

622.271

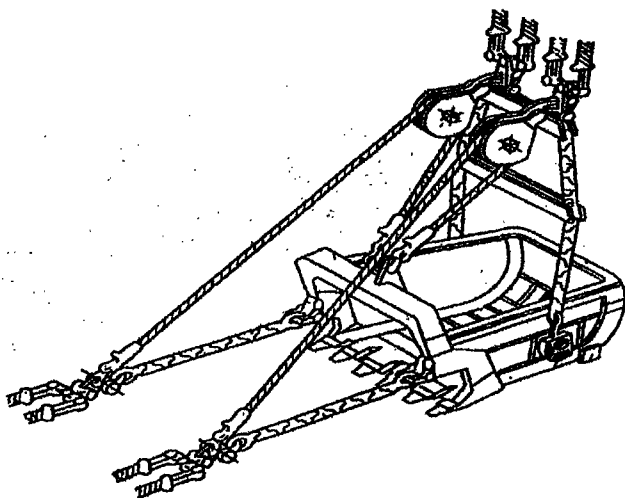
Л 14

Министерство образования и науки Российской Федерации
Уральская государственная горно-геологическая академия

Ю.А.Лагунова

ЭКСКАВАТОРЫ-ДРАГЛАЙНЫ

Учебно-методическое пособие



Екатеринбург 2004

Ю. А. Лагунова

ЭКСКАВАТОРЫ-ДРАГЛАЙНЫ

Утверждено Редакционно-издательским советом академии
в качестве учебно-методического пособия по выполнению
лабораторных работ по дисциплинам:
"Механическое оборудование карьеров",
"Проектирование горных машин",
"Горные машины и оборудование",
"Механическое оборудование горных предприятий"
по курсовому и дипломному проектированию для студентов
специальностей 170100, 180100, 090500

✓ УДК 622.271.602.5

✓ Л14

Лагунова Ю. А.

Л14 *Экскаваторы - драглайны*: Учебно-методическое пособие. Екатеринбург: Изд-во УГТГА, 2004.-107 с.

Учебно-методическое пособие содержит описание рабочего процесса и конструкций экскаваторов-драглайнов, эксплуатирующихся в условиях открытых горных работ, технические характеристики экскаваторов-драглайнов отечественного и зарубежного производства, критерии оценки основных параметров и конструктивных схем, расчеты основных механизмов, примеры расчетов и контрольные вопросы.

Предназначено студентам специальностей 170100, 180100, 090500 по выполнению лабораторных работ.

Рассмотрено на заседании кафедры горных машин и комплексов 04 сентября 2003 г. (протокол № 1) и рекомендовано для издания в УГТГА.

Одобрено Методической комиссией горно-механического факультета.

Рецензент – Г. А. Боярских, проф., д-р. техн. наук

Печатается по решению Редакционно-издательского совета Уральской государственной горно-геологической академии.

© Уральская государственная
горно-геологическая
академия, 2004

© Лагунова Ю. А., 2004

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	5
1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЭКСКАВАТОРОВ-ДРАГЛАЙНОВ.....	6
1.1. Технические характеристики отечественных и зарубежных экскаваторов-драглайнов.....	6
1.2. Принцип действия драглайнов.....	6
1.3. Определение основных параметров драглайна.....	7
Вопросы к разделу 1.....	13
2. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ, ХАРАКТЕРИСТИКА И РАСЧЕТЫ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ И ОСНОВНЫХ МЕХАНИЗМОВ.....	14
2.1. Ковш.....	14
2.2. Стрела.....	15
2.2.1. Вантовая стрела.....	16
2.2.2. Трехгранная жёсткая стрела.....	17
2.2.3. Ферменная (решетчатая) стрела.....	17
2.2.4. Комбинированная стрела.....	19
2.2.5. Конструктивно-технологические особенности стрел по конкретным машинам.....	19
2.3. Головные и направляющие блоки.....	20
2.4. Подъёмная и тяговая лебедки.....	21
2.5. Расчёт подъёмного и тягового механизмов.....	28
2.6. Опорно-поворотное устройство.....	32
2.6.1. Механизм поворота.....	32
2.6.2. Опорное устройство.....	37
2.6.3. Центральная цапфа.....	39
2.6.4. Опорные рамы.....	40
2.6.5. Поворотная платформа.....	43
2.6.6. Надстройка и передняя стойка с подкосами.....	46
2.6.7. Опорные башмаки.....	50
2.7. Расчёт механизма поворота.....	52
Вопросы к разделу 2.....	54
3. ХОДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЭКСКАВАТОРОВ-ДРАГЛАЙНОВ ...	55
3.1. Кривошипно-крейцкопфный механизм хода.....	55
3.2. Гидравлический механизм шагания.....	57
3.3. Гусеничный ход.....	59
3.4. Тяговый расчёт экскаваторов-драглайнов.....	60
3.4.1. Тяговый расчёт шагающей ходовой части.....	60
3.4.2. Тяговый расчет гусеничного хода.....	61
Вопросы к разделу 3.....	62
4. СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ.....	63
4.1. Уравновешенность поворотной платформы (расчет противовеса).....	63

4.2. Устойчивость драглайна.....	65
4.3. Определение усилий в опорно-поворотном круге.....	66
4.4. Определение опорных реакций и давления на грунт.....	70
4.4.1. Гусеничное ходовое оборудование.....	70
4.4.2. Шагающее ходовое оборудование.....	72
Вопросы к разделу 4.....	73
5. РЕМОНТ ШАГАЮЩИХ ЭКСКАВАТОРОВ.....	75
5.1. Характеристика износов, повреждений и отказов.....	75
5.2. Подготовительные этапы ремонтного производства.....	76
5.2.1. Конструкторская и технологическая подготовка ремонта....	76
5.2.2. Организационная подготовка ремонта.....	77
5.2.3. Материальное обеспечение ремонта.....	77
5.2.4. Оборудование ремонтной площадки.....	77
5.3. Ремонт типовых конструкций и деталей экскаваторов-драглайнов	84
5.4. Оценка качества ремонта.....	94
5.4.1. Расчет главного параметра качества ремонта.....	94
Вопросы к разделу 5.....	101
6. ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ ДЛЯ ТИПОВЫХ РАСЧЕТОВ.....	102
Заключение.....	106
Список литературы.....	107

ВВЕДЕНИЕ

Целью работы является закрепление знаний и приобретение практических навыков по оценке основных параметров и анализу конструктивных и кинематических схем механизмов экскаваторов-драглайнов, по расчётам основных узлов, механизмов и экскаватора в целом.

Задачи работ:

– выявление закономерностей изменения основных конструктивных, режимных и технологических параметров экскаваторов-драглайнов различных типоразмеров и их оценка;

– изучение принципиальных компоновочных, кинематических и конструктивных схем рабочего и вспомогательного оборудования, а также экскаватора в целом;

– изучение особенностей расчётов основных механизмов, статического и тягового;

– изучение конструктивно-технологических особенностей шагающих экскаваторов, методов организации ремонта, расчёта уровня качества ремонта.

Предлагаемое пособие содержит технические характеристики экскаваторов-драглайнов, методы определения основных параметров экскаваторов, кинематические и конструктивные схемы экскаваторов, схемы рабочего и вспомогательного оборудования, приведены расчёты основных узлов и механизмов, рассмотрены статический и тяговый расчёты, которые используются в курсовом и дипломном проектировании.

1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ЭКСКАВАТОРОВ-ДРАГЛАЙНОВ

Экскаваторы-драглайны основное применение нашли при бестранспортной системе разработки месторождений открытым способом и производстве земляных работ на строительстве крупных гидротехнических сооружений. Экскаваторы-драглайны составляют около 20 % парка одноковшовых экскаваторов в России. Большая их часть используется на отвалах и на открытых разработках угольных месторождений. Предназначены для разработки легких, средних и взорванных крепких (до IV категории) пород в забоях, расположенных как ниже, так и выше горизонта установки экскаватора, и перемещения породы в отвал, транспортные сосуды, а также переэкскавации отвалов.

1.1. Технические характеристики отечественных и зарубежных экскаваторов-драглайнов

Основные технические данные экскаваторов-драглайнов, проектируемых в России, ближнем и дальнем зарубежье, представлены в табл. 1.1^а- 1.4.

Тип привода для всех экскаваторов – ГД (генератор - двигатель).

Основные преимущества драглайнов: возможность черпания как выше, так и ниже уровня стояния; большая длина стрел (на 90...180 % превышает длину стрел механических лопат той же массы); небольшое давление на грунт. Масса экскаватора существенно влияет на время цикла экскавации, т. е. на скорости и ускорения рабочих движений, что отражается на мощности приводов, массе лебедок и механизмов поворота, а также на нагрузках узлов конструкций машин.

1.2. Принцип действия драглайнов

Существует основная конструктивная схема драглайна (рис.1.1), которая включает: ковш 1 с упряжью, тяговый 2 и подъёмный 3 канаты, стрелу 4 с блоками направляющими 5, головными 6 и пятой 7. Для перемещения ковша служат лебёдки подъёма 8 и тяги 9. Угол наклона стрелы во время работы постоянен и определяется длиной стрелового полиспаста 10. Исполнительный механизм драглайна имеет два гибких звена-каната, связывающих ковш с ведущими звеньями механизма. Неподвижным звеном механизма драглайна является платформа экскаватора с двуногой стойкой и стрелой.

Работает драглайн следующим образом. С помощью подъёмного каната (при отпущенном тяговом канате) ковш опускают на забой и затем подтягивают тяговым канатом к экскаватору, при этом ковш наполняется срезаемой породой. После наполнения груженный ковш поднимают вверх подъёмным канатом и, удерживая его в горизонтальном положении натяжением тягового каната, вместе с поворотной платформой поворачивают к месту разгрузки. Над ме-

стом разгрузки при ослаблении тягового каната ковш опрокидывается передней стороной вниз и разгружается, после чего платформу поворачивают к забоям, одновременно опуская ковш. Далее рабочий цикл повторяется.

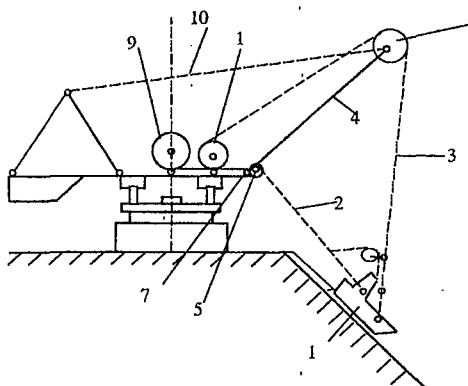


Рис. 1.1. Основная конструктивная схема драглайна

1.3. Определение основных параметров драглайна

Главные параметры экскаваторов задают при проектировании машин, а основные определяют в функции от главных по эмпирическим зависимостям, приведенным ниже.

На основании законов подобия определяют необходимые массовые и геометрические параметры экскаватора и элементов рабочего оборудования: общую массу экскаватора, массу ковша и рукояти; длины стрелы, рукояти, ковша, тяговых цепей драглайна; высоты оси пяты стрелы, напорного вала, ковша; ширину ковша; радиус оси пяты стрелы.

Массовые показатели определяются по следующим эмпирическим зависимостям.

Масса экскаватора

$$m_3 = k_3 \cdot E,$$

где k_3 - коэффициент плотности, зависящий от типа экскаватора и вместимости ковша; для драглайнов ($E=6 \dots 100 \text{ м}^3$) $k_3=50 \dots 120 \text{ т/м}^3$,

E - вместимость ковша, м^3 .

Таблица 1.1

Шагающие экскаваторы фирмы "Уралмаш" (ОМЗ - Горное оборудование)

Параметры	ЭШ	ЭШ	ЭШ	ЭШ	ЭШ	ЭШ	ЭШ	ЭШ	ЭШ	ЭШ	ЭШ
	20.90	15.100	25.90	20.100	15.110	40.100	30.110	25.120	65.100	40.130	100.125
Вместимость ковша, м ³	20	15	25	20	15	40	30	25	65	40	100
Длина стрелы, м	90	100	91	100	110	100	110	120	100	130	125
Угол наклона стрелы, град	32	32	34	34	34	32	32	32	32	32	35
Концевая нагрузка, кН	630	470	770	630	470	1250	950	900	2050	1250	3000
Продолжительность рабочего цикла, с	60	60	60	62	64	60	64	66	60	62	60
Высота выгрузки, м	38,5	45	39	45	52	40	46,2	52,4	38,5	56	56
Глубина копания, м	42,5	42,5	42,5	46	50	47	53	57	46	60	52
Радиус выгрузки, м	83	91,5	83,5	91	99	94,8	103,3	117,7	97,6	123	118
Просвет над задней частью платформы, м	1,61	1,61	1,6	1,6	1,6	2,44	2,44	2,44	2,84	2,84	2,75
Диаметр опорной базы, м	14,5	14,5	15,3	15,3	15,3	18	18	18	23,5	23,5	27
Удельное давление на грунт, МПа	0,105	0,105	0,103-0,081	0,103-0,081	0,103-0,081	0,137-0,095	0,137-0,095	0,137-0,095	0,125	0,125	0,18
Размеры башмака (длина и ширина), м	13x2,5	13x2,5	14x2,9	14x2,9	14 x2,9	17,2 x3,96	17,2 x3,96	17,2 x3,96	18 x3,9	18 x3,9	22,5 x4,74
Рабочая масса, т	1740	1725	1900	1900	1900	3320	3320	3320	5460	5460	10000
Мощность механизма подъема, кВт	2x1120	2 x1120	2x1120	2x1120	2x1120	4x1120	4x1120	4x1120	8x1120	8x1120	4x2500
Мощность механизма поворота, кВт	4x250	4 x250	4 x250	4 x250	4 x250	4 x600	4 x600	4 x600	6 x600	6 x600	8 x1000
Мощность механизма тяги, кВт	2x1120	2 x1120	2 x1120	2 x1120	2 x1120	4 x 1120	4 x1120	4 x1120	6 x1120	6 x1120	4x2500
Мощность механизма хода, кВт	2 x800	2 x800	2 x800	2 x800	2 x800	2 x1000	2 x1000	2 x 1000	4 x630	4 x630	4 x800
Мощность сетевого двигателя, кВт	2500	2500	2500/2250	2500/2250	2500/2250	2 x2250	2 x2250	2 x2250	4 x2250	4 x2250	4 x3600
Напряжение питающей сети, кВ	6	6	6/10	6/10	6/10	10	10	10	10	10	10

Таблица 1.2

Шагающие экскаваторы ОАО "НКМЗ" (Украина)

Параметры	ЭШ 6,5.45	ЭШ 6,45М	ЭШ 10.60А	ЭШ 10.60	ЭШ 10.70А	ЭШ 13.50	ЭШ 11.70	ЭШ 14.50	ЭШ 15.80	ЭШ 20.65
Вместимость ковша, м ³	6,5	6	10	10	10	13	11	14	15	20
Длина стрелы, м	45	45	60	60	70	50	70	50	80	65
Угол наклона стрелы, град	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
Концевая нагрузка, кН	135	132	285	285	285	312	304	333	430	520
Продолжительность рабочего цикла, с	42	42	52	52	52,5	53	54	54	58	60
Высота выгрузки, м	19,5	19,5	21	23	27,5	20,5	27,5	20,5	32	27
Глубина копания, м	22	22	35	35	35	21	35	21	40	32
Радиус выгрузки, м	43,5	42,5	54,5	58	66,5	46,5	66,5	46,5	76,5	61
Скорость подъема/тяги, м/с	2,1/2,1	2,1/2,1	2,48/2,22	2,48/2,22	2,48/2,22	2,48/2,22	2,48/2,22	2,6/2,3	2,6/2,3	2,8/2,3
Среднее давление на грунт, МПа - при работе, - при шагании.	6 11	6 11	8,5 12	8,5 12	9,4 14,9	8,4 13,5	9,7 15,6	8,7 13,6	10 15	9 13,5
Диаметр опорной базы, м	7,7	7,7	9,5	9,5	9,7	9,7	9,7	9,7	12,3	12,3
Размеры башмака, м (длина x ширина)	7x1,55	7x1,55	11,8x1,8	11,8x1,8	11x1,8	11x1,8	11x1,8	11x1,8	15x2,4	15x2,4
Рабочая масса, т	310	310	558,8	558,8	688	620	700	620	1160	1070
Мощность механизма подъема, кВт	2x190	2x190	2x325	2x325	2x500	2x500	2x500	2x500	2x630	2x560
Мощность механизма поворота, кВт	2x100	2x100	2x250	2x250	2x500	2x500	2x500	2x500	2x500	2x500
Мощность механизма тяги, кВт	2x190	2x190	2x325	2x325	2x500	2x500	2x500	2x500	2x630	2x560
Мощность механизма хода, кВт	-	-	325	325	500	500	500	500	2x630	2x560
Мощность сетевого двигателя, кВт	500	500	1150	1150	1250	1250	1250	1250	2x1250	2x1600
Напряжение питающей сети, кВ	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6

Таблица 1.3

Шагающие экскаваторы зарубежных фирм

Показатели	Ransom Rapir (Англия)	Bucyrus Erie (США)				Marion (США)			
	W 1800	1250W	1450W	2550W	4250W	7800	7900	8800	8900
Вместимость ковша, м ³	30,6-22,9	26,5	45,9	57,3	168	15,3-29,8	26	65	99
Длина стрелы, м	75,4-86	71,6	76,2	84	94,5	85,3-67	83,8	83,8	83,8
Угол наклона стрелы, град	30	-	-	-	-	30	-	-	-
Продолжительность рабочего цикла, с	68	58	58	60	60	60	60	60	60
Высота разгрузки, м	30,5-36,6	40,8	-	30,5	42,7	36	32,3	43,6	42,2
Глубина копания, м	-	42,7	41	50,4	56,4	42,7	41,9	30,6	56,4
Радиус загрузки, м	70,1-79,4	68,2	75	83,5	91	80,2	78,6	75,6	75,6
Среднее удельное давление на грунт, МПа -при работе, -при движении.	- -	0,082 0,16	0,124 0,26	0,13 0,276	- 0,282	0,088 0,2	0,1 0,236	0,12 0,25	0,14 0,34
Диаметр опорной базы, м	16,8	15,2	16,8	19,8	32	15,25	15,25	24,4	24,4
Размеры башмака, м (длина x ширина)	16,76x2,9	16,48x2,75	17,05x3,05	19,8x3,66	19,8x6,1	14,64x2,75	14,64x2,72	21,3x5,03	21,4x5,03
Рабочая масса, т	1860	1527	2720	4000	13600	1598	1920	6170	6273
Скорость подъема / тяги, кВт	2,18/2,18	-	-	-	-	3,18/1,73	3,25/1,17	3,15/1,48	3,3/1,48
Мощность двигателей подъема, кВт	4x442	2x368	4x736	8x276	10x1470	2x736	4x555	8x460	12x736
Мощность двигателей тяги, кВт	4x442	2x368	4x736	4x368	8x1470	2x736	2x736	6x368	8x736
Мощность двигателей поворота (хода), кВт	4x331	4x101	4x276	4x368	10x920	4x206	5x206	6x276	6x736

Таблица 1.4

Экскаваторы-драглайны на гусеничном ходу

Параметры	ЭДГ-8.50	ЭДГ-4.25	ЭДГ-3.2.30
Вместимость ковша, м ³ -для тяжелых пород -для легких пород	8 10	4	3,2
Длина стрелы, м	50	25	30
Концевая нагрузка, кН	235		
Усилие подъема стопорное, кН	427	220	175
Усилие тяги стопорное, кН	471	240	190
Мощность сетевого двигателя, кВт	1250	250	250
Продолжительность рабочего цикла при угле поворота 120°, с	50	48	48
Допустимый уклон рабочей площадки, град	3	3	3
Преодолеваемый уклон при передвижении, град	15	15	15
Скорость подъема и тяги номинальная, м/с	2,1	2,1	2,1
Скорость передвижения по подготовленной трассе, км/ч	1,1	1,1	1,1
Среднее давление на грунт при передвижении, МПа	186	165	130
Масса рабочая, т	600	172	182

Таблица 1.5

Справочные данные

Категория породы	Коэффициент разрыхления породы, K_p	Коэффициент наполнения ковша, K_n	Коэффициент удельного сопротивления коланью, K_{Σ} , МПа
I	1,05...1,16	1,05...0,95	0,03...0,12
II	1,14...1,26	0,95...0,9	0,12...0,2
III	1,24...1,3	0,9...0,85	0,16...0,3
IV	1,28...1,37	0,85...0,75	0,25...0,42
V	1,35...1,42	0,75...0,6	0,4...0,55

Таблица 1.6

Значения коэффициента пропорциональности K_i , м/т³

Параметры	Драглайн
Ширина платформы	1,15-1,3
Высота кузова	0,9-0,87
Радиус задней стенки кузова	1,2-1,8
Длина стрелы	7,0-8,0
Высота пяты стрелы	0,28-0,4
Радиус пяты стрелы	0,6-0,42
Длина рукоятки	-
Высота черпания максимальная	4,6
Высота разгрузки максимальная	2,5
Высота напорного вала (высота рабочего забоя)	-
Радиус черпания максимальный	7,55
Радиус разгрузки максимальный	7,48

Примечания: Меньшие значения коэффициентов относятся к ковшам меньшей вместимости.

Таблица 1.7

Эмпирические зависимости для определения ряда основных параметров одиоковшовых экскаваторов (по материалам Центрогипрошахта)

Параметры	Условное обозначение	Драглайн
Масса экскаватора, г	m	$(0,2 \div 0,22)E^{0,65} R_{\text{ч max}}^{1,65}$ или $K_2 EL_c + b$
Радиус черпания, м, не более	$R_{\text{ч max}}$	$0,96L_c$
Длина стрелы, м	L_c	$1,06R_{\text{ч max}}$
Высота черпания, м, не более	$H_{\text{ч max}}$	$(0,5-0,6)L_c$
Радиус разгрузки, м, не более	$R_{\text{р max}}$	$0,95L_c$
Высота разгрузки, м, не более	$H_{\text{р max}}$	$(0,4-0,42)L_c$
Мощность сетевого двигателя, кВт	N_c	$1,32EL_c + 0,0039EL_c^2$
Время цикла ($\beta=90^\circ$), с	$t_{\text{ц}}$	$60-22,9c^{-0,00154m}$

Примечание. $K_2=1,055$ и $b=-44,5$ для вантовой стрелы; $K_2=0,88$ и $b=46,03$ для трубчатой треугольной стрелы; $K_2=0,696$ и $b=286,9$ для ферменной четырехугольной стрелы.

Масса ковша:

$$m_k = k_1(k_2 + E) \cdot E^{2/3},$$

где k_1 и k_2 – коэффициенты пропорциональности,

для легких пород - $k_1=0,143$ и $k_2=9,6$

для средних - $k_1=0,0925$ и $k_2=20$

для тяжелых - $k_1=0,046$ и $k_2=40,6$

Масса породы в ковше

$$m_n = \frac{E \cdot \gamma \cdot k_n}{k_p},$$

где γ – плотность породы в целике, t/m^3 ;

k_n – коэффициент наполнения ковша, зависит от типа породы (табл. 1.5);

k_p – коэффициент разрыхления породы в ковше (см. табл. 1.5).

Геометрические параметры конструктивных элементов экскаватора

$$L_i = k_i \cdot \sqrt[3]{m_s},$$

где k_i – коэффициент пропорциональности (табл. 1.6).

Геометрические параметры ковшей, т. е. ширину B_k , длину L_k ; высоту h_k , также определим по эмпирическим зависимостям:

- для драглайнов

$$B_k = 1,15 \cdot \sqrt[3]{E}; L_k = 1,2 \cdot B_k; h_k = 0,65 \cdot B_k.$$

Определение других параметров экскаваторов по эмпирическим зависимостям приведено в табл. 1.7.

Вопросы к разделу 1

1. Что такое главные и основные параметры машины?
2. По каким показателям проводят технико-экономическую оценку моделей экскаваторов?

2. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ, ХАРАКТЕРИСТИКА И РАСЧЁТЫ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ, ОСНОВНЫХ МЕХАНИЗМОВ

2.1. Ковш

Ковши драглайнов позволяют вести разработку горных пород до IV категории крепости по Единым нормам выработки, в том числе пород, требующих предварительного рыхления, с плотностью до $2,9 \text{ т/м}^3$.

Характеризуются ковши показателем удельной металлоёмкости, то есть отношением массы пустого ковша к его вместимости. В зависимости от назначения они подразделяются на лёгкие, средние, тяжелые и сверхтяжелые с удельной металлоёмкостью от $0,84$ до $1,6 \text{ т/м}^3$. При этом с ростом вместимости ковша его удельная металлоёмкость снижается.

