/VIII 1968 г.
Подписано к печати 10/III 1969 г.
Т-01213 Тираж 4000 экз. Печ. л. 25,5
Бум. л. 12,5 Уч.-изд. л. 26,0.
Формат 60 X 90^{1/16} Цена 2 р. 79 к.
Зак. № 486

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»,
Москва, Б-66, 1-й Басманный пер., 3

Экспериментальная типография
ВНИИПП
Комитета по печати при Совете
Министров СССР
Москва К-51, Цветной бульвар, 30

НОВЫЕ КНИГИ 1969 г. издательства «Машиностроение»

- БАЛОВНЕВ В. И. Физическое моделирование резанки грунтов. 10 л.
Цена 70 коп.
- БЫХОВСКИЙ И. И. Основы теории вибрационной техники. 20 л. Це-
на 1 р. 30 к.
- ВАЙНСОН А. А. Строительные краны. 30 л. Цена 2 р. 70 к.
Вибрационные машины в строительстве и производства строительных ма-
териалов. Справочник. Колл. авторов. Под ред. д-ра техн. наук
В. А. Баумана и др. 30 л. Цена 1 р. 85 к.
- ВОРОНЕЦ В. С. Памятка крановщика. Изд. 5-е, переработ. и доп. 7 л.
Цена 30 коп.
- ДОМБРОВСКИЙ Н. Г. Экскаваторы. Общие вопросы теории, проектирова-
ния, исследования и применения. 26 л. Цена 2 р. 30 к.
- КИПАРСКИЙ Г. Р. Однозвенные стреловые устройства кранов. 6 л.
Цена 40 коп.
- ЛЕВИТИН Б. С. И ВОРОНЦОВ Г. А. Применение алюминиевых сплавов в
крановых металлоконструкциях. Изд. 2-е, переработ. и доп. 12 л.
Цена 20 коп.
- НЕЙФЕЛЬД М. С. И МОРОЗ П. С. Механическое оборудование для произ-
водства листовых асбестоцементных изделий. 16 л. Цена 1 руб.
- Однокошарные экскаваторы и самоходные краны с гидравлическим приво-
дом. Колл. авторов. Под ред. инж. И. Л. Бармана. 20 л. Цена 1 р. 30 к.
- ОСТРОВЦЕВ Н. А. Самоходные катки на пневматических шинах. 5 л.
Цена 35 коп.
- РУМЯНЦЕВ В. А. и др. Новые конструкции траншейных экскаваторов. 8 л.
Цена 50 коп.
- СИЛЕНКО Р. Г. Механическое оборудование для производства вижущих
строительных материалов (цемента, извести, гипса). 25 л. Цена 1 р. 55 к.
- СКОТНИКОВ В. А. и др. Машины для строительства и сооружения осуши-
тельных каналов. 23 л. Цена 1 р. 45 к.
- УЛЬЯНОВ Н. А. Теория самоходных землеройно-транспортных машин. 30 л.
Цена 2 р. 90 к.
- ЧИКИДА И. Т. Оборудование кровельных заводов. 20 л. Цена 95 коп.
Экскаваторы и дробилки. Сборник статей. Под ред. канд. техн. наук
Ю. А. Муйземника. 14 л. (НИИТЯЖМАШ Уралмашзавода, вып. XIX, се-
рик «Производство крупных машин»). Цена 1 р. 20 к.