По конструкции ковши драглайнов бывают арочные и безарочные.

Арочный ковш (рис. 2.1) состоит из сварного корпуса 1, козырька 2, отлитого заодно с основаниями зубьев, и арки 3. Арка создаёт боковую жесткость ковша и является местом крепления разгрузочного каната 4. Наибольшей жесткостью обладают литые арки, однако они тяжелее сварных. К передней части ковша привариваются проушины 5 для тяговых цепей 6, а к боковым стенкам приклепываются проушины 7 для цепей 8 подъёма. Через траверсу 9 и балансир 10 цепи 8 соединяются с подъемными канатами 15. В основание козырька 2 вставляются зубья 11. К днищу ковша, чтобы защитить его от изнашивания, привариваются стальные полозья 12. Для предохранения подъемных цепей 8 от

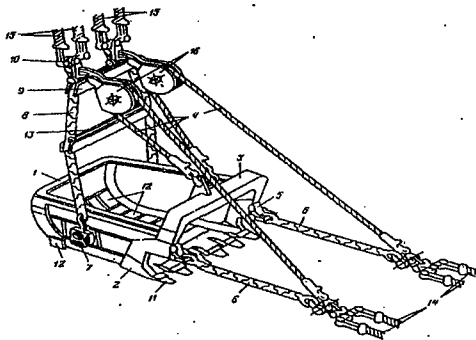


Рис. 2.1. Арочный ковш

истирания о ковш предусмотрена распорная балка 13. Центр тяжести ковша с грузом находится между подъемными цепями и аркой. Поэтому при ослаблении тягового 14 и разгрузочного 4 канатов последний проскальзывает по блоку 16, ковш поворачивается вокруг осей крепления подъемных цепей, и порода свободно выгружается через открытое пространство под аркой и между тяговыми цепями. В транспортном положении (при поворотах) ковш удерживается в горизонтальном положении с помощью натянутых тяговых и разгрузочного канатов. Совокупность деталей, соединяющих ковш с тяговыми и подъемными канатами, называется упряжью ковша.

В *безарочных ковшах* (рис. 2.2.) арка 3 отсутствует, и разгрузочные канаты 4 крепятся к боковым стенкам ковша. Два разгрузочных блока 16 устанавливаются по концам распорной балки 13. Конструкция безарочного ковша вполне устойчивая, имеет малую удельную металлоёмкость (около 1 т/м^3), позволяет расширить режущую кромку, в результате чего облегчаются заполнение и разгрузка ковша и уменьшается возможность образования пустот в ковше при черпании.

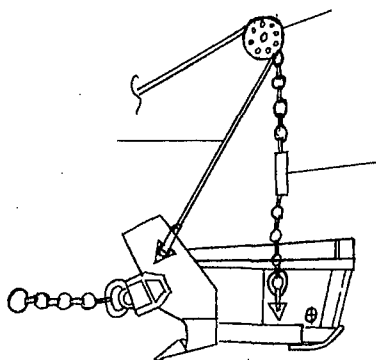


Рис. 2.2. Безарочный ковш драглайна

2.2. Стрела

По конструктивному исполнению стрелы драглайнов можно объединить в четыре группы: вантовые, трехгранные жесткие, ферменные (как с дополнительной двуногой стойкой и промежуточными подвесками, так и без них) и комбинированные.

2.2.1. Вантовая стрела

Вантовыми стрелами оснащены драглайны производства ОАО «ОМЗ – горное оборудование» (Уралмаш), такие, как: ЭШ –10.75; ЭШ –14.75; ЭШ –15.90А и ЭШ –25.100А. Вантовая стрела состоит из одной вертикальной и двух наклонных вантовых ферм, имеющих один центральный сжатый пояс трубчатого сечения, надвое разветвляющийся в месте крепления стрелы к поворотной платформе. Элементы, работающие на растяжение, выполнены из канатов, что делает стрелу легкой и достаточно прочной.

Вантовая стрела экскаватора ЭШ –15.90А (рис. 2.3) составлена из трубчатых элементов: первый от пяты стрелы представляет собой пространственную жесткую конструкцию, образованную элементами 1...3, а три остальных являются вантовыми фермами. Сжатый пояс 4 образован трубой, а растянутые пояса вертикальной и горизонтальной вантовых ферм выполнены из канатов 5...7 закрытого типа. В вершине 8 жесткой конструкции установлен узел крепления подвески стрелы. Трубчатые вертикальные стойки 9 вместе с канатами 6 и 7 образуют вертикальную вантовую ферму, а профильные боковые стойки 10 и канаты 5 – две боковые вантовые фермы. Диагональные оттяжки 11, 13 увеличивают жесткость стрелы, препятствуя её скручиванию. Вверху центральный стержень заканчивается рамой 12, на которую установлены блоки для подъёмных канатов.

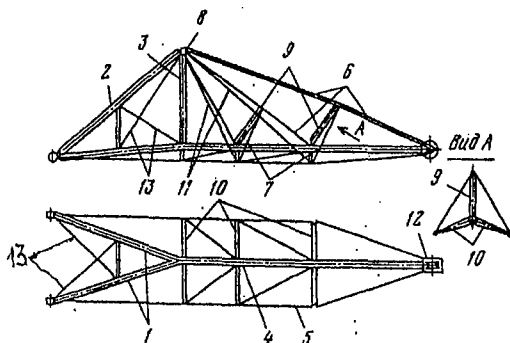


Рис. 2.3. Вантовая стрела

2.2.2. Трехгранная жесткая стрела

Трехгранные жесткие стрелы также выпускает ОАО "ОМЗ - Горное оборудование" (Уралмаш) и оснащает ими драглайны: ЭШ-11.75; ЭШ - 25.90; ЭШ -20.100; ЭШ -15.110; ЭШ -30.100; ЭШ -40.100; ЭШ -25.120.

Стрела (рис. 2.4) выполнена из трех жестких трубчатых поясов 1, 2, 4, образующих с головной частью трехгранную пирамиду с вертикальными трубчатыми стойками 3 и вантовыми диагональными связями 5. Верхний трубчатый пояс 4 стрелы предварительно напряжен системой вантовых канатов до суммарного усилия, равного усилию растяжения от концевой нагрузки и веса стрелы, что увеличивает выносливость стрелы. Стрела на жестких серьгах 6 подвешивается к стойке 7 поворотной платформы. На верхнем поясе стрелы расположены ролики для подъемных канатов. Последние касаются роликов при ослаблении натяжения, например, во время копания. Трехгранная трубчатая стрела с канатными раскосами тяжелее, чем вантовая (соответственно, 1,4 и 1,2 т), но имеет большую эксплуатационную надежность.

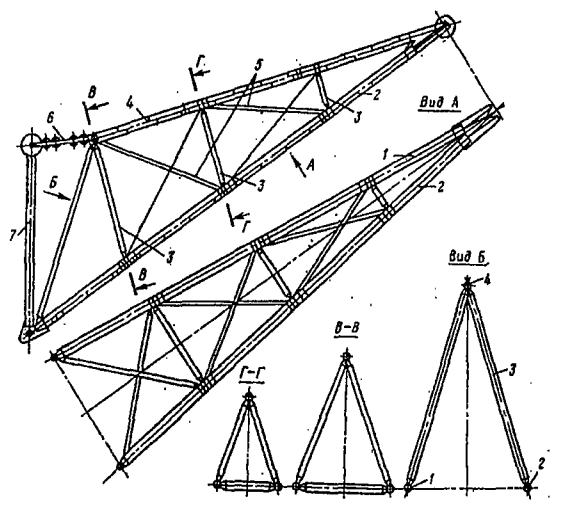


Рис. 2.4. Трехгранная жесткая стрела

2.2.3. Ферменная (решетчатая) стрела

Ферменные стрелы (рис. 2.5) характерны для драглайнов зарубежных фирм "Марион" и "Бюсайрус - Ири"(США).

На экскаваторах фирмы "Марион" четырёхгранная стрела (см. рис. 2.5, а) имеет рыбообразную форму с расширяющимся основанием. Её пояса выполнены из уголков, а раскосы и стойки – из труб. Стрела подвешена к мачте, являющейся продолжением верхнего сечения и двуногой стойки, на вантах, идущих от головного блока и от серединного сечения стрелы.

На экскаваторах фирмы "Бюсайрус – Ири" применяют трехгранные стрелы (см. рис. 2.5, б) с поясами, раскосами и стойками, выполненные из труб и подвешенные через промежуточную мачту на подвесках, закрепленных в головном и центральном сечениях стрелы.

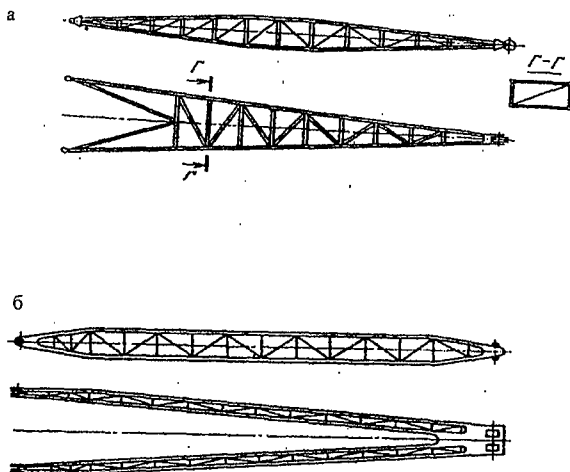


Рис. 2.5. Ферменная стрела

Стрела экскаватора 4250-W длиной 94,5 м составлена из двух независимых колонн, соединенных в точке крепления головных блоков. Каждая колонна имеет прямоугольное сечение размером 6х5,8 м, образованное четырьмя трубами диаметром по 610 мм.

В основные трубчатые элементы стрелы накачан под давлением азот. Специальные датчики, установленные на стреле, позволяют оператору по падению давления определять наличие трещин и предупреждать поломки стрелы!

Стрела подвешивается на 12 канатах к двум мачтам, от которых к середине колонн стрелы подходят промежуточные подвески.

2.2.4. Комбинированная стрела

Комбинированные или шарнирно-сочлененные стрелы применяются на драглайнах средней мощности производства НКМЗ (Новокраматорский машиностроительный завод – Украина), таких, как: ЭШ-6.45М; ЭШ –10.70; ЭШ –20.55.

Комбинированная стрела (рис. 2.6) представляет собой пространственную конструкцию, выполненную из труб, угольников и канатов. Она состоит из двух шарнирно-сочлененных частей – верхней 1 и нижней 2. Верхняя часть представляет собой ферму прямоугольного сечения, состоящую из уголков. Нижняя часть стрелы представляет собой трехгранную пирамиду, составленную из труб. Основанием пирамиды служит нижняя секция стрелы, представляющая

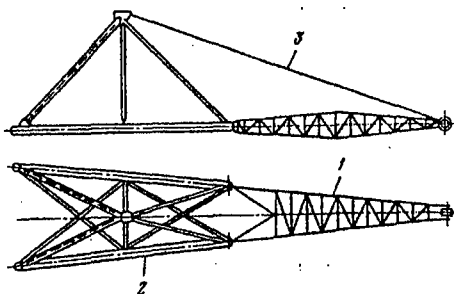


Рис. 2.6. Комбинированная стрела

собой трубчатую ферму. Верхняя часть стрелы поддерживается канатами 3, верхняя и нижняя секции стрелы составляют нижний пояс стрелы, а канаты 3 – верхний пояс. Верхний пояс предназначен для восприятия вертикальных нагрузок от сил инерции ковша и стрелы во время разгона и торможения экскаватора при повороте. Шарнирное соединение верхней и нижней секций обеспечивает предохранение от опрокидывания верхней секции.

2.2.5. Конструктивно-технологические особенности стрел по конкретным машинам

Стрелы НКМЗ

На экскаваторе ЭШ-11.70 (ЭШ –14.50) традиционно применена стрела шарнирно-сочлененной конструкции. Верхний пояс – это вантовая подвеска из шести ветвей канатов диаметром 45,5 мм. Нижний пояс и раскосая часть стрелы состоят из отдельных элементов ферменной конструкции, выполненных из

уголкового проката (сталь 10ХСНД). Угловая конструкция обеспечивает возможность тщательного наружного осмотра сварных соединений и исключает вероятность скрытых дефектов. Для обслуживания и осмотра стрела с правой стороны оборудована лестницами и площадками, ограждениями.

Одновременно с обычной конструкцией устройства защиты стрелы от возможных ударов ковшом в аварийном режиме растяжки установлено экспериментальное устройство защиты стрелы, действующее на принципе магнитоупругих датчиков, не требующих переналадок при замене канатов.

Стрелы УРАЛМАШ

На экскаваторе ЭШ -65.100 стрела выполнена как жесткая трехгранная трубчатая конструкция с диагональными связями из вантовых канатов. Верхний пояс стрелы состоит из трубы 1050x10 мм и предварительно натянутых с усилием 6000 кН десяти канатов специального закрытого типа диаметром 70 мм. Нижние пояса стрелы изготовлены из труб 1220x10 мм. Крайняя панель каждого пояса, расположенная у головы стрелы, сжата предварительно натянутыми с усилием 1000 кН двумя канатами диаметром 54 мм. Материал поясов - сталь 14Х2ГМР.

Раскосы горизонтальных и наклонных ферм стрелы выполнены из двух канатов диаметром 38,5 мм. Это даёт возможность производить замену вант без подведения опор под узлы стрелы. Замена может быть поочередной: сначала заменяют один канат, затем второй. Наличие двух канатов в каждом раскосе удлинит срок службы вант до порыва, так как при выходе из строя одного каната стрела не теряет устойчивости и система остаётся неизменной.

У пят стрелы предусмотрены площадки для установки теодолита, посредством которого проверяют положение стыковых узлов стрелы в пространстве и настраивают ванты стрелы без её опускания на специальные опоры.

Стрела подвешена с помощью жестких серёг. Система подвески имеет встроенный 16-кратный полиспаст, служащий для подъёма и опускания стрелы. Полиспаст во время работы экскаватора разгружен от рабочих усилий. Стрела поднимается и опускается стреловой лебедкой, установленной на ригеле задней поперечной рамы надстройки.

2.3. Головные и направляющие блоки

Головные блоки на драглайнах средней и большой мощности устанавливаются в подвижной раме (люльке), которая позволяет им следовать за отклонением подъёмных канатов. Это устраняет трение канатов о боковые поверхности ручьев блоков и уменьшает износ как канатов, так и блоков.

Направляющие блоки (наводка) тяговых канатов устанавливаются между опорами стрелы на платформе экскаватора для обеспечения постоянного направления входа тягового каната на барабан лебедки. На экскаваторах малой

мощности наводка состоит из двух вертикальных и двух горизонтальных блоков, объединенных общей поворачивающейся обоймой (ЭШ-6.45).

На мощных экскаваторах тяговые канаты проходят через нижние блоки, поворотные вокруг вертикальной оси, с которых идут на верхние неповоротные и далее на барабан лебедки.

2.4. Подъёмная и тяговая лебедки

Подъёмная и тяговые лебедки у шагающих экскаваторов в наибольшей степени характеризуются блочностью и унификацией конструкций. Под блочными понимаются такие конструкции машин или их механизмов, которые состоят из отдельных узлов (редукторов, барабанов, лебёдок, тормозов, аппаратов и др.), соединенных с остальной конструкцией машины с помощью легкоразъёмных соединений.

Подъёмная и тяговая лебёдки на отечественных драглайнах кинематически и конструктивно унифицированы. Расчеты показывают, что предпочтительным является превышение мощности подъёмной лебедки на 15...20 % по сравнению с мощностью тяговой. При установке для привода лебедки малого числа двигателей большой единичной мощности этого достичь трудно. При применении схем компоновки лебёдок из стандартных модулей это легко достигается оснащением подъёмной лебедки соответствующим числом двигателей.

На рис. 2.7...2.15 приведены кинематические схемы подъёмной и тяговой лебёдок драглайнов производства НКМЗ и Уралмаш.

Рассмотрим механизм подъёма и тяги экскаватора ЭШ-65.100. Механизм подъёма оборудован приводом с восемью двигателями, а механизм тяги - приводом с шестью двигателями. От электродвигателей через эластичные муфты передаётся крутящий момент на шевронные зубчатые передачи, открытые, косозубые передачи (защищенные кожухами), и барабан вращается.

Применение многодвигательного привода позволило уменьшить момент инерции вращающихся частей, динамичные нагрузки, благоприятно распределить усилия в элементах лебёдок. Объединение зубчатых передач каждой стороны лебедки в один блок с общей сварной рамой позволяет повысить точность положения валов, сократить число элементов лебёдки, сократить продолжительность монтажа последней.

а

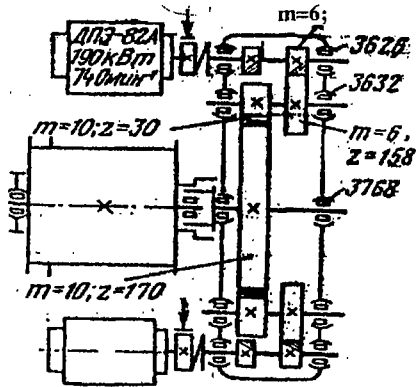
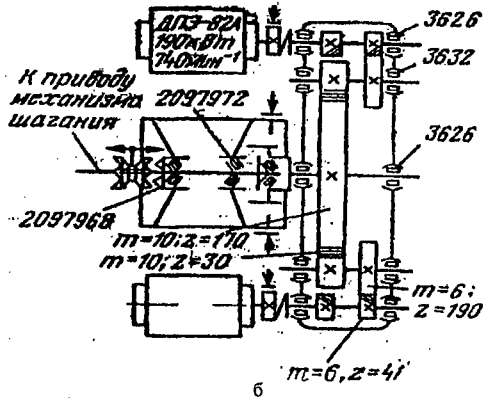
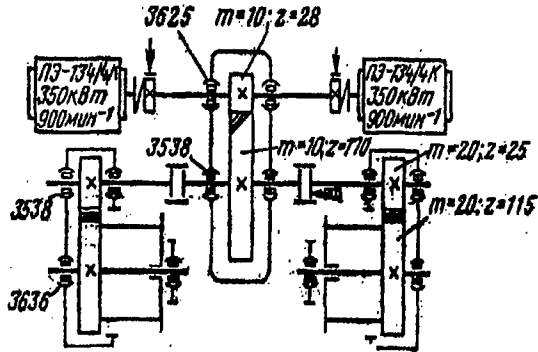


Рис. 2.7. Кинематические схемы тяговой (а) и подъемной (б) лебедок ЭШ-10.60

a



б

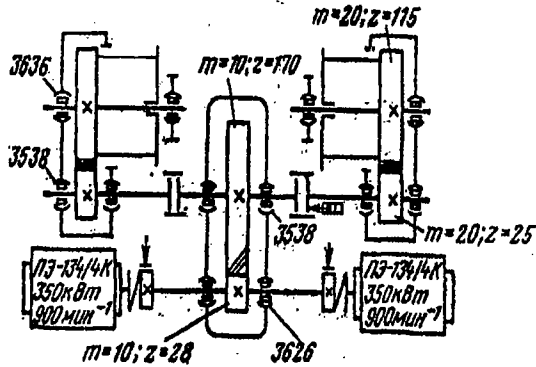


Рис. 2.8. Кинематические схемы подъемной (а) и тяговой (б) лебедок ЭШ-10.60

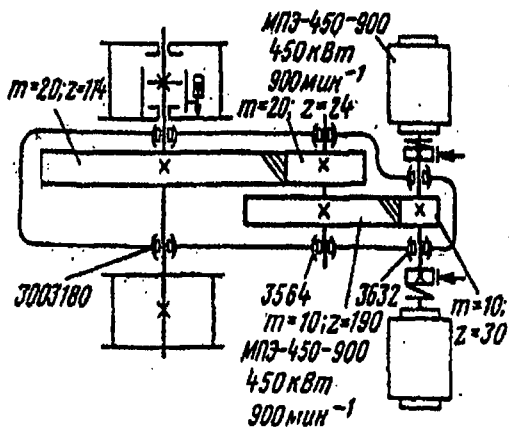
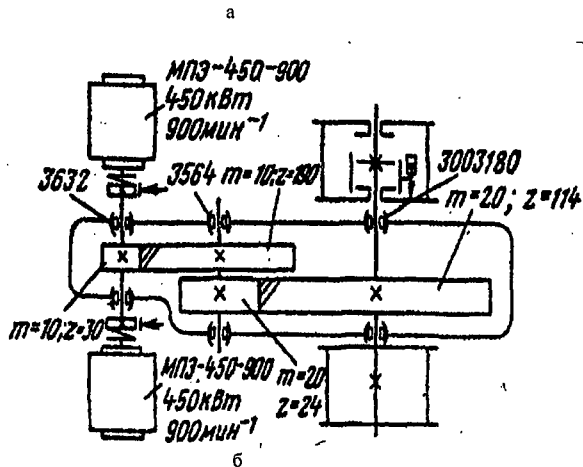


Рис. 2.9. Кинематические схемы подъемной (а) и тяговой (б) лебедок ЭШ-10.70 (11.70; 13.50; 14.50)

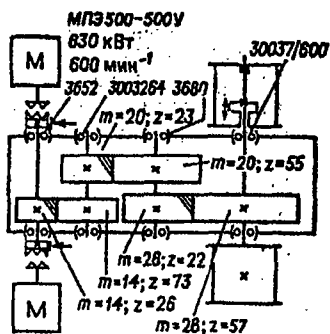


Рис. 2.10. Кинематическая схема лебедки ЭШ-15.80 (20.65)

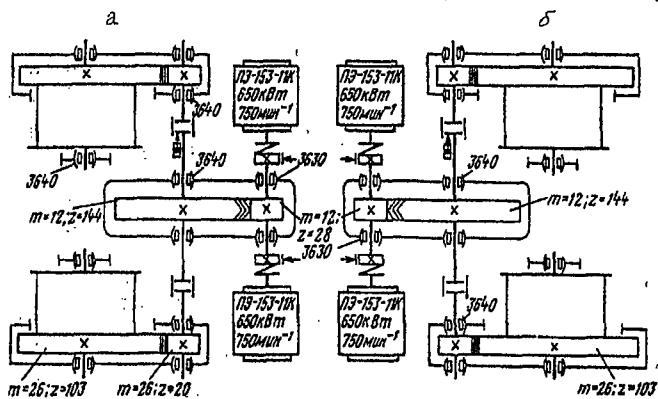


Рис. 2.11. Кинематическая схема подъемной (а) и тяговой (б) лебедок ЭШ-15.90А

Тяговая подъемная лебедки

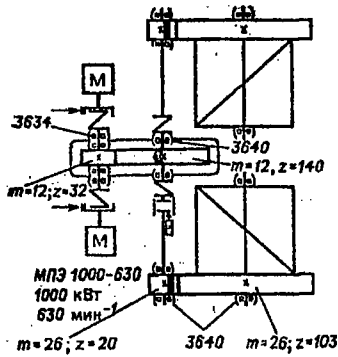


Рис.2.12. Кинематическая схема лебедки ЭШ-20.90

а

б

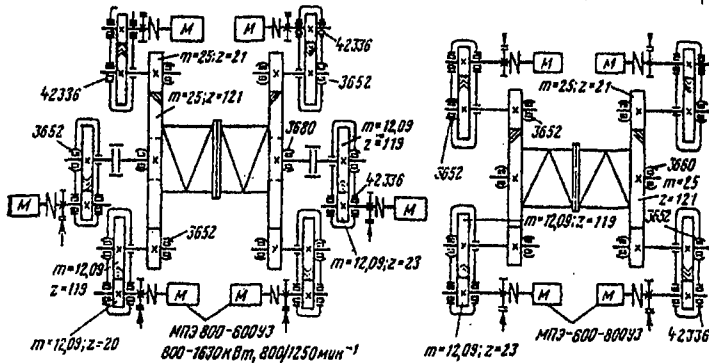


Рис. 2.13. Кинематические схемы подъемной (а) и тяговой (б) лебедок ЭШ-40.85

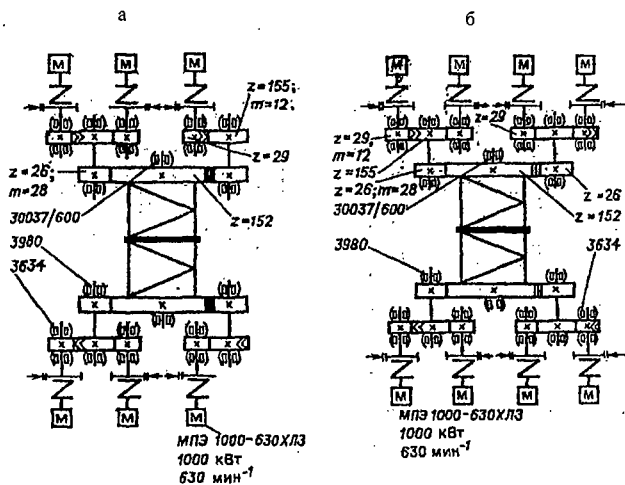


Рис. 2.14. Кинематические схемы тяговой (а) и подъемной (б) лебедок ЭШ-65.100

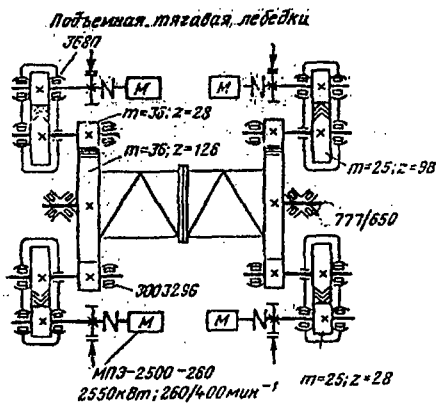


Рис. 2.15. Кинематическая схема лебедки ЭШ-100.100

2.5. Расчёт подъёмного и тягового механизмов

Все расчеты начинаются с определения нагрузок, возникающих при работе экскаватора. Для этого строят масштабные схемы расчётных положений рабочего оборудования с указанием действующих сил.

При определении средневзвешенной мощности двигателей подъёма и тяги драглайнов строятся нагрузочные диаграммы этих механизмов, показывающие изменение нагрузок и скоростей перемещения рабочего органа в течение рабочего цикла механизма.

Привод механизма подъёма драглайна во время копания не нагружен и включается в работу после наполнения ковша для его отрыва от забоя. Отрыв ковша от забоя длится 2...3 с, и привод подъёма драглайна в этот период преодолевает сопротивления отрыву ковша от забоя и от веса ковша с породой. При дальнейшем подъёме ковша с породой и повороте его к месту разгрузки нагрузки в приводе определяются весом ковша с породой. Скорость подъёма при этом близка к номинальной.

Привод механизма тяги драглайна преодолевает следующие нагрузки: при черпании породы – от сопротивления породы копанию, составляющую от веса ковша с породой и сопротивление от трения ковша с породой о грунт при перемещении.

Усилия сопротивления горной породы копанию на режущей кромке ковша драглайна (рис. 2.16) определяются из выражения

$$P_{01} = \frac{E \cdot K_F \cdot (1 + \lambda_0)}{K_{\text{пут}} \cdot l_k \cdot K_p},$$

где E – вместимость ковша, м^3 ;

K_F – коэффициент удельного сопротивления копанию, Н/м^2 ;

λ_0 – отношение объёма призмы волочения к объёму ковша. Для лёгких пород $\lambda_0=0,4$; для средних $\lambda_0=0,3$; для тяжёлых $\lambda_0=0,2$;

$K_{\text{пут}}$ – отношение пути наполнения ковша l_n к длине ковша l_k ;

K_p – коэффициент разрыхления породы в ковше.

Потребные тяговые усилия S_T (Н), массу ковша m_k (кг), а также высоту r_T (м) крепления тяговой цепи от уровня режущей кромки определяют на основании следующих уравнений:

$$\sum P_x = 0 \Rightarrow S_T = P_{01} + G_{k+r} \cdot \sin \alpha + \mu_1 \cdot G_{k+r} \cdot \cos \alpha; \quad (2.1)$$

$$\sum P_y = 0 \Rightarrow P_{02} = G_{k+r} \cdot \cos \alpha; \quad (2.2)$$

$$\sum M_0 = 0 \Rightarrow S_T \cdot r_T = G_{k+r} \cdot (r_0 \cdot \sin \alpha + a \cdot \cos \alpha), \quad (2.3)$$

где α – предельный угол откоса забоя, зависящий от типа пород, для лёгких – $\alpha=45...50^\circ$, для средних – $\alpha=40^\circ$, для тяжёлых – $\alpha=30...35^\circ$;

μ_1 – коэффициент трения ковша о породу ($\approx 0,4$);

r_0 – плечо приложения силы.

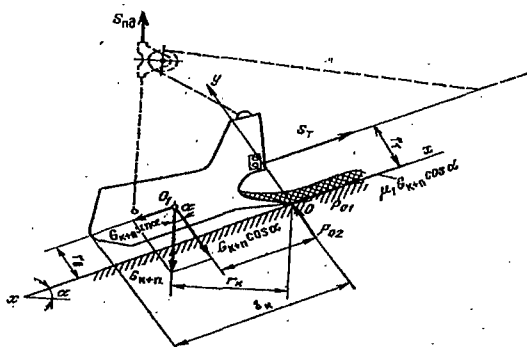


Рис. 2.16. Схема к расчету усилий на ковше драглайна

Решая совместно уравнения (1...3), получим

$$S_T = P_{01} \cdot \left[1 + \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right) \cdot (\mu_1 + \operatorname{tg} \alpha) \right]; \quad (2.4)$$

$$r_T = \frac{a + r_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\frac{P_{01}}{P_{02}} + \mu_1 + \operatorname{tg} \alpha}$$

Условие устойчивости ковша против опрокидывания на откосе при пустом ковше

$$S_T = G_k \frac{r_k}{r_T} = g m_k \frac{r_k}{r_T}$$

Максимальное значение силы тяги при многодвигательном приводе для выбора сечения тяговых канатов и определения стопорного момента двигателя принимается в соответствии со следующей зависимостью:

$$S_{T \max} = (1,25 \dots 1,43) \cdot S_T$$

Усилие в подъёмном канате S_n при отрыве груженого ковша от забоя (концевая нагрузка) определяется по зависимости

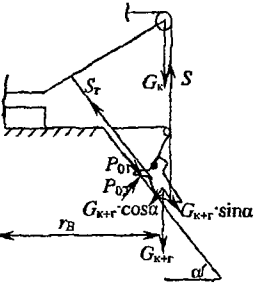
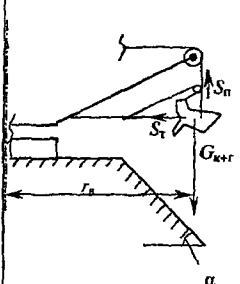
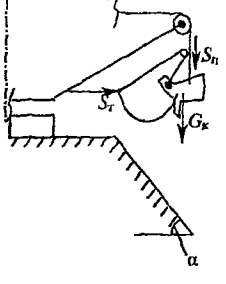
$$S_n = (1,6 \dots 1,8) \cdot G_{k+r}$$

Сечение подъёмного каната и стопорный момент двигателя рассчитываются по максимальному подъёмному усилию:

$$S_{n \max} = (1,25 \dots 1,43) \cdot S_n$$

Таблица 2.1

Схемы, диаграммы и формулы для расчёта подъёмного и тягового механизмов

Режим работы				
Подъём	Сила, Н	$S_n = (1,6 \dots 1,8) \cdot G_{k+r}$	$S_{n1} = G_{k+r}$	$S_{n2} = G_k$
	Мощность, кВт	$N_n = \frac{S_n \cdot V_n \cdot 10^{-3}}{\eta_n}$	$N_{n1} = \frac{S_{n1} \cdot V_n \cdot 10^{-3}}{\eta_n}$	$N_{n2} = \frac{S_{n2} \cdot V_n \cdot 10^{-3}}{\eta_n}$
	Мощность средневзвешенная, кВт	$N_{n(св)} = \frac{N_n \cdot t_{отр} + N_{n1} \cdot t_{пов.раз} + N_{n2} \cdot t_{пов.заб}}{t_{отр} + t_{пов.раз} + t_{пов.заб}}$		

	Нагрузочные и скоростные диаграммы		
Тяга	Сила, Н	$S_T = P_{01} + G_{к+г} \cdot (\sin \alpha + \rho \cdot \cos \alpha)$ <p>ρ-коэффициент трения породы о сталь $\approx 0,4$</p>	$S_{T1} = \frac{G_{к+г}}{2} + m_{к+г} \cdot \omega_B^2 \cdot r_B,$ <p>ω-угловая скорость вращения платформы, c^1</p>
	Мощность, кВт	$N_T = \frac{S_T \cdot v_T \cdot 10^{-3}}{\eta_T}$	$N_{T1} = (1,1 \dots 1,2) \frac{S_{T1} \cdot v_{T1} \cdot 10^{-3}}{\eta_T}$
	Мощность средневзвешенная, кВт	$N_{T(св)} = \frac{0,3 \cdot N_T \cdot t_u + 0,35 \cdot N_{T1} \cdot t_u}{0,3 \cdot t_u + 0,35 \cdot t_u}$	
	Нагрузочные и скоростные диаграммы		

Расчёт средневзвешенной мощности главных механизмов представим в виде табл. 2.1, где приведены расчётные схемы, нагрузочные и скоростные диаграммы, а также основные формулы.

2.6. Опорно-поворотное устройство

Опорно-поворотное устройство (ОПУ) предназначено для передачи нагрузки от поворотной платформы на раму ходового оборудования экскаватора и обеспечения свободного вращения поворотной платформы относительно ходового оборудования. ОПУ состоит из механизма поворота платформы, опорного устройства и центральной цапфы (может отсутствовать).

2.6.1. Механизм поворота

Механизм поворота обеспечивает вращение платформы экскаватора с целью осуществления рабочего движения или поворота на выгрузку и в забой. Одноковшовые экскаваторы оснащены механизмами поворота, состоящими из двух и более одинаковых самостоятельных установок, имеющих индивидуальный привод и работающих на один зубчатый венец.

На рис. 2.17...2.25 приведены кинематические схемы механизмов поворота экскаваторов производства ОАО "Уралмаш" и "НКМЗ".

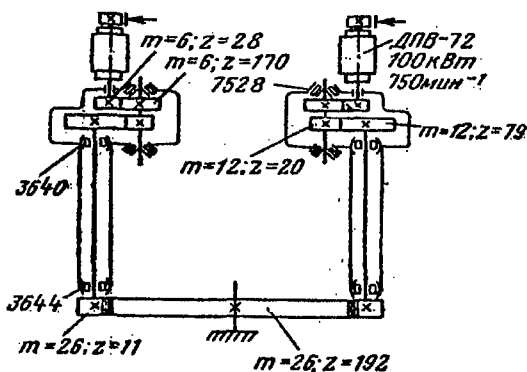


Рис. 2.17. Кинематическая схема механизма поворота ЭШ-6.45 М

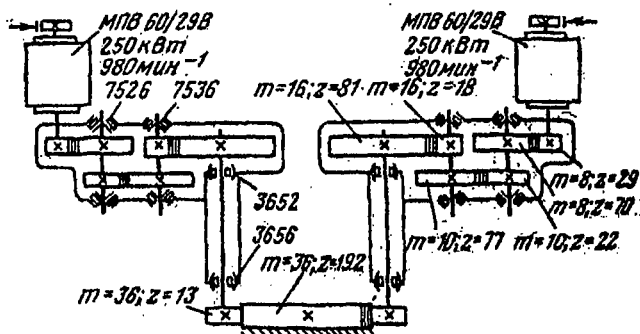


Рис. 2.18. Кинематическая схема механизма поворота ЭШ-10.60

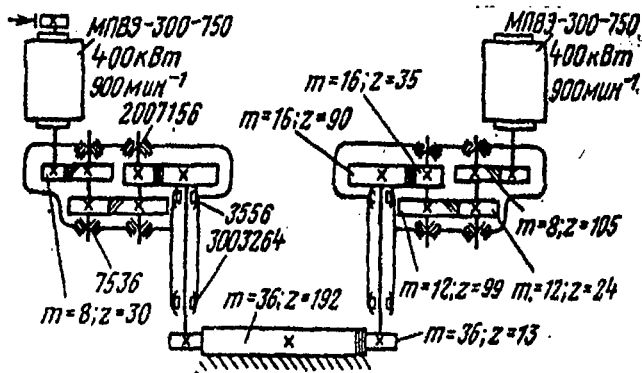


Рис. 2.19. Кинематическая схема механизма поворота ЭШ-10.70А
(13.50; 11.70; 14.50)

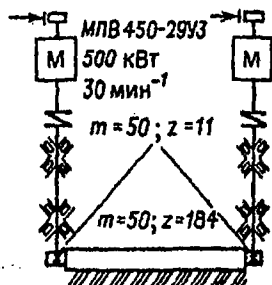


Рис. 2.20. Кинематическая схема механизма поворота ЭШ-15.80 (ЭШ-20.65)

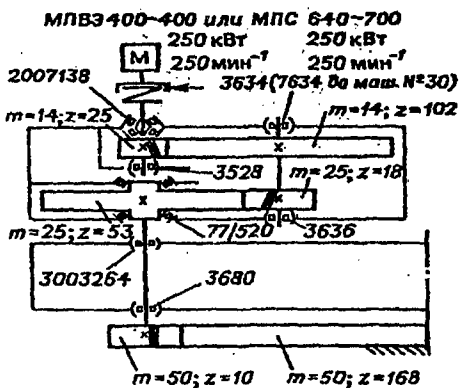


Рис. 2.21. Кинематическая схема механизма поворота ЭШ-20.90

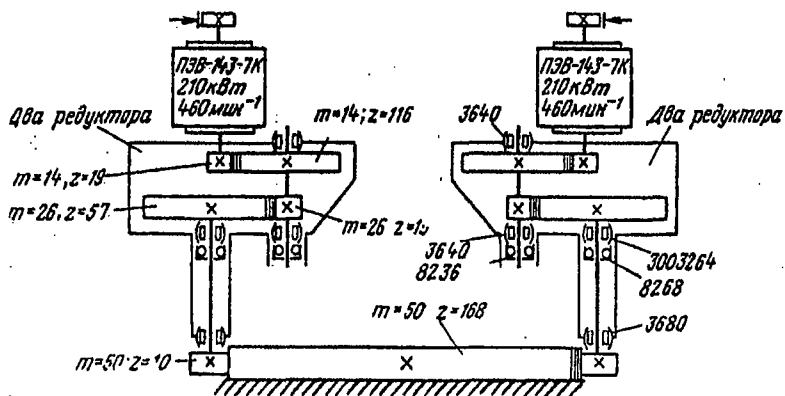


Рис. 2.22. Кинематическая схема механизма поворота ЭШ-15.90А

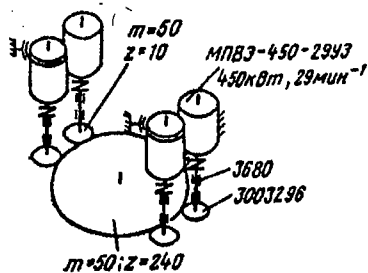


Рис. 2.23. Кинематическая схема механизма поворота ЭШ-40.85

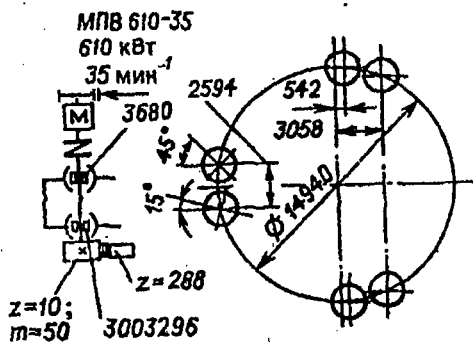


Рис. 2.24. Кинематическая схема механизма поворота ЭШ-65.100

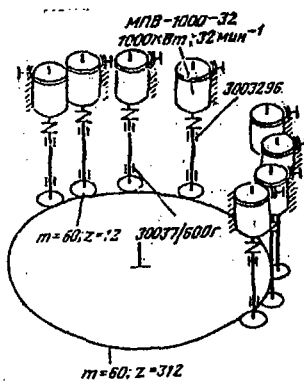


Рис. 2.25. Кинематическая схема механизма поворота ЭШ-100.100

На рис.2.17...2.21 показаны механизмы поворота, в которые входят электродвигатель фланцевого типа, устанавливаемый на крышке двух- или трехступенчатого цилиндрического редуктора с вертикальным расположением валов. Один конец вала двигателя через муфту соединён с входным валом редуктора. На другом конце вала двигателя размещён тормозной шкив. Выходной вал редуктора входит в зацепление с зубчатым венцом, закрепленным на опорной раме.

На рис. 2.22...2.25 показаны безредукторные приводы с тихоходными высокомоментными электродвигателями. Безредукторный привод поворота в мировой практике экскаваторостроения применён на мощных шагающих драглайнах ОАО "Уралмаш", таких, как: ЭШ-25.100; ЭШ-65.100; ЭШ-40.85 и ЭШ-100.100, длительная эксплуатация которых подтвердила высокий технический уровень такого привода с наименьшими эксплуатационными затратами.

Привод поворота ЭШ-65.100 (см. рис. 2.24) – безредукторный с применением шести тихоходных высокомоментных электродвигателей. В таком исполнении обеспечиваются минимальные зазоры в кинематических парах и наименьшие моменты инерции вращающихся частей механизма, что способствует уменьшению динамических нагрузок, возникающих при разгонах и торможениях, примерно на 30 %, а также позволяет исключить в механизме резонансные колебания.

Безредукторный механизм поворота не нуждается в системе жидкой смазки, является более простым в обслуживании, а уменьшение элементов конструкции резко сокращает расход запчастей при эксплуатации. Кованый зубчатый венец состоит из 16 секторов, которые соединены с опорной рамой посредством втулок и кронштейнов, привариваемых при монтаже к пластикам опорной рамы. Такая конструкция зубчатого венца опробована на экскаваторах ЭШ-25.100. По сравнению с широко применяемым соединением венца с опорной рамой посредством призонных болтов в данной конструкции отпадает необходимость сверления при монтаже большого числа высокоточных отверстий (≈ 240 отверстий диаметром 80Н8), что позволяет существенно сократить продолжительность монтажа. При такой конструкции венца упрощается конструкция опорной рамы и уменьшается масса секторов.

Поворотные механизмы испытывают большие ускорения, низкие сопротивления повороту, работают в режиме "разгон - торможение". При таком режиме работы основной нагрузкой поворотных двигателей являются силы инерции вращаемых масс. В режиме поворота экскаватор работает до 80 % общей длительности рабочего цикла. Поэтому повышения производительности экскаватора можно достичь за счёт сокращения продолжительности поворота.

2.6.2. Опорное устройство

Опорное устройство служит для восприятия вертикальных и горизонтальных составляющих нагрузок, действующих на поворотную платформу, пе-

редачи этих нагрузок или их части на раму ходового устройства, обеспечения опирания поворотной платформы через опорно-поворотный круг (или направляющие) на базу или раму ходового устройства, вращения поворотной платформы с минимальными сопротивлениями относительно базовой части экскаватора. При наличии в ОПУ центральной цапфы ей передаются функции восприятия горизонтальных усилий и моментов, а также сил, отрывающих платформу от опорного круга.

На рис. 2.26, а, б ОПУ имеют центральные цапфы 5, представляющие собой ось, закрепленную основанием в нижней раме 8, на верхний конец которой может быть надета гайка 3, предохраняющая платформу 2 от отрыва от катков 6 роликового круга.

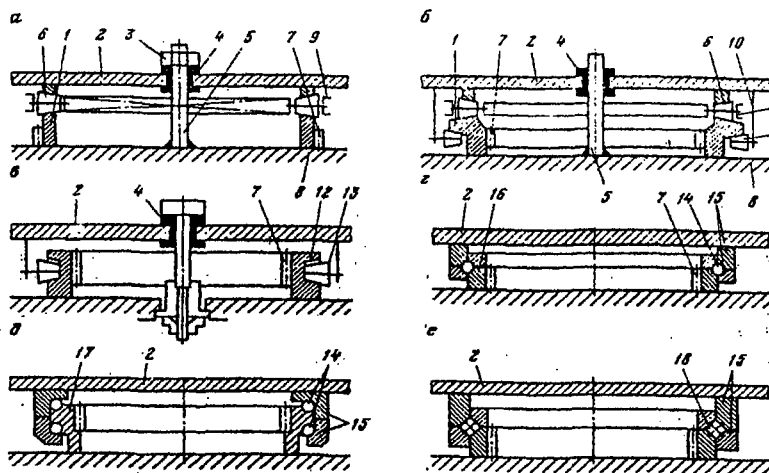


Рис. 2.26. Схемы опорно-поворотных устройств:

а - многокаткового с центральной цапфой и гайкой; б - то же, с захватными роликами; в - то же, с опорно-захватными роликами; г - однорядного шарикового; д - двухрядного шарикового; е - роликового крестообразного (с пересекающимися осями вращения роликов); 1 - нижний круг катания; 2 - поворотная платформа; 3 - гайка; 4 - втулка; 5 - цапфа; 6 - колесо (каток); 7 - зубчатый венец (с внутренним или наружным зацеплением); 8 - нижняя ходовая рама; 9 - роликовая обойма; 10 - захват; 11 - захватный ролик; 12 - опорный круг с верхней и нижней дорожками катания; 13 - опорно-захватный ролик; 14 - шарик; 15 - опорное и захватное кольца поворотной платформы; 16 - опорное кольцо нижней ходовой рамы с зубчатым венцом; 17 - опорно-захватное кольцо с зубчатым венцом; 18 - ролик

Катки выполняются цилиндрическими или коническими с одной или двумя ребрами. Конические катки для мощных машин иногда выполняются с небольшой бочкообразностью по плоскости контакта с рельсом катания. Кони-

ческие катки меньше изнашиваются по сравнению с цилиндрическими, но сложнее в изготовлении. Число и размеры катков зависят от модели экскаватора. Так, на драглайне ЭШ-100.100 установлены 100 катков, выполненных в виде усеченного конуса диаметром по средней оси 550 мм. Катки заключены в две концентрические обоймы и перемещаются по опорному рельсу, имеющему диаметр катания 21,5 м.

2.6.3. Центральная цапфа

Центральная цапфа служит осью вращения и является центрирующим элементом поворотной платформы экскаватора с опорной его частью, а также препятствует отрыву поворотной платформы от роликового круга.

Центральная цапфа 1 (рис. 2.27) установлена на базе и своим основанием крепится к ней болтами. Верхняя часть цапфы входит в центральный стакан 2, который совместно с бронзовой втулкой 3 вставлен в центральную отливку 4, приваренную к поворотной платформе. В выточке верхней части центральной цапфы установлен хомут 5, препятствующий отрыву платформы от базы. Центровой стакан фиксируется от проворачивания упорами 6. В расточку верхней части центральной цапфы запрессована втулка 7 с резьбой для установки изолятора токосъемника. Внутри имеется отверстие, через которое на поворотную платформу проходят электрокабели. Во втулке и стакане имеются отверстия для подвода смазки.

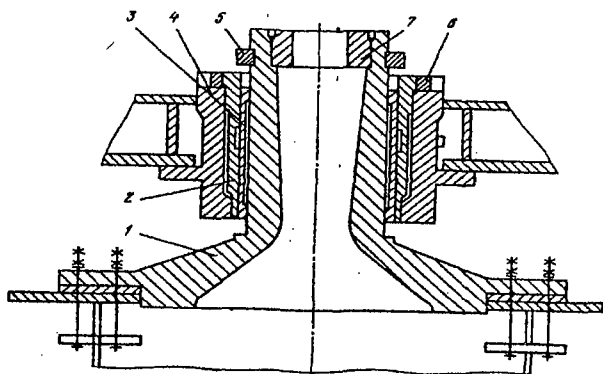


Рис. 2.27. Центральная цапфа

2.6.4. Опорные рамы

Опорная рама является одним из главных узлов ходового оборудования шагающих экскаваторов, от надежности и долговечности которого зависит нормальная работа машины.

Опорные рамы представляют собой круглые плиты, имеющие сплошные нижние и верхние настилы, ряд кольцевых, параллельных (рис. 2.28) или радиальных (рис. 2.29) балок.

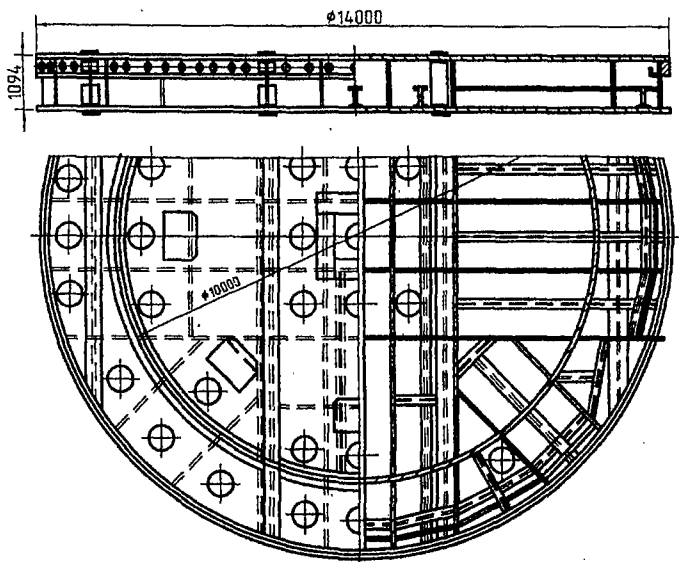


Рис. 2.28. Опорная рама экскаватора ЭШ 14.75 с параллельным расположением монтажных стыков

Кольцевые балки расположены по краю рамы, где передаётся нагрузка от захватов при шагании экскаватора; под роликовым кругом, воспринимающим нагрузки от поворотной части экскаватора; под зубчатым венцом и в промежутке между зубчатым венцом и центральной цапфой.

Количество и расположение радиальных балок определяются прочностными расчетами, габаритами монтажных и транспортных единиц, несущей способностью нижнего настила, усиленного местными балками.

Кованая центральная цапфа на экскаваторах ЭШ 15.90, ЭШ 15.90А, ЭШ 20.75, ЭШ 20.90, ЭШ 25.100, ЭШ 11.75 соединяется с опорной рамой при помощи цапг. Этим обеспечивается разъемность центральной цапфы, что существенно облегчает выдвигения опорной рамы из-под экскаватора при капитальном ремонте.

На экскаваторах ЭШ 40.85, ЭШ 100.100, ЭШ 65.100 и ЭШ 40.100 центральные цапфы, также выполненные из поковок, вварены в опорные рамы.

Диаметр опорной рамы определяется массой экскаватора и принимаемым удельным давлением на грунт. Для работы на отвалах применяют экскаваторы с увеличенным диаметром опорных рам.

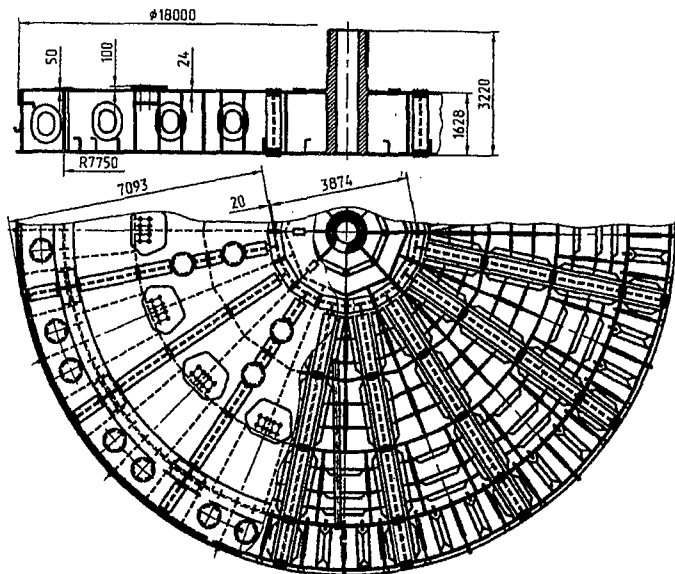


Рис. 2.29. Опорная рама экскаватора ЭШ 40.100 с радиальным расположением монтажных стыков

Снаружи к боковой поверхности опорной рамы приварен пояс (бандаж) из полосы, за который крюки захватов поднимают один край опорной рамы при передвижении машины. Толщина пояса 60...80 мм, в зависимости от модели экскаватора.

В экскаваторах ЭШ 65.100 и ЭШ 100.100 при передвижении опорная рама приподнимается с полным отрывом от грунта.

На верхнем настиле опорных рам предусмотрены обработанные поверхности для установки роликового круга и зубчатого венца, а на боковой поверхности - отверстия для ввода высоковольтного кабеля, проходящего через раму и центральную цапфу к токоприёмнику.

Доступ внутрь отдельных секций рамы производится через лазы (люки) в верхнем настиле и вертикальных стенках рамы. На верхнем настиле лазы закрыты крышками.

Опорные рамы для транспортировки с завода-изготовителя к месту монтажа экскаватора разбиваются на секции согласно железнодорожным габаритам. На месте монтажа секции соединяются между собой при помощи высокопрочных болтов и специальных накладок вместо применявшихся ранее заклёпочных соединений.

Опорные рамы каждого типоразмера выпускаемых в настоящее время и выпущенных ранее шагающих экскаваторов, естественно, имеют свои особенности конструкции, технологии изготовления и монтажа.

Так, если в экскаваторах ЭШ 14.75 роликовый круг и зубчатый венец устанавливались на необработанную поверхность верхнего настила опорной рамы, то в последующих моделях экскаваторов все плоскости под роликовый круг и зубчатый венец механически обработаны. Этим обеспечиваются равномерное опирание рельса роликового круга по всей окружности и, соответственно, равномерные нагрузки на опорные ролики.

Первоначально механообработка плоскостей под роликовый круг и зубчатый венец выполнялась в каждой секции опорной рамы отдельно, затем опорная рама проходила на заводе контрольную сборку.

Позднее была разработана более прогрессивная технология изготовления опорных рам.

Механообработка поверхностей под роликовый круг и зубчатый венец в настоящее время производится в собранной опорной раме, для чего на заводе спроектирован и изготовлен специальный радиально-фрезерный станок.

Новая технология обеспечивает существенное снижение трудоёмкости изготовления опорных рам и высокую точность механообработки.

Для таких крупных экскаваторов, как ЭШ 65.100 и ЭШ 100.100, механообработка поверхностей под роликовый круг и зубчатый венец производится непосредственно при монтаже экскаваторов у заказчика, для чего заводом поставляются специальные станки.

Технология изготовления и монтажа опорной рамы экскаватора ЭШ 100.100, диаметр которой 27 и высота 2,5 м, представляет сложную техническую задачу, для решения которой был привлечен Институт электросварки имени Е. О. Патона.

Заранее обработанная центральная цапфа из поковки из стали марки 10ХСНД вваривалась в центральную секцию опорной рамы электрошлаковой сваркой [2].

Стыки вертикальных листов выполнены со вставками. Нижний настил рамы усилен дополнительными местными Г-образными балками для восприятия больших местных давлений грунта. Приварку Г-образных балок к вертикальным стенкам производили через мембрану в виде листа для уменьшения остаточных напряжений от сварки. Верхний настил в районе роликового круга и зубчатого венца выполнен из листа $\delta = 80$ мм из расчёта, что 40 мм может быть снято механообработкой.

Рама из условия транспортировки разбита на 31 секцию, которые сваривались между собой при монтаже через горизонтальные и вертикальные вставки.

До монтажа Институт электросварки имени Е. О. Патона провел исследовательскую работу по сварке секций опорной базы. Секции для исследовательской работы были изготовлены на заводе в натуральную величину, и сварку производили в цехах завода с измерением деформации и остаточных напряжений.

Сварку опорной рамы на монтаже производили в следующей последовательности: заваривали нижний настил, затем швы вертикальной и горизонтальной вставок.

На месте монтажа после заварки рамы проведена научно-исследовательская работа по определению остаточных напряжений в толстых листах верхнего настила, по результатам которой было принято решение о термообработке верхнего настила.

Разрешение на механообработку опорной базы было дано после термообработки и проверки уровня остаточных напряжений в верхнем настиле.

Параметры опорных рам шагающих экскаваторов Уралмашзавода приведены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Опорные рамы шагающих экскаваторов Уралмашзавода

Параметры	ЭШ 11.75	ЭШ 14.75	ЭШ 15.90А	ЭШ 20.90	ЭШ 25.90	ЭШ 40.85, 0.850	ЭШ 40.100	ЭШ 65.100	ЭШ 100.100
Диаметр, м	10,8	14	14	14,5	15,3	18	18	23,5	27
Высота, м	1,0	1,1	1,1	1,1	1,1	1,4	1,65	2,0	2,5
Количество секций, шт	4	5	13	5	5	13	17	21	31
Масса, т	58,5	120	157	151	167	293	319	455	1013
Удельное давление экскаватора на грунт, кг/см ²	0,9	0,9	1,06	1,05	1,03	1,25	1,37	1,25	1,8

2.6.5. Поворотная платформа

Поворотная платформа воспринимает всю нагрузку от поворотной части экскаватора и передает ее на роликовый круг при работе экскаватора или на опоры механизма шагания и стойки задней поперечной рамы при его перемещении.

На поворотной платформе устанавливаются надстройка, рабочее оборудование, механизмы подъема и тяги, поворотные редукторы, центральная цапфа, механизм шагания и электрооборудование.

Передняя часть платформы воспринимает нагрузки от опор механизма шагания, от поворотных редукторов, центральной цапфы, стрелы и от реакций роликового круга.

Поворотная платформа имеет верхний и нижний настилы из листа.

Для восприятия нагрузок от подъемных и тяговых лебедок, преобразовательных агрегатов, расположенных обычно в хвостовой части поворотной платформы, и для передачи нагрузок от стоек главных и вспомогательных цилиндров механизма шагания и продольных ферм на роликовый круг опорной рамы в поворотной платформе предусматривается система балок (рис. 2.30).

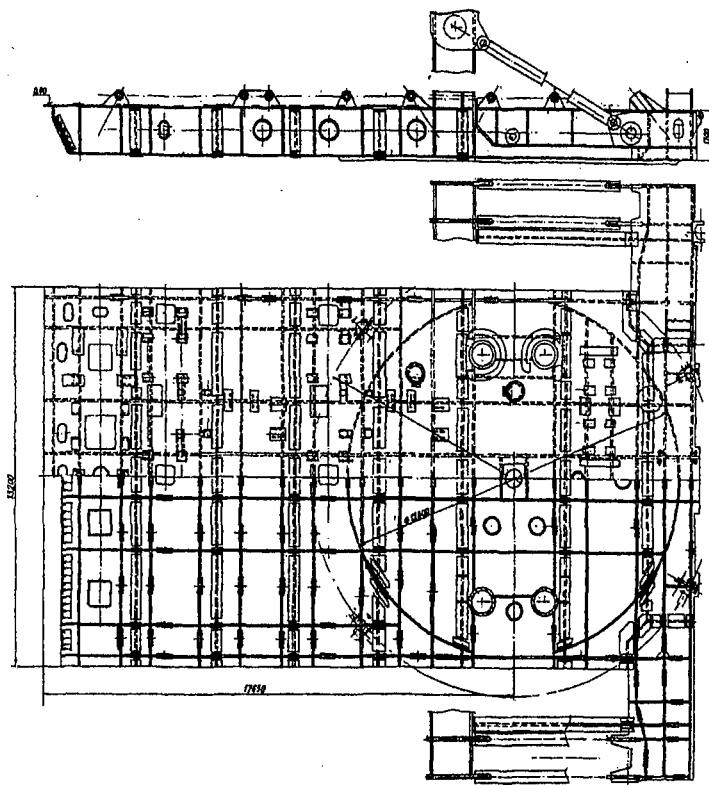


Рис.2.30. Поворотная платформа экскаватора ЭШ 25.90

Поворотные платформы зарубежных шагающих экскаваторов, как правило, в 1,5 раза выше поворотных платформ экскаваторов Уралмашзавода, что ведет к большой массе платформ и их усложнению, особенно в больших экскаваторах, в которых балки платформы должны иметь монтажный стык по высоте, усложняющий изготовление и монтаж. На экскаваторах Уралмашзавода применяются срав-

нительно невысокие поворотные платформы, а для получения необходимой прочности и жесткости платформы усилены фермами надстройки.

Поворотная платформа с надстройкой работают совместно как единая пространственная конструкция, которая значительно легче и прочее в изготовлении и монтаже по сравнению с поворотными платформами и двуногими стойками зарубежных шагающих экскаваторов, например экскаваторов фирм «Марион» и «Бюсаюр».

Конструкция поворотных платформ шагающих экскаваторов ЭШ 15.90, ЭШ 20.90, ЭШ 25.100, ЭШ 40.85, ЭШ 40.100, ЭШ 65.100, ЭШ 11.75 включает круговую балку и ряд продольных и поперечных балок, из которых две продольные, расположенные по бокам платформы, усилены двумя продольными фермами и двумя Г-образными балками, являющимися фермами механизма шагания, у которых балки платформы служат поясами.

Поперечная балка, расположенная в плоскости главных цилиндров механизма шагания, усилена поперечной рамой, а поперечная балка, расположенная спереди платформы и воспринимающая нагрузки от механизма шагания, стрелы и направляющих блоков, также усилена фермой или рамой.

В местах примыкания опор подъемных цилиндров к балкам поворотной платформы во избежание больших концентраторов напряжений применены заранее обработанные кованые вставки.

Для транспортирования к месту монтажа поворотная платформа разбита на секции согласно железнодорожным габаритам. При монтаже секции соединяются при помощи высокопрочных болтов и специальных накладок, а для некоторых моделей шагающих экскаваторов - при помощи сварки.

По поворотным платформам Уралмашзаводом также проведен ряд исследовательских и экспериментальных работ, в которых исследовались:

- деформация поворотной платформы при шагании;
- вибрация поворотной платформы;
- степень нагруженности основных элементов поворотной платформы;
- распределение нагрузок на балку роликового крута от роликов при работе экскаватора.

По сравнению с поворотной платформой первых шагающих экскаваторов ЭШ 14.75, поворотные платформы последующих моделей постоянно совершенствовались с учетом результатов проведенных исследовательских и экспериментальных работ, накопленного опыта изготовления, монтажа и эксплуатации экскаваторов.

Так, расположение продольных и поперечных балок поворотных платформ, воспринимающих нагрузки от рабочего оборудования и механизмов экскаватора, строго соответствует расчетным схемам, что позволяет выполнить конструкцию платформы наиболее рациональной по ее весовой характеристике.

Расточка отверстий для поворотных редукторов и центральной цапфы в литых стаканах, вваренных в секцию передней части поворотной платформы, про-

изводится после их приварки, что позволяет более точно выдержать межосевые расстояния между поворотными редукторами и центральной цапфой.

Механообработка поверхностей под рельс роликового круга и для установки механизмов производится при контрольной сборке поворотной платформы в сборочном цехе завода, а в крупных шагающих экскаваторах ЭШ 65.100 и ЭШ 100.100 - при монтаже специальными станками поставки Уралмашзавода.

Весьма сложную техническую задачу представляет изготовление и монтаж поворотной платформы шагающего экскаватора ЭШ 100.100 - уникальной машиностроительной металлоконструкции высотой 2,7 м, размерами в плане 32х40 м и массой 1700 т.

Секции, на которые поворотная платформа разбита по условиям транспортировки, при монтаже соединялись при помощи сварки.

Стыки вертикальных листов предусмотрены со вставками шириной 400 мм:

- для возможного ведения сварки нижнего настила механизированным способом;

- автоматом, а также для лучшей подгонки двух примыкающих жестких коробчатых сечений. Сварка вертикальных листов велась при помощи сварочного автомата А-820. Поэтому в стыках верхнего настила были предусмотрены вставки шириной 600 мм для выхода автомата. Сварку верхнего настила также производили механизированным способом.

Материал для поворотной платформы принят 10ХСНД для листов всех толщин, включая и $\delta = 80$ мм, примененный у роликового круга и в местах приварки гильз поворотных редукторов. Механообработка поверхностей под роликовый круг, лебедок, преобразовательных агрегатов, стоек надстройки, а также расточка отверстий для редукторов поворота производились после сварки поворотной платформы при монтаже специально запроектированными и изготовленными для этой цели станками.

2.6.6. Надстройка и передняя стойка с подкосами

Надстройкой называется совокупность несущих металлоконструкций, расположенных над поворотной платформой.

Надстройка состоит из передней фермы (рамы или балки) (рис. 2.31), двух или трех продольных ферм (рис. 2.32), передней стойки с подкосами, задних поперечных рам (рис. 2.33) или ферм, стоек главных и вспомогательных цилиндров, Г-образных балок, соединяющих стойки главных и вспомогательных цилиндров. Одно из основных назначений надстройки - поддерживать стрелу экскаватора и воспринимать нагрузки от механизма шагания. Надстройка служит также для восприятия реакций роликового круга, передающихся через поворотную платформу на надстройку при экскавации и шагании.

Надстройка вместе с поворотной платформой представляют единую силовую расчетную конструкцию.

По сравнению с надстройками первых шагающих экскаваторов ЭШ 14.75 надстройки последующих машин постоянно совершенствовались по результатам проводимых исследований и испытаний.

Так, начиная с экскаваторов ЭШ 15.90, осуществлен переход на сплошные безрешетчатые металлоконструкции надстроек, поскольку решетчатые конструкции обладают значительными концентраторами напряжений, снижающими долговечность надстройки, работающей при резко выраженных переменных нагрузках!

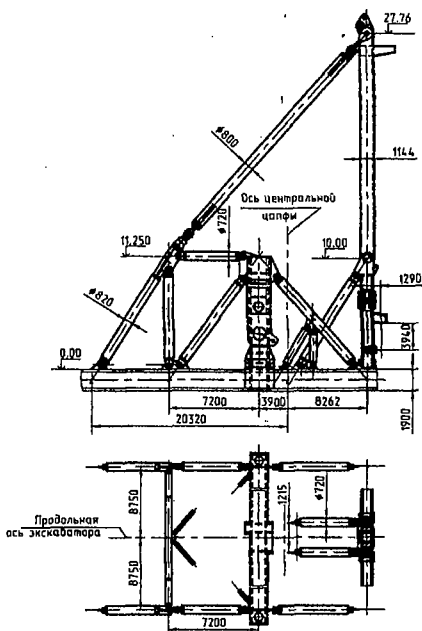


Рис.2.31. Надстройка экскаватора ЭШ 40.100. Продольная ферма

Надстройка шагающего экскаватора ЭШ 15.90А с № 117 отличается от надстройки ЭШ 15.90 тем, что большинство ее элементов выполнено из труб, и соединение на монтаже производится при помощи валиков.

Элементы, работающие на знакопеременные нагрузки, соединяются между собой валиками. В косынки, вилки, коуши впрессованы закаленные втулки, чтобы отверстия не разбивались от знакопеременных нагрузок. Надстройка шагающего экскаватора ЭШ 100.100 состоит из трех продольных ферм, передней фермы и задней рамы. Применение трех продольных ферм позволило уменьшить высоту платформы. Элементы продольных ферм и раскосы передней фермы —

двутакового сечения, а стойки и ригеля задней рамы, а также передняя стойка передней фермы - коробчатого сечения.

Особую заботу представляло выполнение жестких узлов, задней поперечной рамы, работающих на знакопеременную нагрузку. Во избежание больших концентраторов напряжений в местах пересечения поясов ригеля и стоек применены заранее механически обработанные кованые вставки. Определенную сложность представляла также заделка стоек рамы коробчатого сечения в поворотную платформу. Ввиду того, что деформации, возникающие при сварке элементов корб-

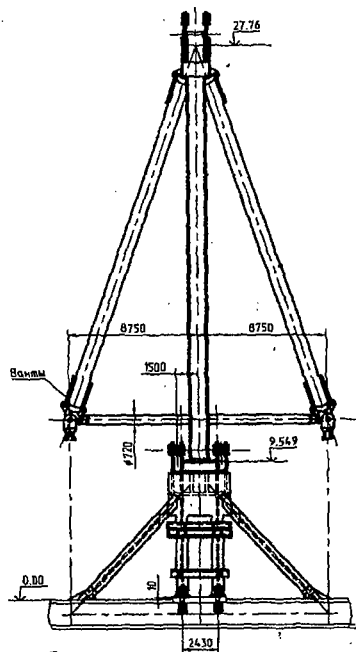


Рис. 2.32. Надстройка экскаватора ЭШ 40.100. Передняя поперечная рама

чатого сечения, не позволяют совместить плоскости поясов и стенок стоек в месте стыка, а также вследствие большего сопротивления кручению элементов коробчатого сечения, пришлось отказаться от накладок в стыках стоек. Передача нормальных сил осуществлена через обработанные торцы стоек (к торцам стоек были приварены заранее обработанные поковки), а растягивающих сил - через болты.

Для хорошей сопротивляемости переменным нагрузкам болты устанавливались с предварительным натягом, создаваемым электронагревом болта и поворотом гайки на заданный угол. Такому решению предшествовала научно-

исследовательская работа и тщательный расчет всех сопрягаемых элементов. Благодаря предварительному натяжению болты работают на нагрузку, близкую к постоянной. Стыковка коробчатых элементов, работающих на сжатие, осуществляется посредством сферических поверхностей в стыкуемых элементах.

Конструкция надстроек получила дальнейшее развитие в экскаваторе ЭШ 65.100. В этой машине элементы надстройки сопрягаются между собой и поворотной платформой на высокопрочных болтах, за исключением соединения подкосов передней рамы, выполненного на валиках.

Надстройка состоит из двух продольных ферм, двух поперечных рам и передней стойки с подкосами.

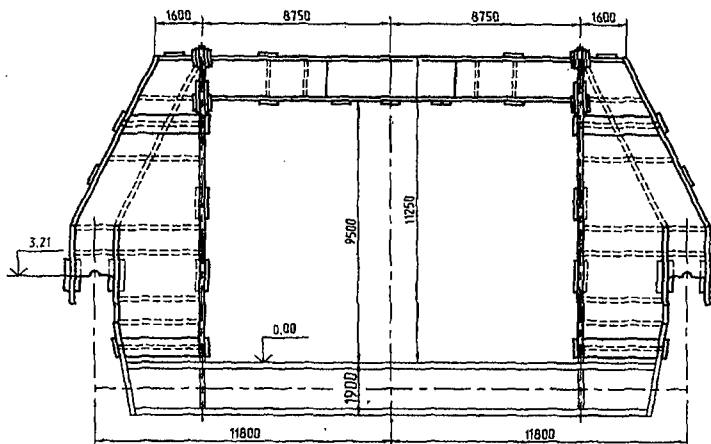


Рис. 2.33. Надстройка экскаватора ЭШ 40.100. Задняя поперечная рама

Продольные фермы расположены симметрично в плоскости боковых балок поворотной платформы, которые являются нижними поясами ферм. Элементы ферм - двутаврового сечения. На фермы устанавливаются балки подкранового пути и основные балки кузова, а также крепятся площадки электрооборудования. Поэтому не требуются стойки подкранового пути и стойки кровли кузова. Задняя поперечная рама расположена перпендикулярно продольной оси экскаватора в плоскости задних подъемных цилиндров механизма шагания. Нижним поясом рамы служит усиленная часть балок поворотной платформы коробчатого сечения. Стойки и ригель - рамы коробчатого сечения. Стойки рамы являются также элементами ферм. Задняя рама крепится к поворотной платформе высокопрочными болтами через накладки. К раме также на высокопрочных болтах крепятся подкосы передней стойки.

Рама служит опорой для подкрановых балок, площадок для электрооборудования, кровли кузова. В основном рама работает при шагании экскаватора.

Передняя рама расположена в плоскости передних цилиндров механизма шагания. Нижним поясом служит усиленная часть балок поворотной платформы коробчатого сечения. Для восприятия нагрузок от блоков тяговых канатов рама имеет подкосы трубчатого сечения. Передняя рама выполнена в виде треугольного шпренгеля. При шагании в элементах рамы возникают большие усилия, поэтому рама запроектирована из стали марки 12ГН2МФАЮ с пределом текучести 60 кг/мм².

Передняя стойка коробчатого сечения устанавливается сферической опорой на поворотную платформу. Подкосы передней стойки коробчатого сечения крепятся при помощи высокопрочных болтов через накладки к передней стойке и к задней поперечной раме. К передней стойке прикреплена площадка для консольного крана.

К передней стойке через ось крепится стрела, а также блоки подъемных канатов.

Расчет надстройки произведен совместно с поворотной платформой, причем узлы крепления надстройки к поворотной платформе и между собой приняты жесткими, т. е. узлы передают моменты во всех плоскостях, что приближает расчет к реальной работе металлоконструкций.

Надстройка экскаватора ЭШ 40.85 принципиально отличается по своей схеме от надстроек других шагающих экскаваторов. Надстройка состоит из двух продольных ферм, задней и передней поперечных рам.

Продольные фермы выполнены из элементов трубчатого сечения, соединяющихся между собой и поворотной платформой при помощи валиков.

В косынки, вилки, коуши впрессованы втулки.

К узлам продольных ферм крепятся подкосы подвески стрелы.

Задняя поперечная рама состоит из двух стоек и ригеля - элементов коробчатого сечения, их соединение производится при помощи высокопрочных болтов.

К стойкам рамы крепятся подъемные цилиндры механизма шагания. Рама в основном работает при шагании. Основной вопрос при проектировании - определение оптимальной схемы рамы, так как от жесткости стоек и ригеля зависит распределение момента, возникающего при шагании. На ригель также крепится стреловая лебедка. Передняя рама с подкосами выполнена из элементов двутаврового сечения, подкосы - из труб. Передняя рама воспринимает нагрузки при шагании от стрелы и тяговых канатов. Надстройка ЭШ 40.85 по конструкции простая и сравнительно легкая.

2.6.7. Опорные башмаки

Опорные башмаки предназначены для передачи нагрузки от веса экскаватора на грунт при шагании экскаватора. Эта нагрузка воспринимается башмаком в виде сосредоточенной силы, передающейся от траверсы или плиты механизма шагания, и передается на грунт в виде распределенной нагрузки.

Степень равномерности распределения нагрузки, передаваемой башмаком на грунт, зависит от плотности грунта и жесткости башмака.

Башмаки представляют собой плиты, верхние и нижние пояса которых соединены продольными и поперечными ребрами.

Расчет башмаков на прочность производится по двум схемам нагружения, могущим иметь место при эксплуатации экскаваторов:

- при опирании башмаков на грунт своими концами;
- при диагональном опирании, вызывающем скручивание башмака.

Толщина листов верхнего и нижнего поясов увеличивается по мере приближения к середине башмака - месту передачи сосредоточенной нагрузки на башмак. Верхний пояс в этом месте подвергается механообработке.

На рабочей поверхности нижнего пояса, соприкасающегося с грунтом, привариваются поперечные полосы - "шпоры", препятствующие перемещению башмака по земле при вступлении в работу вспомогательного цилиндра.

Башмаки экскаватора ЭШ 20.90 при тех же габаритах, что и у экскаватора ЭШ15.90А, усилены за счет большей толщины поясов, продольных и поперечных ребер.

Башмаки экскаваторов ЭШ 25.100, ЭШ 40.85 и ЭШ 40.100 имеют большую высоту, что способствует более равномерному распределению нагрузок на грунт (рис. 2.34).

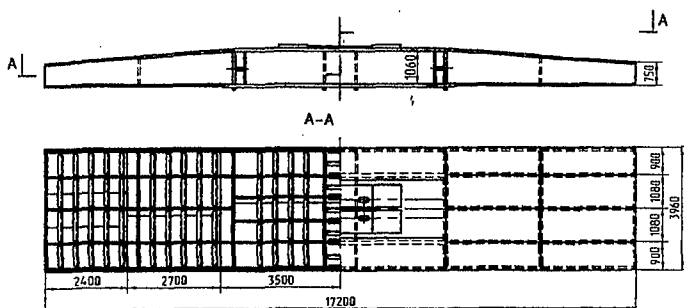


Рис.2.34. Башмак экскаватора ЭШ 40.100

В шагающих экскаваторах ЭШ 65.100 и ЭШ 100.100, оснащенных четырьмя подъемными цилиндрами для полного отрыва опорной рамы экскаватора от грунта при шагании, каждый из двух башмаков состоит из двух плит, соединенных между собой шарнирами, позволяющими плитам поворачиваться одна относительно другой в вертикальной плоскости. Этим достигается более равномерная нагрузка на плиты при шагании.

Конструкция башмака экскаватора ЭШ 65.100 обеспечивает минимальные прогибы на участке скользну механизма шагания. Для этого средняя часть башмака на длине 6000 мм запроектирована более жесткой за счет утолщения верхнего и нижнего поясов, а также вертикальных стенок и поперечных ребер. Нижний пояс, кроме средней части на длине 6000 мм, где толщина равна 60 мм, усилен продоль-

ными и поперечными балками для восприятия увеличенных местных давлений грунта.

На заднем башмаке предусмотрены проушины для крепления тягового цилиндра механизма шагания. На каждой из плит башмака предусмотрены опоры для механизма выравнивания башмаков.

Башмаки запроектированы таким образом, что при шагании экскаватора по скальной породе они опираются только средней частью длиной 6000 мм, т. е. вес экскаватора передается через подъемные цилиндры на среднюю часть башмаков, края башмаков не работают. Если давление под средней частью башмака больше несущей способности грунта, башмак проседает, в этом случае включается в работу дополнительная площадь башмака, и так до тех пор, пока не включится в работу вся площадь башмака, при минимальном расчетном давлении под нижним поясом. Для возможности проникновения в каждый из отсеков башмака предусмотрены люки в вертикальных стенках. Для попадания с земли на башмак предусмотрены лестницы на каждую из плит башмака.

Башмаки крупнейшего шагающего экскаватора ЭШ 100.100, масса которого 10300 т, представляют собой коробчатую конструкцию в сечении 4350 x 1500 мм, состоящую из пяти продольных и ряда поперечных балок.

Они снабжены выступающими опорами для крепления тяговых цилиндров, служащих для продольного перемещения экскаватора во время шагания. На среднюю часть башмака опираются скользуны механизма шагания. Для обеспечения минимального прогиба под скользунами в верхнем поясе средней части башмака применена ковровая плита толщиной 400 мм, служащая опорой для скользуна, а в нижнем поясе - прокатная плита толщиной 110 мм.

В средней части нижнего пояса применена плита толщиной 110 мм, в остальных частях башмака нижний пояс, состоящий из листов толщиной 30 и 50 мм, усилен П-образными балками для восприятия местных увеличенных давлений грунта при шагании экскаватора по твердым, плохо спланированным грунтам. Из-за ограничения в грузоподъемных средствах каждый башмак разделен на три секции, которые соединялись на монтаже при помощи сварки.

2.7. Расчёт механизма поворота

Мощность электродвигателей механизма поворота драглайнов зависит от ряда факторов, главными из которых являются допустимые угловые ускорение и частота вращения платформы, угол поворота платформы и момент инерции вращающихся частей экскаватора. При определении мощности необходимо учитывать, что электродвигатели поворотных механизмов работают в тяжелом режиме. Так, при поворотах платформы в пределах 90° время разгона и торможения может составлять 90...95 % от времени поворота, и тогда лишь 5-10 % времени двигателя работают с установившейся скоростью. При углах, меньших 90°, установившееся движение может вообще отсутствовать. Поэтому большое

влияние на величину мощности двигателей оказывает допустимое угловое ускорение платформы, по которому производятся расчёты конструкций на прочность и раскачивание рабочего органа экскаватора.

Расчётная частота вращения платформы также устанавливается по допустимой величине углового ускорения.

Суммарный момент инерции драглайна относительно оси его вращения равен сумме моментов

$$I = I_n + I_c + I_{к+г},$$

где I_n — момент инерции поворотной платформы;

I_c — момент инерции стрелы;

$I_{к+г}$ — момент инерции ковша с породой.

Рассмотрим поворотную платформу с механизмами как однородный параллелепипед со сторонами, равными длине L_d , ширине L_w , высоте кузова L_k . Момент инерции такой платформы относительно вертикальной оси вращения экскаватора

$$I_n = I_o + m_n \cdot r_n^2 = \left[m_n \cdot \frac{(0,5 \cdot L_d)^2 + (0,5 L_w)^2}{3} \right] + m_n \cdot r_n^2,$$

где I_o — момент инерции поворотной платформы относительно вертикальной оси, проходящей через центр массы параллелепипеда;

m_n — масса платформы, кг,

$$m_n = (0,7 \dots 0,8) \cdot m_3;$$

m_3 — масса экскаватора, кг;

r_n — расстояние между осью вращения экскаватора и осью платформы, проходящей через центр массы параллелепипеда,

$$r_n = 0,5 L_d - r_{пс},$$

$r_{пс}$ — радиус пяты стрелы.

В реальных конструкциях сечение стрелы имеет переменную величину, увеличивающуюся к основанию стрелы, что затрудняет определение момента инерции стрелы относительно центра её тяжести и относительно оси вращения экскаватора. Практика расчётов показывает, что, если заменить реальную стрелу её сосредоточенной массой, расположенной на середине её геометрической длины, то момент инерции стрелы можно определить по формуле:

$$I_c = m_c \cdot r_c^2,$$

где m_c — масса стрелы;

r_c — расстояние от оси вращения платформы до середины стрелы, м.

Момент инерции ковша с породой находится на основании предположения, что центр массы ковша с породой совпадает с центром массы ковша, находящегося на расстоянии максимального радиуса разгрузки от оси вращения платформы

$$I_{к+г} = m_{к+г} \cdot R_{п\max}^2,$$

где $m_{к+г}$ – масса ковша с породой, кг;

$R_{рmax}$ – максимальный радиус разгрузки, м.

Тогда средневзвешенная мощность двигателя поворотного механизма

$$N_{пов(св)} = \frac{K_{як} \cdot \omega_3^2 \cdot (I_{пг} + I_{п.пор}) \cdot (1 + 3 \cdot \eta_b^2)}{2 \cdot 10^3 \cdot (t_p + t_3) \eta_b}$$

где $K_{як}$ – коэффициент сил инерции якоря двигателя, $K_{як}=1,05$;

ω_3 – заданная угловая скорость вращения платформы;

$I_{пг}$; $I_{п.пор}$ – моменты инерции поворотной платформы соответственно с груженым и порожним ковшом;

η_b – КПД передачи поворотного механизма;

t_p ; t_3 – время поворота платформы соответственно на разгрузку и с порожним ковшом к забою.

Вопросы к разделу 2

1. Каковы особенности конструкций ковшей?
2. Какие существуют конструкции стрел, их особенности?
3. В чем конструктивно-технологические отличия стрел производства НКМЗ и Уралмаш?
4. Каковы функции головных и направляющих блоков?
5. Назовите достоинства многодвигательного привода.
6. Каковы особенности конструкции механизма поворота?
7. Для чего необходимо опорное устройство?
8. Какую функцию выполняет центральная цапфа? Какова её конструкция?

3. ХОДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЭКСКАВАТОРОВ-ДРАГЛАЙНОВ

Ходовое оборудование - это специальное устройство для перемещения экскаватора и устойчивого опирания на основание во время работы.

К ходовому оборудованию драглайнов предъявляются следующие требования:

- обеспечение достаточных скорости передвижения и маневренности, силы тяги и проходимости;
- способность преодолевать заданные подъёмы и уклоны;
- создание заданных давлений на основание;
- устойчивость машины как при работе, так и при передвижении;
- малые сопротивления при передвижении;
- высокие прочность и долговечность;
- удобство в эксплуатации;
- простота конструкции и малая масса.

Шагающее ходовое оборудование обеспечивает малое давление на почву (до 0,1 МПа), высокую устойчивость машины, имеет небольшую массу и простое устройство. Недостатки: малая скорость перемещения (до 0,3 км/ч), необходимость планировки поверхности, по которой передвигается машина.

Гусеничное ходовое оборудование обеспечивает высокие маневренность и устойчивость, способно преодолевать большие уклоны, имеет высокую проходимость, оказывает малое давление на грунт. Недостатки: большая масса (почти 50 % общей массы машины), сложность устройства, большое потребное тяговое усилие, сравнительно низкая долговечность.

Конструктивные схемы механизмов шагания бывают двух типов: кривошипные и гидравлические. Принцип перемещения одинаков – подъём экскаватора, перемещение его и опускание на грунт. Шагание производится в направлении от стрелы.

3.1. Кривошипно-крейцкопфный механизм хода

Кривошипные механизмы шагания бывают следующих видов:

- кривошипно-шарнирный с треугольной рамой (рис. 3.1,а) – применяется на драглайнах фирмы “Маррион” (США);
- кривошипно-ползунковый (рис. 3.1,б) – на экскаваторах фирмы “Тейдж” (США);
- двухкривошипный (рис. 3.1,в);
- кривошипно-эксцентрикковый (рис. 3.1,г) – на экскаваторах фирмы “Бюсайрус-Ири” (США);
- кривошипно-рычажный (рис. 3.1,д) – на экскаваторах производства НКМЗ;
- кривошипно-эксцентрикковый с тягой (рис. 3.1, е) - на экскаваторах НКМЗ.

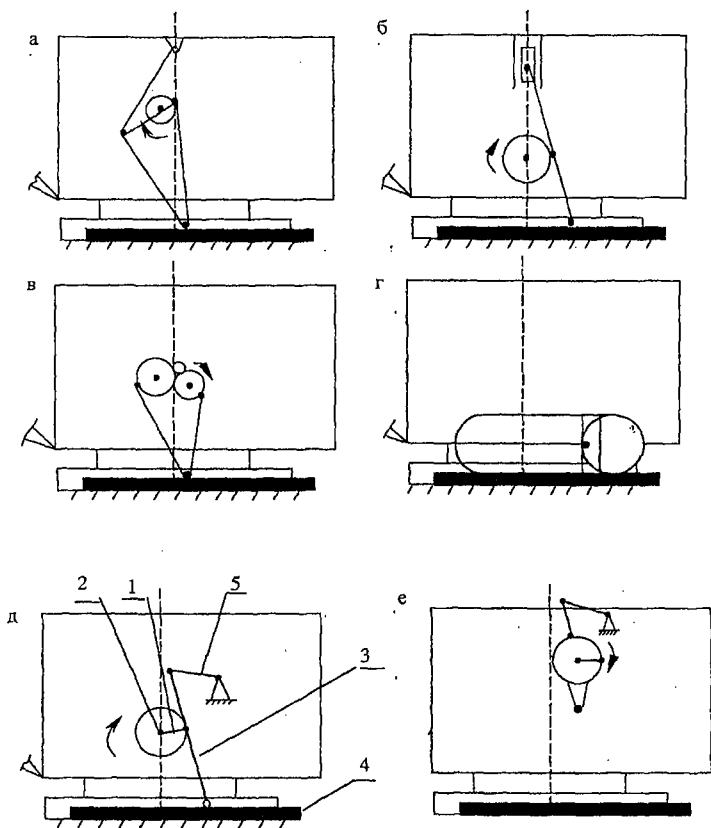


Рис. 3.1. Конструктивные схемы кривошипных механизмов шагания

Принцип работы кривошипно-рычажного механизма шагания экскаваторов ЭШ-13.50; ЭШ-15.70; ЭШ-25.55 следующий. Кривошип 1 (рис. 3.1, д) посажен на вал 2, получающий вращение от привода механизма шагания, расположенного на поворотной платформе. На кривошипе 1 на роликовых подшипниках насажена стойка 3, которая посредством шарового шарнира внизу соединена с лыжей 4, а сверху через тягу 5 – с надстройкой экскаватора. На рис. 3.1, д ходовой механизм показан в положении, когда лыжа лежит на уровне основания, дальнейшее вращение кривошипа по часовой стрелке вызовет подъем и смещение экскаватора. После поворота на 90° будет происходить перемещение

и опускание экскаватора. Смещение экскаватора закончится, когда кривошип повернется ещё на 90°. Дальнейший поворот кривошипа на 90° вызовет подъем лыжи в самое верхнее положение и смещение её в среднее положение. Сделав поворот ещё на 90°, лыжа вернется в первоначальное состояние. Во время работы экскаватора лыжи вращаются вместе с поворотной платформой и удерживаются в поднятом положении с помощью тормоза шагания. Достоинства кривошипно-рычажного механизма: высокий КПД, отсутствие длинного ходового вала, равномерное давление на грунт.

3.2. Гидравлический механизм шагания

Гидравлический механизм шагания позволяет перемещать экскаватор по двум схемам: с частичным (рис. 3.2,а) и с полным отрывом (рис. 3.2,б) базы от грунта. Достоинства гидравлического механизма шагания заключаются в плавности его работы и возможности регулирования траектории движения, а недостатки - в низком КПД и сложности устройства привода, требующего качественного изготовления и квалифицированного обслуживания.

Гидравлический механизм шагания (рис.3.2,а) состоит из лыж 1, подъёмных 2 и вспомогательных 3 гидроцилиндров, расположенных симметрично по правой и левой сторонам экскаватора. Штоки гидроцилиндров через траверсу соединяются с лыжами. Сами гидроцилиндры шарнирно связаны с металлоконструкциями надстройки и поворотной платформы. От насосной станции рабочая жидкость по трубопроводам под давлением 10...20 МПа подаётся в поршневые или штоковые полости цилиндров, поднимая или опуская лыжи. Во время работы экскаватора лыжи подняты над почвой и занимают крайнее верхнее положение, поворотная платформа опирается на базу. При шагании лыжи опускаются на почву. При возрастании давления в подъёмных гидроцилиндрах один конец опорной базы экскаватора приподнимается и с помощью вспомогательных гидроцилиндров машина, опираясь на лыжи, волоком сдвигается на величину шага 1...2,5 м и снова опускается на грунт. Затем подъёмные гидроцилиндры поднимают лыжи вверх, сдвигают назад, и процесс шагания повторяется.

Для экскаваторов большой мощности массой 5000...10000 т сложно создать достаточно жёсткую поворотную платформу, поднимаемую во время шагания за две точки. Этот недостаток можно устранить, если подъём производить не за две точки, а за четыре.

Шагающее ходовое оборудование с полным отрывом базы показано на рис. 3.2,б. Экскаватор оборудован четырьмя подъёмными 2 и двумя вспомогательными 3 гидроцилиндрами. Во время шагания поворотная платформа опирается на четыре точки и поднимается, сохраняя горизонтальное положение, подъёмными цилиндрами. Горизонтальное перемещение экскаватора и лыж 1

производится вспомогательными механизмами шагания на экскаваторе ЭШ – 100.100 и на драглайне 4250-W фирмы “Бюсайрус - Ири”.

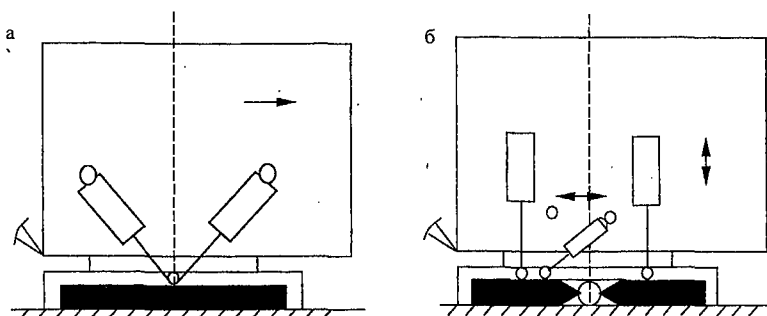


Рис. 3.2. Конструктивные схемы гидравлических механизмов шагания

С целью разгрузки узлов механизма шагания и металлоконструкций ЭШ-65.100 от распорных усилий, возникающих вследствие деформации поворотной платформы при подъеме машины, а также от действия расклинивающих усилий, которые появляются в случае передвижения экскаватора по непараллельно установленным башмакам, все подъемные цилиндры крепятся к поворотной платформе шарнирно. Причём два цилиндра, расположенные с одной стороны экскаватора, могут перемещаться в поперечном направлении в обе стороны до 50 мм, а два других имеют односторонний поперечный зазор в пределах 5...10 мм, который выбирается для передачи боковых нагрузок при шагании по косо-гору.

Подъемные цилиндры шарнирно опираются на скользящие опоры. Передвижение машины осуществляется двумя тяговыми цилиндрами, при этом скользящие опоры в масляной среде перемещаются по специальным плитам, встроенным в башмаки. Для уменьшения контактных давлений в скользящей опоре предусмотрена гидроразгрузка. Среднее удельное давление на бронзовые вкладыши (втулки) не превышает 1 МПа.

Подъемные и тяговые цилиндры выполнены сварно-коваными из стали марки 20Х2М. Внутренний диаметр подъемного цилиндра 1000 мм, тягового - 710 мм, ход штока 1550 и 3180 мм. соответственно. Усилie подъемного цилиндра при давлении 25 МПа равно 15000 кН, а тягового при давлении 25 МПа – 6000 кН. Гидросхемой предусмотрена работа цилиндров с противодавлением, что значительно увеличивает их надежность. Питание цилиндров обеспечивают восемь насосов НР-900/320, которые скомпонованы в четыре насосные установки. Подача одного насоса 820 л/мин, рабочее давление жидкости 27...28 МПа.

3.3. Гусеничный ход

На экскаваторах - драглайнах малой мощности в последнее время стал применяться гусеничный ход. На экскаваторах используются двух-, четырех- и восьмигусеничные системы. Определяющим фактором при этом является масса машины. Чем больше масса машины, тем больше количество гусениц. По способу передачи давления на грунт различают многоопорные и малоопорные гусеницы. Гусеницы называют многоопорными (рис. 3.3,а), если между осями соседних катков (А) размещается менее двух звеньев гусеницы. Звенья между катками вверх не прогибаются, поэтому такая гусеница равномерно передает давление на почву. В малоопорной гусенице между осями катков размещаются два звена или более. В этом случае гусеница может прогнуться между катками вверх, тогда давление на почву получается неравномерным (рис. 3.3,б). Многоопорные гусеницы применяются на экскаваторах, работающих на слабых породах, малоопорные - на экскаваторах, работающих на скальных породах. По способности приспосабливаться к неровностям почвы гусеницы бывают мягкие и жесткие. Жесткие гусеницы (рис. 3.3,в) не могут приспосабливаться к неровностям грунта. Незначительная адаптация возможна в продольном направлении за счет большого расстояния между катками у малоопорных гусениц и в поперечном - в результате перекоса звеньев относительно друг друга за счет зазоров в элементах хода. У гибких гусениц (рис. 3.3,г) катки устанавливаются на балансирах 1 и каретках 2, благодаря чему гусеница в продольном направлении может приспосабливаться к неровностям грунта. Вследствие этого давление на грунт передается более равномерно, а детали гусеничного хода не подвергаются воздействию больших сосредоточенных нагрузок.

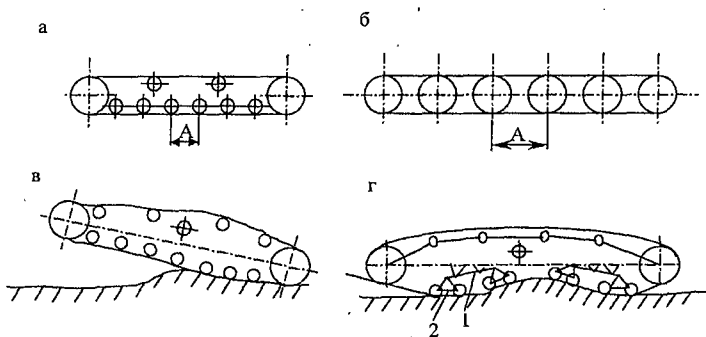


Рис. 3.3. Типы гусениц

Привод механизма хода индивидуальный, отличается простотой кинематической схемы, надежностью в работе, быстротой переключения.

3.4. Тяговый расчёт экскаваторов-драглайнов

Тяговый расчёт ходовых частей включает определение необходимых тяговых усилий, развиваемых в двигателе, мощности его приводов и требования к характеристикам приводных двигателей.

3.4.1. Тяговый расчёт шагающей ходовой части

Привод шагающего механизма расходует энергию на подъём экскаватора массой m_3 , преодоление сил трения базы о грунт при перемещении экскаватора и на перенос ходовых башмаков. Величина последней составляющей очень мала, поэтому её можно не учитывать.

Работа, расходуемая на подъём экскаватора, A_1

$$A_1 = k \cdot g \cdot m_3 \cdot h,$$

где k – коэффициент, показывающий, какая часть веса экскаватора передаётся на башмаки при шагании, $k=0,7 \dots 0,8$;

h – высота подъёма центра тяжести экскаватора, м.

Работа, расходуемая на преодоление сил трения базы о породу, определяется по формуле:

$$A_2 = (1-k) \cdot g \cdot m_3 \cdot S \cdot \mu_1 + g \cdot m_3 \cdot S \cdot \sin \alpha = g \cdot m_3 \cdot S \cdot [\mu_1 \cdot (1-k) + \sin \alpha],$$

где S – длина шага, м;

μ_1 – коэффициент трения базы о породу, $\mu_1=0,5 \dots 1,0$;

α – угол подъёма пути, град.

Мощность привода ходовой части

$$N_x = \frac{A_1 + A_2}{0,25 \cdot t_{ш} \cdot \eta},$$

где η – КПД механизма шагания, $\eta=0,5 \dots 0,7$;

$t_{ш}$ – продолжительность одного шага, с.

Скорость хода шагающих экскаваторов при заданном числе шагов в час определяется по формуле

$$v_x = \frac{K_{пр} \cdot S \cdot \Pi_{ш}}{1000},$$

где $K_{пр}$ – коэффициент, учитывающий проскальзывание башмаков по грунтовому основанию в начале и конце шага, ведущее к уменьшению фактической длины шага;

$\Pi_{ш}$ – число шагов экскаватора в час.

3.4.2. Тяговый расчет гусеничного хода

Тяговый расчет рассматривается для прямолинейного движения и поворота машины. Суммарное тяговое усилие на всех гусеницах определяется по формуле

$$W_T = W_{\text{вн}} + W_K + W_B + W_{\text{и}} + W_{\text{п}} + W_C,$$

где $W_{\text{вн}}$ – внутреннее сопротивление в гусеницах, кН;

W_K – сопротивление катанию с учетом затрат энергии на деформацию основания под гусеницами, кН;

W_B – сопротивление ветра, кН;

$W_{\text{и}}$ – сопротивление инерции, кН;

$W_{\text{п}}$ – сопротивление подъему, кН;

W_C – сопротивление повороту, кН.

Прямолинейное движение

$$W_{T_{\text{max}}} = W_{\text{вн}} + W_K + W_B + W_{\text{п}} = G \cdot f_1 + \frac{P_{\text{max}}^2 \cdot b \cdot n}{2 \cdot P_0} + P_B \cdot F_B + G \cdot \sin \alpha,$$

где G – вес машины с породой, кН;

f_1 – приведенный коэффициент сопротивления перекатыванию (для подшипников скольжения $f_1 = 0,1$; для подшипников качения $f_1 = 0,05$);

P_{max} – максимальное давление под гусеницами, кПа (см. статический расчет);

b – ширина гусеницы, м;

n – число гусениц, движущихся по самостоятельной колее;

P_0 – коэффициент сопротивления смятию породы, кН/м³;

P_B – наибольший рабочий скоростной напор ветра, при котором допускается эксплуатация машины, $P_B = 0,25$ кПа;

F_B – расчетная площадь наветренных поверхностей машины, м²;

α – наибольший угол подъема, град.

Потребное тяговое усилие в одной приводной гусенице будет, кН

$$S_{\text{пр}} = \frac{W_{T_{\text{max}}}}{n}.$$

Поворот машины

В двухгусеничной системе момент поворота создается разностью тяговых усилий в забегающей и отстающей гусеницах при неизменном направлении этих усилий.

Уравнение тягового баланса для забегающей гусеницы при установившемся движении по кривой в случае поворота имеет вид

$$W_{T_{\text{max}}}^c = W_{\text{вн}}' + W_K' + W_B' + W_{\text{п}}' + \frac{M_c}{B},$$

где $W_{\text{вн}}'$ – внутреннее сопротивление,

$$W_{\text{вн}}' = f_1 \cdot K_c \cdot G_s = f_1 \cdot K_c \cdot \frac{G}{2} \cdot \left(1 + \frac{2r}{B}\right),$$

где K_c – коэффициент увеличения внутренних сопротивлений при повороте под действием поперечных сил на катки (при $R \leq 5L$ $K_c = 1,2 \dots 1,3$; при $R > 5L$ $K_c = 1$;
 R – средний радиус разворота; L – длина гусеницы);

G , –нагрузка на забегавшую гусеницу, кН;

r –выбег равнодействующей G или радиус опорно-поворотного круга платформы, м;

B –ширина колеи гусеничного хода, м;

$W'_k = W_k$ –сопротивление катанию, кН;

$W'_в$ –сопротивление ветру

$$W'_в = P_в \cdot F_в \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{a_в}{B} \right),$$

где $a_в$ – расстояние от центра тяжести опорной поверхности машины до центра парусности машины, м;

$W'_п$ – сопротивление подъёму

$$W'_п = \frac{G}{2} \cdot \left(1 + \frac{2r}{B} \right) \cdot \sin \alpha;$$

M_c –момент сопротивления при повороте

$$M_c = \frac{k \cdot \mu' \cdot G \cdot L^2}{L + 0,15R},$$

где k – коэффициент, учитывающий конструктивные особенности гусеничного хода ($k=0,25$ – для трех-, четырех-, и двухгусеничного оборудования с балансирной подвеской; $k=0,5$ – для двухгусеничного оборудования с жесткой подвеской опорных катков);

μ' –коэффициент сопротивления повороту (глины сухие $\mu' = 0,6 \dots 0,9$, глины влажные $\mu' = 0,25 \dots 0,35$; бурый сухой уголь $\mu' = 0,55 \dots 0,7$).

Режим поворота – решающий в тяговом расчете, так как потребная сила тяги в гусенице при повороте двухгусеничной машины в несколько раз превышает силу тяги при прямолинейном движении.

Вопросы к разделу 3

1. Какие существуют типы ходового оборудования?
2. В чем отличие мало- и многоопорного гусеничного хода?
3. Каковы достоинства кривошипно-шатунного механизма?
4. Какова последовательность работы элементов гидравлического механизма хода?
5. От каких факторов зависит расчет тягового усилия механизма хода?

4. СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Статический расчет проводят для того, чтобы определить уравновешенность поворотной платформы, устойчивость экскаватора, усилия в опорно-поворотном устройстве, опорные реакции и среднее давление на грунт.

4.1. Уравновешенность поворотной платформы (расчет противовеса)

Уравновешенность поворотной платформы характеризуется действием удерживающего и опрокидывающего моментов.

Удерживающий момент образуется от равнодействующей силы веса всех вращающихся частей экскаватора, кроме противовеса и рабочего оборудования, относительно оси вращения платформы, опрокидывающий момент - от силы веса рабочего оборудования с грузом.

Платформа считается уравновешенной, если при любых возможных положениях поворотной части с ковшом соблюдаются следующие необходимые условия:

-равнодействующая силы веса вращающихся масс не должна выходить за периметр многоугольника, образующегося соединением точек касания опорных катков с поворотным кругом;

-перемещения равнодействующей вперед или назад по отношению к центральной цапфе желательно иметь одинаковыми по величине.

Уравновешивание поворотной платформы достигается соответствующим размещением всех механизмов на поворотной платформе и выбором массы противовеса.

Масса противовеса определяется для двух расчетных положений.

1. Ковш опущен на землю, стрела поднята на максимальный угол $\gamma_{\max}=45\dots 50^\circ$ (рис. 4.1).

Это положение соответствует возможности смещения равнодействующей назад, вес ковша исключается из состава опрокидывающих сил. Масса (вес) противовеса определяется из уравнения моментов относительно точки А (крайнее допустимое положение равнодействующей внутри опорно-поворотного круга радиусом R_0):

$$m_{\text{пр(1)}} = \frac{M_0 - M_y}{g \cdot (r_{\text{пр}} - R_0)} = \frac{C_c \cdot (r_c + R_0) - G_1 \cdot (r_1 - R_0)}{g \cdot (r_{\text{пр}} - R_0)},$$

где G_c и G_1 — силы веса стрелы и поворотной платформы с механизмами на ней, кН;

r_c , r_1 , $r_{\text{пр}}$ — плечи действия сил, м.

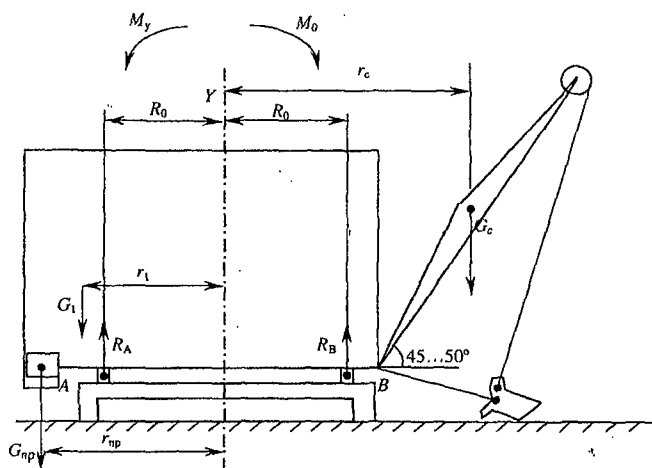


Рис. 4.1. Первое расчетное положение

2. Ковш с породой поднят к голове стрелы, стрела опущена на минимальный угол $\gamma_{\min}=25...30^\circ$ (рис. 4.2).

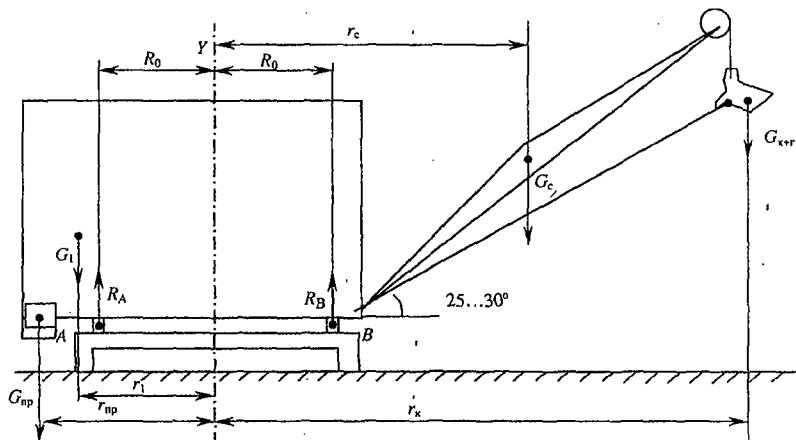


Рис. 4.2. Второе расчетное положение

В этом положении масса противовеса определяется из уравнения моментов относительно точки В:

$$m_{\text{пр}(2)} = \frac{G_c \cdot (r_c - R_0) + G_{\text{к+г}} \cdot (r_k - R_0) - G_1 \cdot (r_1 + R_0)}{g \cdot (r_{\text{пр}} + R_0)},$$

где $G_{\text{к+г}}$ – вес ковша с грунтом, кН;

r_k – плечо действия силы $G_{\text{к+г}}$ м.

При выборе массы противовеса необходимо соблюдение условия:
 $m_{\text{пр}(2)} < m_{\text{пр}} < m_{\text{пр}(1)}$.

Если масса противовеса для второго положения получается больше, чем для первого, то это указывает на чрезмерное смещение механизмов на платформе вперед, на слишком длинное и тяжелое оборудование или на то, что выбранный диаметр поворотного круга мал.

Если $m_{\text{пр}(2)} < 0 < m_{\text{пр}(1)}$, то это свидетельствует об излишне лёгком рабочем оборудовании или чрезмерно сдвинутых назад механизмах.

4.2. Устойчивость драглайна

Устойчивость драглайна оценивается коэффициентом устойчивости, который зависит от отношения суммарного момента удерживающих сил к суммарному моменту опрокидывающих сил, взятых относительно оси, проходящей по краю опорных катков гусеничного или шагающего ходового устройства. Значение коэффициента должно удовлетворять условию:

$$K_y = \frac{\sum M_y}{\sum M_o} > 1.$$

Проверка экскаватора на устойчивость осуществляется для трех состояний: рабочего, нерабочего и транспортного. При этом учитывается ветровая нагрузка P_B , увеличивающая возможность опрокидывания экскаватора.

$$P_B = K_0 \cdot F_6 \cdot P_{\text{св}},$$

где K_0 – коэффициент сплошности, для решетчатых ферм – 0,4...0,6, для механизмов – 0,6...0,8;

F_6 – площадь очертания экскаватора в плоскости, перпендикулярной к направлению опрокидывания, м²;

$P_{\text{св}}$ – скоростной напор ветра, $P_{\text{св}}=1...2$ кПа – для нерабочего и транспортного положений экскаватора, $P_{\text{св}}=0,25...0,4$ кПа – для рабочего положения.

Устойчивость драглайна определяется при условиях: экскаватор стоит на площадке с наклоном 10...12° (рис. 4.3), стрела находится под минимальным рабочим углом $\gamma_{\text{min}}=25...30^\circ$, ковш груженный на полном вылете.

Опрокидывающий момент рассчитывается с учетом центробежных сил, появляющихся при вращении поворотной платформы с угловой скоростью ω_{max} . Момент берется относительно линии, проходящей по краю опорной базы (т. А):

$$M_{0(A)} = [G_c \cdot (r_c + h_c \cdot \operatorname{tg} \alpha) + G_{K+T} \cdot (r_{K+T} + h_{K+T} \cdot \operatorname{tg} \alpha)] \cdot \cos \alpha + \frac{W_{\max}^2}{g} \cdot \left[G_c \cdot \left(r_c + \frac{B}{2} \right) h_c + G_{K+T} \cdot \left(r_{K+T} + \frac{B}{2} \right) \cdot h_{K+T} \right],$$

где G_c и G_{K+T} — вес стрелы и ковша с породой, кН;

r_c , r_{K+T} , h_c , h_{K+T} — плечи сил, м;

B — ширина базы, м.

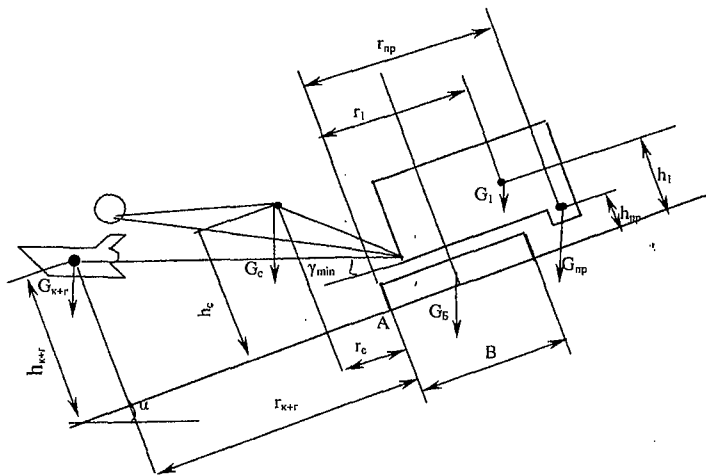


Рис. 4.3. Схема к определению устойчивости драглайна

Удерживающий момент определяется как сумма моментов сил всех узлов экскаватора, кроме рабочего оборудования, относительно точки A .

Необходимый запас устойчивости должен удовлетворять условию: $1,15 > K_y > 1,1$.

Для экскаваторов большой мощности допускается угол $\alpha \leq 7^\circ$, а запас устойчивости увеличивается до $1,17 \dots 1,2$.

При указанном выше коэффициенте устойчивости давление в т. A не должно превышать $0,25$ МПа. Если фактический запас устойчивости получается большим, то это указывает на возможность увеличения длины стрелы или массы ковша при оснащении экскаватора более мощным рабочим оборудованием.

4.3. Определение усилий в опорно-поворотном круге

На поворотную платформу экскаватора во время работы действуют опрокидывающие и удерживающие моменты, которые можно привести к следующим си-

лам: G – вертикально действующая на передние части платформы и опорно-поворотного круга; S – отрывающая платформу от нижней рамы; T – сдвигающая платформу относительно нижней рамы и действующая на расстоянии b от поворотной платформы. Для предотвращения опрокидывания платформы и использования в качестве добавочного противовеса ходовых тележек экскаватора (гусеничный ход) платформы снабжаются захватывающим устройством. Таким устройством служит либо гайка на верхнем конце центральной цапфы (см. рис.2.26 а), либо подхватывающие ролики (см. рис. 2.26, б, в).

Опорное устройство со свободными роликами приведено на рис. 4.4, а. В этой конструкции поворотная платформа опирается на подпятник из роликов (катков), равномерно распределенных по опорному кругу и заключенных в обойму, играющую роль сепаратора (число роликов может быть 100 и более).

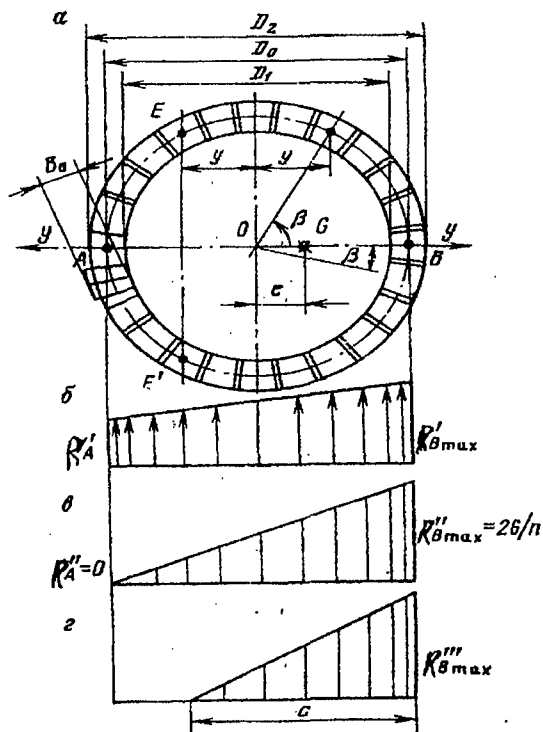


Рис.4.4. Схема к определению усилий на ролики опорно-поворотного круга

Определение усилий при нахождении равнодействующей сил в пределах ядра сечения ($e = 0,25 D_0$) (рис. 4.5, б, в).

При малых значениях эксцентриситета e сжимающим усилиям подвержены все ролики круга. Закон распределения этих усилий по окружности определяется трапецией, наибольшая сторона которой равна величине усилия, испытываемого крайним роликом, находящимся в плоскости действия сил со стороны приложения нагрузки.

Величина усилия R_i (кН), которое действует на ролик, расположенный под произвольным углом β_i к плоскости действия сил (координата y), определяется из выражения

$$R_i = \frac{G}{Z} + \frac{Gey}{I} \frac{F}{Z} = \frac{G}{Z} \left[1 + \frac{8eD_0 \cos \beta_i}{D_1^2 + D_2^2} \right],$$

где $E = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2)$ и $I = \frac{\pi}{64} (D_2^4 - D_1^4)$;

F, I — соответственно площадь (m^2) и момент инерции (m^4) круга катания с параметрами D_0, D_1, D_2 (рис. 5.5,а).

Максимальное и минимальное усилия на ролике будут, соответственно, при $\beta = 0$ и 180° :

$$R_{B \max} = \frac{G}{Z} \left(1 + \frac{8eD_0}{D_1^2 + D_2^2} \right);$$

$$R_{B \min} = \frac{G}{Z} \left(1 - \frac{8eD_0}{D_1^2 + D_2^2} \right).$$

Приравняв к нулю последнее выражение, находим максимальное допустимое значение эксцентриситета e приложения нагрузки, при котором для передачи давления опорному кругу используются все ролики:

$$e = (D_1^2 + D_2^2) / 8D_0$$

Для узких кругов катания, когда можно принять $D_1 \cong D_2 \cong D_0$, $e = 0,25 D_0$. Эта величина и определяет радиус ядра сечения опорного круга.

Определение максимального усилия при выходе равнодействующей за пределы ядра сечения (но равнодействующая остается в пределах опорного круга). При этом величина нагрузки на передний ролик $R'''_{B \max}$ зависит от расстояния C (рис. 4.4, г).

Для различных величин отношений заданного эксцентриситета e к радиусу R_0 опорного круга и значений D_1/D_2 по табл. 4.1 находим величину отношения C/R_0 , определяющего положение нулевой линии EE' и величину отношения $R'''_{B \max}/R_{B \text{ср}}$. Далее по заданному числу роликов находим среднюю нагрузку на ролики $R_{B \text{ср}} = gm/Z$

Величина отношений $V_{B \max}''/V_{B \text{ср}}$

$\frac{e}{R_0}$	D_1/D_2							
	0,7		0,8		0,9		1,0	
	$\frac{R_{B \max}''}{R_{B \text{ср}}}$	$\frac{C}{R_0}$	$\frac{R_{B \max}''}{R_{B \text{ср}}}$	$\frac{C}{R_0}$	$\frac{R_{B \max}''}{R_{B \text{ср}}}$	$\frac{C}{R_0}$	$\frac{R_{B \max}''}{R_{B \text{ср}}}$	$\frac{C}{R_0}$
0,6	2,92	1,32	2,64	1,45	2,42	1,58	2,26	1,71
0,65	3,30	1,13	2,92	1,25	2,64	1,40	2,42	1,54
0,7	3,86	0,93	3,33	1,05	2,95	1,30	2,64	1,35
0,75	4,81	0,72	3,93	0,85	3,33	0,99	2,89	1,15
0,8	6,53	0,52	4,93	0,61	3,96	0,77	3,27	0,94
0,85	10,43	0,36	7,16	0,42	4,50	0,55	3,77	0,72
0,9	19,86	0,24	14,6	0,24	7,13	0,32	4,71	0,49
0,95	50,20	0,12	34,6	0,12	19,80	0,12	6,72	0,25

По полученным из табл. 4.1 величинам отношений определяем значения C и $R_{B \max}''$.

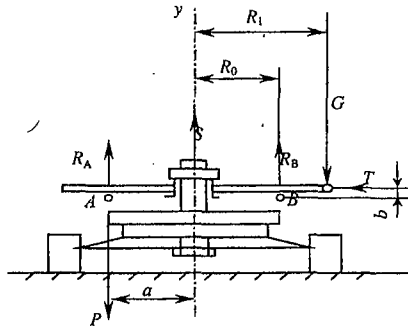


Рис. 4.5. Расчетная схема

Усилие, отрывающее S в центральной цапфе или удерживающее P в подхватывающих роликах при отклонении результирующей G всех сил, действующих на поворотную платформу на расстоянии R_1 от оси вращения платформы (см. рис. 4.5), определяем из выражений

$$S = \frac{G(R_1 - R_0)}{R_0} \text{ или } P = \frac{G(R_1 - R_0)}{Z_n(R_0 + a)},$$

где R_0 — радиус опорно-поворотного круга, м;

Z_n — число подхватывающих роликов (обычно $Z_n = 2-4$);

a — расстояние от проекции точки оси подхватывающего ролика до оси вращения платформы.

Минимальный диаметр роликов d_k ОПУ находится в зависимости от величины результирующей G_n (кН) сил тяжести всех транспортируемых (на поворотной платформе) масс и рабочих усилий по соотношениям: диаметр

$d_k = 0,1 \cdot \sqrt[3]{G_n}$, м; $t_k = (1,2 \dots 1,5)d_k$, м; длина $B_0 = (0,25 \dots 0,3)d_k$, м.

Диаметр шарика $d_{ш}$ в шариковом опорном круге может быть ориентировочно определен в зависимости от массы поворотной платформы с грузом m_n (т) по зависимости

$$d_{ш} = A_1 \sqrt[3]{m_n},$$

где $A_1=2$ для однорядного шарикового круга и $A_1=1,2$ - для двухрядного.

4.4. Определение опорных реакций и давления на грунт

4.4.1. Гусеничное ходовое оборудование

Среднее давление на грунт p_{cp} (МПа) вычисляется в предположении, что гусеницы всей поверхностью F (м²) равномерно передают давление на основание и что равнодействующая сил веса G_3 (МН) экскаватора массой m_3 (т) проходит через центр тяжести проекции опорной поверхности гусениц:

$$p_{cp} = \frac{G_3}{F} = \frac{10^{-2} g m_3}{n_r \cdot b \cdot l} = \frac{10^{-2} g m_3}{n_r L^2 C_a},$$

где n_r — общее число гусениц;

C_a — отношение ширины b ленты гусениц к ее длине L между осями ведущей и направляющей звездочек.

Для одно- и двухгусеничных ходовых частей $C_a = b/L = 0,2 \dots 0,32$; для четырехгусеничных $C_a = 0,12 \dots 0,2$.

Значение P_{cp} является условным, так как в действительности равнодействующая G_3 всегда смещена от центра опорной поверхности на некоторую величину и давление под гусеницами неодинаково. Если равнодействующая смещается поперек гусениц на величину A (рис. 4.6, а), то нагрузка на гусеницы будет $S = G_3(0,5 \pm A/B)$. Предельное значение $A = 0,5B$ теоретически дает увеличение нагрузки на одну гусеницу в два раза (до значения G_3) и снижение на другую до нуля. Соответственно изменяется и давление под гусеницами.

Двухгусеничное ходовое устройство с жесткой подвеской опорных катков (рис. 4.6, б). Смещение равнодействующей S вдоль гусениц на величину e можно рассматривать как действие силы S в центре и момента eS . От силы S , действующей в центре гусеницы, получим равномерно распределен-

ное давление $p_1 = S/bL$, от момента же давление будет переменным:

$$p_2 = \left(\frac{S}{b \cdot l} \right) \cdot \left(\frac{6e}{L} \right).$$

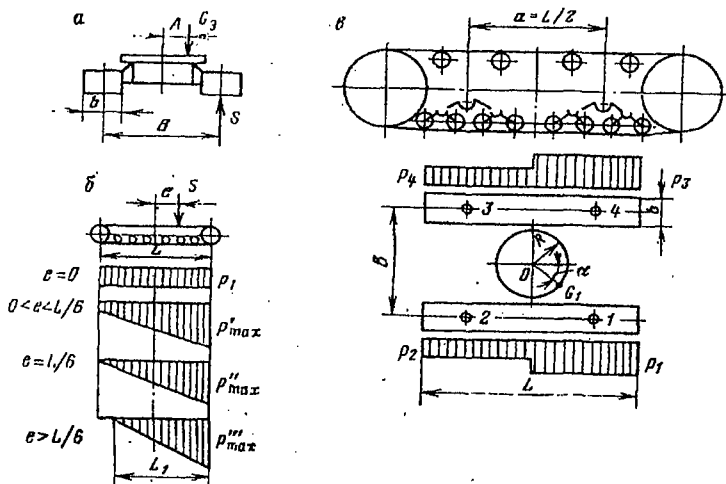


Рис. 4.6. Схема к расчету давления гусениц на опорную поверхность

Фактическая эпюра давлений под гусеницей определится сложением двух эпюр p_1 и p_2 , при этом с одного края гусеницы будет максимальное давление, а с другого — минимальное, т. е.

В частных случаях: при $e=0$ диаграмма давлений имеет вид прямоугольника, в котором $p_1 = p_{\min} = p_{\max} = p_{\text{ср}} = S/(bL)$; при $0 < e < L/6$ диаграмма имеет вид трапеции; при $e = L/6$ диаграмма имеет вид треугольника, при этом $p_{\min} = 0$, а $p'' = 2p_{\text{ср}}$.

Формула применима до тех пор, пока $p_{\min} \geq 0$, т. е. пока равнодействующая сила S находится в пределах ядра сечения ($e \leq L/6$), так как на поверхности соприкосновения гусеницы с породой присутствуют только сжимающие напряжения и отсутствуют растягивающие.

В том случае, если $e > L/6$, давление распределяется также по закону треугольника, но гусеница не на всей длине передает нагрузку на породу. Предположив, что центр тяжести треугольной эпюры давления должен быть на одной линии с силой S , получим длину работающей части гусеницы L_1 ($1,5L - 3e$). Тогда максимальное давление под гусеницей

$$p''_{\max} = \frac{2S}{L_1 b} = \frac{4}{3} \cdot \frac{S}{b(L-2e)}.$$

При $e = 0,5L$ давление под гусеницей становится равным бесконечности (теоретически).

Чтобы не допускать чрезмерного увеличения p'''_{max} (не более $8p_{cp}$), длина гусениц, главным образом на двухгусеничных экскаваторах, всегда принимается больше ширины гусеничного хода.

Двухгусеничное ходовое устройство с балансирной подвеской опорных катков (рис. 4.6, в). Машина опирается на n больших балансиров (в данном примере четыре).

Давление на грунт определяется на участке балансиров 1-4 по формуле

$$p_i = \frac{G_1}{4Lb} \left(1 \pm 2 \frac{R}{B} \sin \alpha \pm 2 \frac{R}{a} \cos \alpha \right),$$

где G_1 — вертикальная составляющая равнодействующей внешних сил; R — радиус опорно-поворотного круга; B — расстояние между продольными осями гусениц; α — угол между направлением выбега равнодействующей и продольной осью машины; a — расстояние между осями больших балансиров.

При изменении угла α максимальное давление (на участке балансира 1) будет иметь место, когда $\operatorname{tg} \alpha/2 = a/b$, т. е.

$$p_{max} = \frac{G_1}{4Lb} \left[1 + 2 \frac{R}{B} \sqrt{1 + \left(\frac{B}{a} \right)^2} \right].$$

4.4.2. Шагающее ходовое оборудование

Давление на грунт шагающего экскаватора различно при его работе и передвижении. Во время работы экскаватор стоит на базе диаметром D (м), и среднее давление от сил тяжести узлов экскаватора (рис. 4.7) составляет

$$p_{cp} = \frac{4G_3}{\pi D^2},$$

где G_3 — равнодействующая сил тяжести узлов экскаваторов, приложенная в центре базы, МН.

Во время движения 0,85 массы экскаватора передается на ходовые башмаки, а 0,15 — на край базы, волочащейся по земле.

Среднее давление под башмаками

$$p_{б.ср} = K \frac{G_3}{2bL} = (0,4 \dots 0,425) \frac{G_3}{bL},$$

где K — коэффициент, показывающий, какая часть веса экскаватора передается на башмаки; $K=0,8 \div 0,85$;

b и L — соответственно ширина и длина ходового башмака, м.

Во время работы экскаватора приходящаяся на базу нагрузка смещается от центра (за счет изменения концевой нагрузки на стреле), а давление на грунт

под базой распределяется неравномерно. В общем виде оно определяется так же, как и для гусеничного ходового оборудования:

$$P_{\max/\min} = \frac{4G'_2}{\pi D^2} \left(1 \pm 8 \frac{e}{D} \right),$$

где G'_2 — сумма весов экскаватора и ковша с породой, МН;

e — величина смещения равнодействующей G'_2 от центра базы, м.

В частных случаях имеем: $e = 0$, диаграмма давлений — прямоугольник, при этом $P_{cp} = P_{\min} = P_{\max} = 4G'_2/\pi D^2$; $0 < e < D/8$ — нагрузка в пределах ядра сечения $r_{яс}$ (для круглой базы $r_{яс} = e = D/8$); диаграмма давлений — трапеция, при этом

$$P'_{\max} = \frac{4G'_2}{\pi D^2} (1 + 8e/D); \quad e = D/8; \quad \text{диаграмма давлений — трапеция, при этом } P_{\min} = 0, \\ P''_{\max} = 2P_{cp}.$$

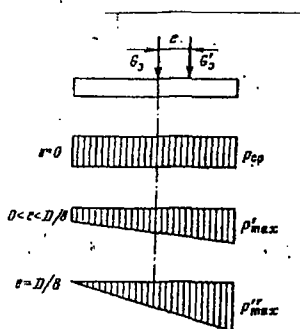


Рис. 4.7. Схема к расчету давления на грунт под башмаками и базой шагающего экскаватора

Дальнейшее смещение равнодействующей G'_2 за пределы ядра сечения ($e > D/8$) должно вызвать еще большее увеличение P_{\max} . Так как в практике эксплуатации мощных драглайнов такой случай недопустим, то он в расчетах не рассматривается.

Наибольшее давление P''_{\max} возникает у драглайна на кромке базы при выносе груженого ковша к голове стрелы. Оно допускается в пределах 0,15—0,25 МПа. Наибольшее смещение равнодействующей нагрузки определяется отношением максимального давления к среднему. Для мощных драглайнов оно допускается в пределах 2...3,6.

У шагающих ходовых механизмов с полным отрывом базы (ЭШ-100.100) нагрузка во время шагания перемещается вдоль башмака. Поэтому давление под ним распределяется по закону трапеции и рассчитывается так же, как и для гусеницы при внецентренном приложении нагрузки. Нагрузка на ходовые башмаки действует кратковременно и снимается прежде чем наступает полная деформация породы под ними. В связи с этим средние давления под башмаками допускаются большей величины, чем под базой, а их площадь составляет 60...75 % площади опорной базы.

Вопросы к разделу 4

1. Какова необходимость статического расчета?
2. Какие усилия действуют на драглайн во время движения под уклоном?

3. Чем характеризуется коэффициент устойчивости?
4. Какие силы действуют на ролики опорно-поворотного круга?
5. Что влияет на среднее давление под башмаками драглайна?
6. Каковы особенности расчета давления на грунт для мощных драглайнов с полным отрывом базы?

5. РЕМОНТ ШАГАЮЩИХ ЭКСКАВАТОРОВ

5.1. Характеристика износов, повреждений и отказов

Главными причинами потери работоспособного состояния драглайнов является процесс разрушения деталей в контакте (при трении), классифицируемый как изнашивание, и повреждения деталей вне контакта.

Изнашивание – это процесс отделения материала с поверхности твердого тела и увеличение его остаточной деформации при трении, т. е. постепенное изменение размеров и формы тела (ГОСТ 27674-88).

Износ – это результат изнашивания, определяемый в установленных единицах (ед. длины).

Скорость изнашивания – отношение значения износа к интервалу времени, в течение которого он возник.

Интенсивность изнашивания – отношение значения износа к обусловленному пути, на котором происходило изнашивание, или объёму выполненной работы.

Повреждение – любое разрушение поверхностей деталей вне контакта их между собой. Повреждения проявляются в виде разрушения элементов конструкций (трещины и разрывы) и остаточных деформаций (вмятины, прогибы, коробления). Развитие повреждения приводит к отказу.

Отказ – это событие, заключающееся в нарушении работоспособного состояния объекта.

Распределение отказов по шагающим драглайнам характеризуется следующим: рабочее оборудование (стрела, блоки, ковш) –20,5 %; валы, оси, зубчатые колёса –15,7 %; подшипники –5 %; гидropневмоаппаратура –9,2 %; электрические машины –19,3 %; цепи управления –16,8 %; прочие узлы и детали –13,8 %.

По механической части процессы изнашивания и повреждения сложны и зависят не только от механических нагрузок, но и от воздействия окружающей среды.

Механическое изнашивание – изнашивание в результате механических воздействий.

Абразивное изнашивание – механическое изнашивание материала в результате режущего или царапающего действия твердых тел или твердых частиц.

Абразивному изнашиванию подвергается, например, канат тяговый, ковш и его упряжь.

Усталостное изнашивание – механическое изнашивание в результате усталостного разрушения при повторном деформировании микрообъёмов материала поверхностного слоя.

Изнашивание при фреттинге – механическое изнашивание соприкасающихся тел при колебательных относительных перемещениях.

Изнашивание при фреттинге имеет место на деталях с прессовыми посадками (вал-шестерни, валы), в болтовых и заклёпочных соединениях, в заделках стреловых вант (разрушение отдельных проволок).

Все процессы разрушения элементов экскаваторов протекают во времени, являются необратимыми и зависят от типа деталей. У шагающих экскаваторов можно выделить пять классов деталей: валы, оси, зубчатые колеса, барабаны, корпуса металлоконструкции.

В наиболее тяжелом режиме работает поворотный механизм, в котором трижды за время рабочего цикла происходит выбор зазора в зубчатых передачах редукторов, сопровождающихся ударными нагрузками.

Установлено, что основными причинами отказов являются конструктивно-технологические (37...56 %) и эксплуатационные (36...54 %).

Конструктивные дефекты являются следствием низкого качества проектирования, недостаточно точного анализа сложного напряженного состояния конструкции, нехваткой сведений о прочности и пластичности материала в условиях сложного напряженного состояния.

Технологические дефекты (производственные) возникают вследствие нарушения принятой технологии изготовления. Сюда относят неточности монтажа (зазоры, несоосности, перекосы), дефекты материала (волосовины, шлаковые включения), нарушения условий взаимозаменяемости.

К *эксплуатационным* причинам относят нарушение режима смазки, несоблюдение сроков остановки экскаваторов на ремонт (особенно поворотный механизм), низкую квалификацию машиниста, некачественную подготовку горной массы и трассы для шагания, несоблюдение температурного режима эксплуатации машины.

5.2. Подготовительные этапы ремонтного производства

5.2.1. Конструкторская и технологическая подготовка ремонта

Конструкторская подготовка заключается в разработке технических условий на дефектацию и ремонт; ремонтных чертежей; чертежей на техническую оснастку и на модернизацию экскаваторов; стандартов предприятия; рекомендаций производству по результатам анализа выявленных неисправностей в послеремонтный гарантийный период; документации по сооружению и оборудованию ремонтной площадки.

Технологическая подготовка ремонта состоит в обеспечении производства технологией изготовления запчастей; технологическими процессами ремонта; руководящими материалами по организации ремонта; нормами расхода материалов, запчастей и комплектующих на ремонт каждой модели экскаватора; нормами на выполнение ремонтных операций; чертежами на специальные инструменты и оснастку станков; инструкциями или стандартами предприятия по различным видам испытаний механизмов экскаваторов; стандартами предприятия по различным видам испытаний механизмов экскаваторов; стандартами

предприятия по типовым технологическим процессам ремонта; нормами расхода на металлорежущие инструменты и вспомогательные материалы.

5.2.2. Организационная подготовка ремонта

Организационная подготовка – это совокупность работ, направленных на согласование выполнения спроектированных технологических операций и технологических процессов ремонта экскаваторов, обеспечивающих оптимальные затраты средств, труда и материалов.

Организационная подготовка ремонта содержит: договор между горным и ремонтными предприятиями; предварительную ведомость дефектов; заявку на необходимые дополнительные материалы, запчастей и комплектующих; смету расходов; сетевой или оперативный график ремонта данной модели экскаватора; договор ремонтного предприятия с необходимыми субподрядчиками; заказ на технологическую оснастку и инструмент; договор с автотранспортным предприятием.

5.2.3. Материальное обеспечение ремонта

Это самое важное звено в системе организации ремонта. Обеспечение материальными ресурсами экскаваторов–драглайнов - весьма сложная задача. Детали экскаваторов изготавливают из марок сталей, имеющих ограниченное применение в промышленности. Поэтому ремонт имеет индивидуальный характер (ЭШ-25.100; ЭШ-40.85; ЭШ-100.100).

Детали сложны в технологическом отношении и имеют длительный цикл изготовления, большую номенклатуру используемых материалов при различных объемах применения (иногда необходимо всего 2...3 кг материала на единицу изделия).

Все детали можно разделить на быстроизнашивающиеся, переходящие (нормативные) и длительного срока службы.

В зависимости от технологической сложности изготовления запчасти делят на 4 группы:

- уникальные детали (изготовление возможно только на заводах - поставщиках);
- детали специализированного серийного или массового производства, например, поршневые кольца, поршни и т.д.;
- детали, изготавливаемые на ремонтных заводах;
- простейшие детали, изготавливаемые в специализированных и ремонтных мастерских горных предприятий.

5.2.4. Оборудование ремонтной площадки

Место под ремонтную площадку выбирается вблизи рабочей зоны экскаватора, т. е. непосредственно на горном участке, вдали от зоны буровзрывных

работ, вне зоны линий электропередач с устройством временных подъездных путей, обеспечивающих проезд транспортных средств грузоподъемностью до 100 т.

Основные требования к ремонтной площадке:

1. К ремонтной площадке прокладывают временную подъездную дорожку шириной не менее 10,5 м с продольным уклоном не более 8 %, поперечным — 2 %. Ширина транспортных проходов не менее 6 м, а радиус закруглений 12,5 м.

2. Размеры ремонтной площадки выбирают из условий расположения на ней необходимого технического оборудования и ремонтируемых частей экскаватора.

3. Ремонтная площадка должна быть обеспечена бесперебойным электропитанием, распределителями на 0,4 и 6 кВ, телефонной или радио связью и осветительными установками, обеспечивающими общую освещенность площадки не менее 0,65 лк.

Для проведения ремонта на ремонтную площадку доставляется следующее основное оборудование:

краны малой грузоподъемности от 6,3 до 16 т на пневмоколёсном ходу с высотой подъема до 10 м;

краны большой грузоподъемности от 25 до 100 т и высотой подъема груза до 40 м;

автогидроподъемники с высотой подъема от 20 до 30 м и вылетом стрелы до 15 м (ремонтные и окрасочные работы на высоте);

станции компрессорные с подачей 6 м³/мин (для окрасочных и клепальных работ) и подачей 9 м³/мин (для работы слесарным инструментом: гайковерты, шлифмашинки, пневмозубила) на рабочее давление 0,7 МПа;

маслостанция на давление 32 МПа и подачу от 35 до 100 л/мин (работа с гидравлическими домкратами любого назначения);

станок радиально-сверлильный переносной модели 2Ш-55 (используется при установке зубчатых венцов на опорные рамы);

бульдозер любой марки (для ремонта опорной рамы и замены вант стрелы);

горн кузнечный на одно место (для клепальных работ — используется редко, так как клепальные соединения чаще заменяются на сварные или высокопрочные болтовые);

домкраты гидравлические грузоподъемностью не менее 80 т с рабочим ходом до 1000 мм (подъем опорных рам массой до 400 т, распрессовка призонных болтов) и грузоподъемностью до 650 т;

домкраты механические винтовые грузоподъемностью 30 т, железнодорожные с ходом не менее 1200 мм (подъем опорных рам массой не более 160 т).

Устройство ремонтных площадок и расположение оборудования на них показано на рис. 5.1...5.5.

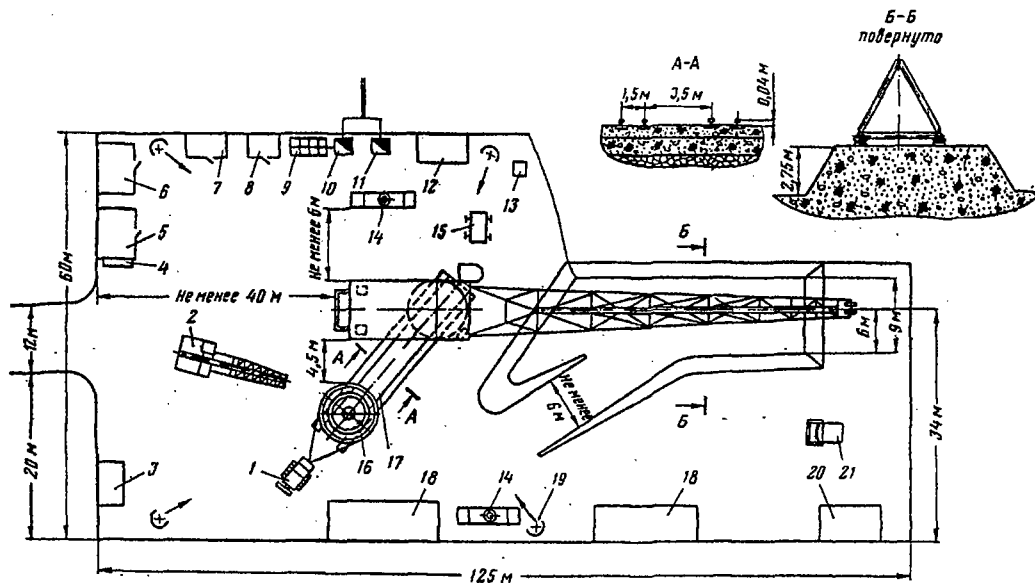


Рис. 5.1. Схема расположения экскаватора ЭШ 10.70А и оборудования на ремонтной площадке:

- 1 – бульдозер; 2 – кран на пневматическом ходу; 3 – склад ГСМ; 4 – пожарный щит; 5 – слесарная-склад; 6 – бытовое помещение; 7 – стеллаж для кислородных баллонов; 8 – склад электрического оборудования; 9 – распределительный щит; 10 – трансформаторная подстанция; 11 – высоковольтный приключательный пункт; 12 – стеллаж для деталей; 13 – туалет; 14 – лыжа; 15 – компрессор; 16 – опорная рама; 17 – железнодорожный путь; 18 – стеллажи для деталей опорной рамы; 19 – прожектор; 20 – площадка для металлолома; 21 – ковш

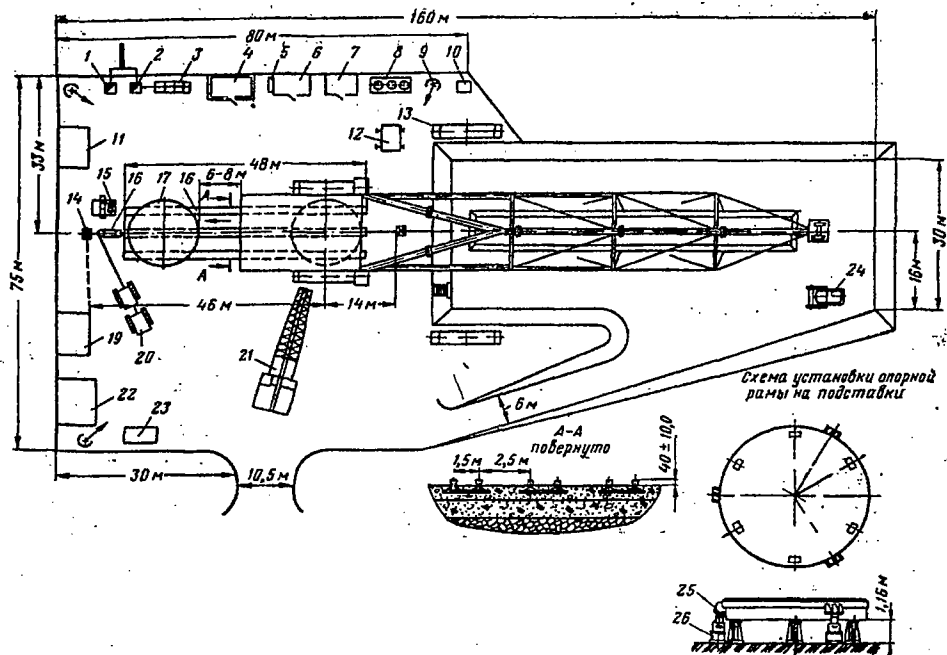


Рис. 5.2. Схема расположения экскаватора ЭШ 15.90А и оборудования на ремонтной площадке:

- 1 – высоковольтный приключательный пункт; 2 – трансформаторная подстанция; 3 – распределительный щит; 4 – бытовое помещение; 5 – пожарный щит; 6 – слесарная-склад; 7 – склад для электрооборудования; 8 – стеллаж для кислородных баллонов; 9 – прожектор; 10 – туалет; 11 – стеллаж для деталей; 12 – компрессор; 13 – опорный башмак; 14 – якорное устройство; 15 – лебедка; 16 – полиспаст; 17 – опорная рама; 18 – железнодорожный путь; 19 – стеллаж для деталей опорной рамы; 20 – бульдозер; 21 – кран на пневмоходу; 22 – площадка для металлолома; 23 – склад горюче-смазочных материалов (ГСМ); 24 – ковш; 25 – подставка; 26 – гидродомкрат

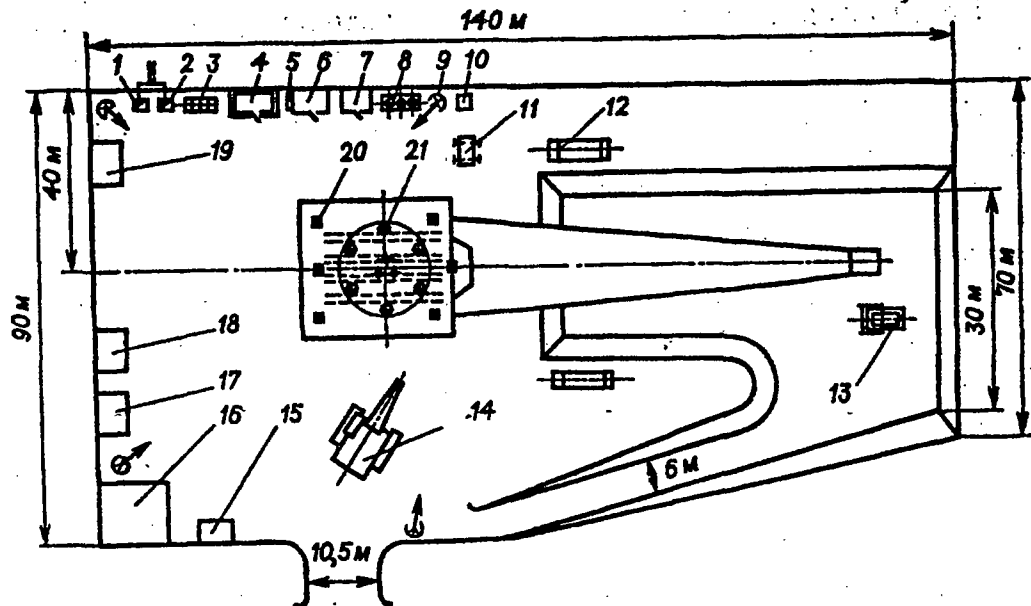


Рис. 5.3. Схема установки экскаватора ЭШ 40.85 на ремонтной площадке:

- 1 – высоковольтный прикочетельный пункт; 2 – трансформаторный киоск; 3 – распределительный щит; 4 – бытовое помещение; 5 – пожарный щит; 6 – слесарная-склад; 7 – склад для электрооборудования; 8 – стеллаж кислородных баллонов; 9 – прожектор; 10-туалет; 11 – передвижной компрессор; 12 – опорный башмак экскаватора; 13 – ковш 40 м³; 14 – кран; 15 – временный склад ГСМ; 16,18 – площадки для узлов; 17 – площадка под металлолом; 19 – стеллаж для деталей; 20 – подставка с домкратом грузоподъемностью 650 т (под поворотной платформой); 21 – подставка с домкратом грузоподъемностью 80 т (под опорной рамой)

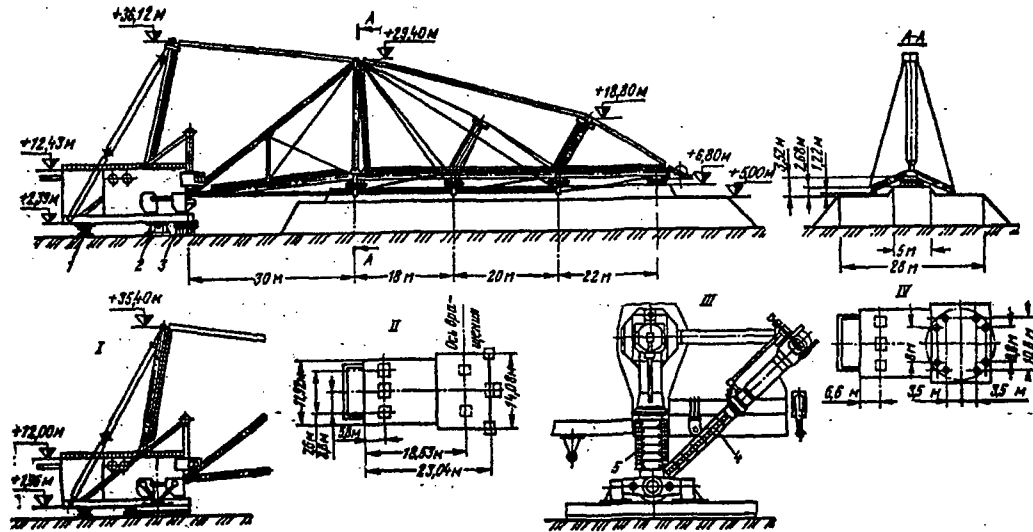


Рис.5.4. Схема ремонтного положения экскаватора ЭШ 15.90А (до № 117):

1,2 – подставки; 3 – подставка с домкратом грузоподъемностью 500 т; 4,5 – хомуты; I – ремонтное положение экскаватора без демонтажа опорной рамы; II – положение подставок под поворотной платформой при демонтаже опорной рамы; III – установка хомутов на штоки подъемных и вспомогательных цилиндров механизма шагания при полном подъеме; IV – положение подставок и гидродомкратов ДГ-200 (4 шт.) под поворотной платформой при ремонтном подъеме без демонтажа опорной рамы

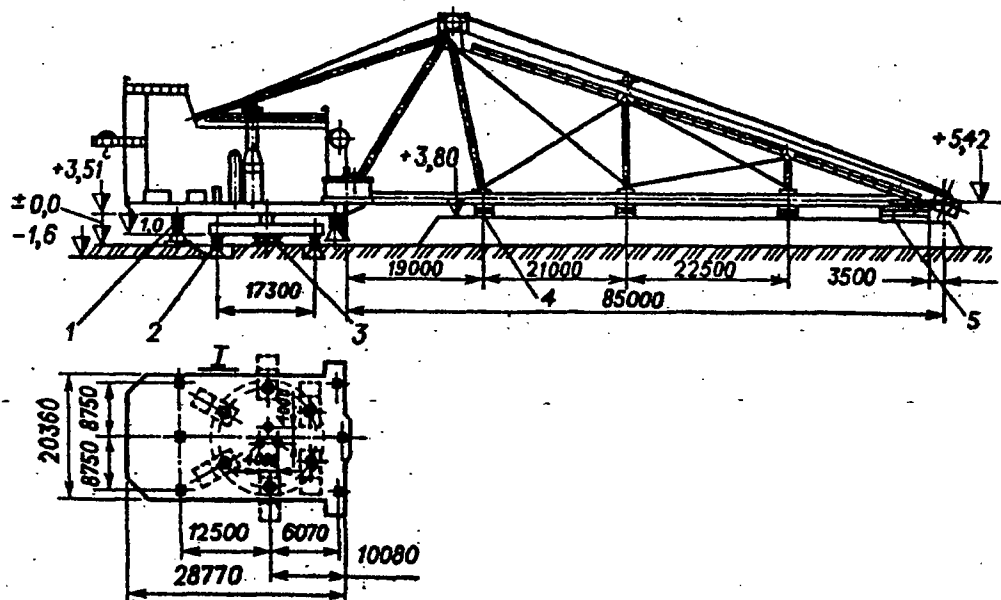


Рис. 5.5. Схема ремонтного положения экскаватора ЭШ 40.85:

- 1 – гидродомкрат с грузоподъёмностью 650 т с подставкой; 2 – гидродомкрат грузоподъёмностью 100 т с подставкой;
 3 – подставка; 4 – шпальная клетка; 5 – головная подставка; I – план расположения подставок с домкратами

5.3. Ремонт типовых конструкций и деталей экскаваторов - драглайнов

Ремонт металлоконструкций — самый трудоемкий и сложный процесс восстановления при проведении капитальных ремонтов экскаваторов. Металлоконструкции экскаваторов рамного типа (корпус ковша, стрела, поворотная платформа, опорная рама, надстройка), кроме стрелы и надстройки ряда моделей экскаваторов, изготавливают в основном из толстолистовой стали марки 10ХСНД-6 толщиной 12 — 50 мм. Корпуса ковшей экскаваторов выполняют из толстолистовых сталей марок ВСтЗсп4 и 09Г2С-6.

Большая часть восстановительных работ по металлоконструкциям производится на ремонтной площадке, непосредственно на самой машине, без разборки на секции, что усложняет технологию ремонта (даже незначительное отклонение в качестве может привести к аварии экскаватора).

Дефекты чаще всего встречаются на корпусе ковша, опорной раме и опорных башмаках, реже — на поворотной платформе, надстройке и стреле. Корпус ковша как рабочий орган наиболее подвержен интенсивному износу и повреждению.

Ремонт ковша (корпуса). Нецелесообразно производить более двух ремонтов у ковшей вместимостью до 10 м^3 , а свыше 10 м^3 - более трех. Ремонт ведут методом сварки в следующей последовательности (при вместимости до 15 м^3): заварка трещин сварных швов, заварка трещин в любой зоне, правка боковин, замена трубы арки или ее части, установка накладок на трубу арки, замена части щеки арки, установка на щеку арки накладок, замена козырька, днища или его части, части боковины, задней части днища, окантовки, задних уголков днища, проушин (передних, верхних и боковых), установка на днище износостойких накладок. При вместимости ковша 20 м^3 и более ремонт сводится в основном к частичной замене днища и его уголков, заварке трещин, восстановлению отверстий передних и боковых проушин, замене передних проушин и полос жесткости днища, установке на днище и боковых уголках износостойких пластин.

Ремонт ковшей следует производить на специализированных участках ремонтных предприятий.

Рекомендуется в процессе ремонта использовать комплекты фрагментов конструкций ковша и деталей, заранее изготовленных согласно годовой программе производства.

Схемы установки износостойких пластин на ковши вместимостью 10 и 40 м^3 даны на рис. 5.6 и 5.7. Длительная эксплуатация показала, что при установке данных пластин ресурс ковша увеличивается в 2 раза.

Ремонт зубчатых колес, шестерен. Зубчатые колеса и шестерни, работающие в тяжелом режиме нагрузок, — основные детали механизмов экскаваторов. Зубчатые передачи экскаваторов обладают достаточной износостойкостью. Износ по толщине зуба до предельного состояния — редкое явление

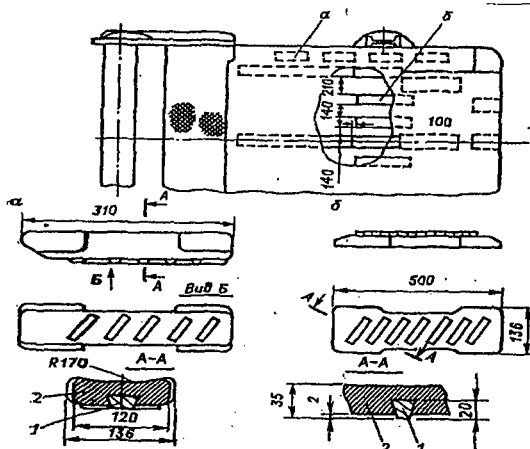


Рис. 5.6. Установка износостойких пластин на корпусе ковша вместимостью 10 м³:
 а – боковая пластина (6 шт.); б – пластина днища (7 шт.); 1 – износостойкая вставка из марки сплава ИЧ290Х18ГЗ; 2 – отливка из стали марки 25Л-1

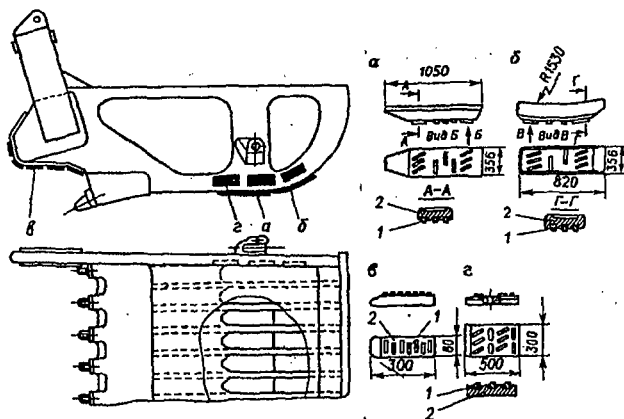


Рис. 5.7. Установка износостойких пластин на корпус ковша вместимостью 40 м³:
 а, б – пластины днища; в, г – передняя и боковая пластины; 1 – износостойкая вставка из сплава марки ИЧ290Х18ГЗ; 2 – отливка из стали марки 25Л-1

(исключение составляют зубчатые венцы опорно-поворотного механизма). Не менее 30 % зубчатых колес и шестерен имеют ресурс шесть лет и более.

Зубчатые колеса изготавливают из стального литья 35ХМЛ и поковок сталей марок 34ХНЗМ и 34ХН1М, шестерни и вал-шестерни—из поковок сталей 34ХН1М, 34ХНЗМ, 20Х2Н4А и 35ХН1М2Ф.

Все зубчатые колеса и шестерни подвергают объемной термической обработке до твердости 265—315 НВ. Проводят и дополнительную поверхностную закалку ТВЧ до твердости зубьев 42—52 HRC₃ (а при цементации стали марки 20Х2Н4А — до 50—56 HRC₃). Дополнительная поверхностная термическая обработка деталей зубчатых передач экскаваторов ЭШ 6.45М, ЭШ 10.60 и ЭШ 10.70А не проводится, что и отражается на характеристике их дефектов. Так, трещин по зубу у данных экскаваторов не наблюдается, а редко встречается явление активного выкрашивания рабочей поверхности зуба.

Дефектами остальных элементов зубчатых колес являются износ посадочного отверстия (в редких случаях), шлицевого паза по ширине и шпоночного паза; трещины шлицев.

Дефекты остальных элементов вал-шестерен: износ посадочных шеек под подшипники качения и посадочной шейки под зубчатое колесо, износ шпоночного паза и шлицев по толщине, трещины шлицев, местные задиры шеек. Все эти дефекты встречаются в редких случаях.

В настоящее время еще не отработаны качественные способы восстановления изношенных зубьев колес и вал-шестерен экскаваторов. Технологически сложно производить, например, восстановление зубьев колес методом наплавки. Поэтому чаще производят замену зубчатых колес, вал-шестерен новыми. Из способов восстановления рекомендуются следующие: замена зубчатого венца путем установки с натягом ремонтного бандажа или замены существующего; подрезка торца зубчатого колеса или шестерни (уменьшение длины зуба не более чем на 10 %) при наличии трещин и отдельных сколов в торцевых зонах; заварка трещин (не более чем на четырех зубьях) длиной до 80 мм на зубчатых колесах ($m=26$ мм и более), прошедших только объемную термическую обработку (твердость не выше 305 НВ); ремонтное корригирование зубчатой пары.

Последнее не нашло широкого применения в ремонтном производстве, так как при этом нарушается взаимозаменяемость деталей (заменять возможно только парой, т. е. необходимо иметь в запасе зубчатые пары ремонтных размеров) и требуется обеспечение ремонтных предприятий определенным металлорежущим оборудованием. Ремонтное корригирование должно охватывать только зубчатые пары с ресурсом не менее 5 лет и производиться по единой методике в рамках одной организационной системы отрасли. Можно рекомендовать данным способом восстанавливать выходную зубчатую пару привода барабанов главной лебедки экскаваторов ЭШ 10.60, ЭШ 15.90А (рис. 5.8) и ЭШ 25.100. Зубчатые колеса барабанов металлоемки, поэтому экономически выгодно проводить их ремонтное корригирование (централи-

зованным способом), что, в свою очередь, позволяет сократить на 40 % объем их поставки в качестве запчастей.

Восстанавливать же указанным способом зубчатые венцы опорно-поворотных механизмов можно только на крупных машиностроительных предприятиях.

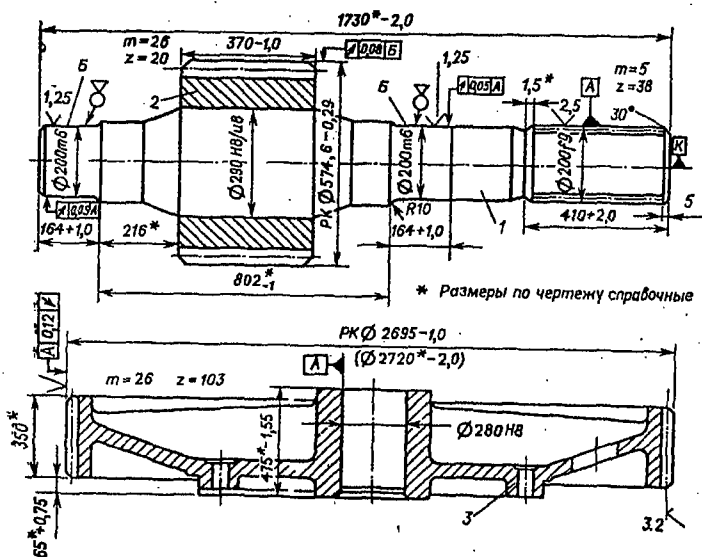


Рис. 5.8. Ремонтные чертежи зубчатой пары экскаватора ЭШ 15.90А – ремонтное корригирование (РК): 1 – вал; 2 – шестерня; 3 – зубчатое колесо

Установка ремонтного банджа допустима только при достаточной толщине обода венцовой части зубчатого колеса (без учета высоты зуба). При разнице более 90 мм между наибольшим диаметром шейки и наружным диаметром зубчатого венца вал-шестерни можно применять метод бандажирования. Данный способ применим при условии, что другие элементы не имеют износа или изнашиваются в пределах допустимого по техническим условиям.

При трещинах шлицев вал-шестерни бракуют. Наплавка шлицев вал-шестерни и колес, выполненных из хромоникелевых сталей 34ХН1М и 34ХН3М, технологически затруднительна: не гарантируется качество наплавки, тем более в зонах повышенных концентраций напряжений. Наплавку производят только в особых случаях (рис. 5.9). Изношенные шлицы зубчатых колес допустимо восстанавливать методом установки (с натягом) ремонтной втулки при условии, что толщина ступичной части не менее 60 мм.

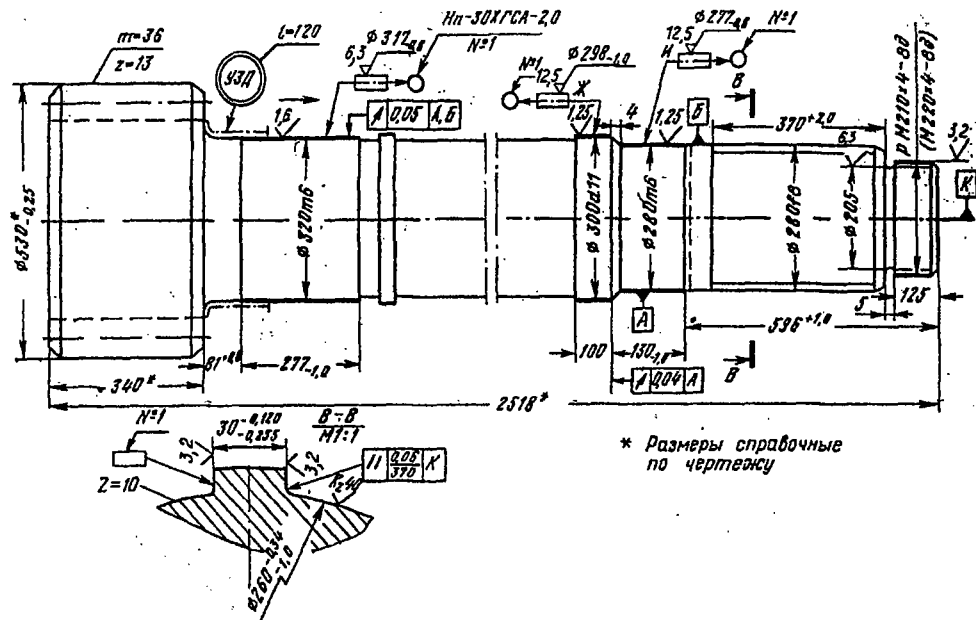


Рис. 5.9. Ремонтный чертеж вал-шестерни ($m=36$ мм, $z=13$) редуктора поворота экскаватора ЭШ 10.70А

Заварку остальных трещин зуба производят следующим образом. Трещины разделяют на всю глубину и длину залегания по возможности механическим способом или воздушно-дуговой резкой. Затем тщательно зачищают кромки мест под заварку и осуществляют местный нагрев поля сварки до 300—400 °С по возможности с большим охватом зоны нагрева. Заварку производят аустенитными (нержавеющими) электродами диаметром 4 мм, после чего тщательно зачищают шлифовальной машинкой место заварки заподлицо с контуром зуба.

Шейки вал-шестерен при износе восстанавливают автоматической наплавкой под слоем флюса. Износ шеек вал-шестерен сверх указанных размеров по чертежу **не допускается!**

Только в отдельных случаях можно оставить ту или иную зубчатую пару со следами износа при обязательном указании в формуляре машины о замене ее при проведении очередного текущего ремонта. В общем случае рекомендуется заменять зубчатые передачи парами (это требование в большей мере относится к редукторам поворотного механизма).

Ремонт осей, валов и цапф. Из данного типажа деталей экскаваторов следует выделить оси как наиболее обширную группу деталей. Чаще подвержены износу оси (пальцы) упряжи ковша. Материал осей: 40, 40Х, 38ХС, 38ХГН и 34ХН1М с обязательной термической обработкой—улучшением (220—270 НВ).

Валы — это нехарактерные детали экскаватора. Износ их - явление редкое.

У центральной цапфы активному износу подвержена рабочая часть шейки, хотя она и является деталью длительного срока службы. Запас прочности по основному сечению цапфы позволяет многократное ее восстановление. У этой группы деталей наблюдаются следующие дефекты: износ шпоночных пазов и шлицев валов, трещины (редко).

Изношенные оси (пальцы) упряжи ковша и тормоза не восстанавливают, а заменяют новыми (экскаваторы с ковшом до 15 м³). На экскаваторах с ковшом 20 м³ и более необходимо восстанавливать оси автоматической наплавкой при твердости поверхности (250—290 НВ).

При износе шпоночного паза свыше 0,15 мм последний фрезеруют с противоположной стороны, при наличии двух пазов — со смещением, под углом 45°. Размеры нового паза должны соответствовать чертежу.

Износ шлицев валов механизма шагания экскаваторов ЭШ 6.45М и ЭШ 10.70А устраняют наплавкой с последующей фрезеровкой до размеров по чертежу.

Ниже приводится технология ремонта осей барабанов главных лебедок экскаваторов ЭШ 6.45М и ЭШ 10.60, вала механизма шагания экскаватора ЭШ 10.70А и центральных цапф экскаваторов ЭШ 10.70А и ЭШ 15.90А.

При сверхдопустимых износах производят восстановление шеек осей валов (рис. 5.10). Шейки протачивают до выведения износа с учетом припуска под наплавку из расчета, что толщина наплавленного слоя должна быть в пределах 0,7—1,5 мм.

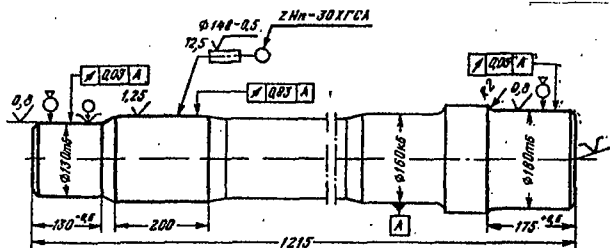


Рис. 5.10. Ремонтный чертеж оси подъемного экскаватора ЭШ 6.45М

Настраивают установку (станок) для автоматической наплавки под слоем флюса на режимы, приведенные в табл. 5.1.

Наплавка производится в следующей последовательности. Деталь устанавливают на станок. Шейки нагревают газовыми горелками до 250—300 °С и поочередно производят наплавку шеек в один слой. Очищают от шлака и вновь производят нагрев шеек до 480—580 °С. После этого шейки обертывают в два слоя асбестовым полотном, обеспечивая медленное естественное охлаждение. Производят визуальный контроль мест наплавки, устраняют отдельные дефекты. Затем протачивают на токарном станке до размеров по чертежу. После этого производят окончательный контроль как по размерам, так и по поверхности наплавки (возможны возникновение трещин и отслоение наплавленного слоя). Рекомендуется проводить ультразвуковую дефектоскопию наплавленных шеек. При износе эвольвентных шлицев (рис. 5.11) свыше 6,35 мм (по толщине шлица на высоте 2,56 мм) вала механизма шагания экскаватора ЭШ 10.60 (подобные же валы применяют и на экскаваторах ЭШ 10.70А и ЭШ 6.45М) их наплавляют на полуавтоматах порошковой проволокой ПП-АНВ2У диаметром 3,2 мм. Перед наплавкой вал устанавливают на вращающиеся опоры, шлицы тщательно очищают от следов масла и коррозии. Затем шлицы (не более четырех за один прием) нагревают до 300—350 °С и наплавляют сплошной заваркой по полному профилю аустенитными (нержавеющими) электродами диаметром 5 мм, чередуя при наплавке шлицы: один или два прохода одной шлицевой впадине, затем, развернув деталь на 180°, выполняют то же по диаметрально противоположной впадине.

Место наплавки тщательно очищают от шлака и проводят визуальный контроль. Затем зачищенные участки вала нагревают до 480—580 °С в течение не менее 30 мин газовыми горелками и обертывают в два слоя асбестовым полотном, обеспечивая медленное естественное охлаждение.

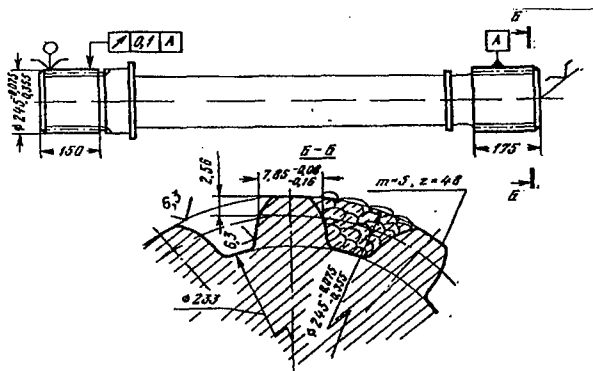


Рис. 5.11. Ремонтный чертеж вала механизма шагания экскаватора ЭШ 10.60.

После охлаждения участки вала зачищают от следов наплавки проточкой на токарном станке по наружному диаметру ($\phi 245_{-0.075}^{-0.195}$). Биение шеек ($\phi 245_{-0.075}^{-0.195}$) относительно оси вала не должно превышать 0,12 мм. Допустимо занижение по данному размеру до диаметра 244,70 мм. Затем шлицы фрезеруют с учетом корректировки измерительной высоты шлица по фактическому наружному диаметру, т. е. измерительная высота должна составлять 2,45 мм при наружном диаметре 245,70. По окончании фрезеровки проводят визуальный контроль шлицев на возможность возникновения трещин.

Таблица 5.1

Режимы автоматической наплавки под слоем флюса

Параметр наплавки	Ось барабана	Выходной вал
Напряжение дуги, В	30—32	22—26
Сварочный ток, А	320—250	280—300
Скорость подачи проволоки, м/ч	186	154
Частота вращения детали, мин ⁻¹	1	1
Шаг наплавки, мм	6	6
Наплавочная проволока	2Св-08А	
Флюс	АНК-40 (ТУ14-1-2415—78)	

Аналогично производят ремонт шлицев выходного вала редуктора механизма шагания экскаватора ЭШ 10.70А.

Наиболее характерный износ рабочей шейки центральной цапфы — это грубые (обычно свыше 2 мм) задиры. Непосредственный же износ шейки (уменьшение ее размеров) существенно проявляется только после 8

лет эксплуатации экскаватора. Мелкие и отдельные глубиной до 4 мм задиры с общим охватом не более 1/3 высоты рабочей поверхности цапфы зачищают вручную шлифовальной машинкой. При больших дефектах шейку цапфы протачивают на ремонтный размер. Одновременно с этим изготавливают втулки (цветное литье) центральных отливок поворотной платформы соответствующих ремонтных размеров. Необходимость данного ремонта центральных цапф экскаваторов ЭШ 15.90А и ЭШ 25.100А должна быть определена заранее до подъема машин в ремонтное положение. Демонтаж центральных цапф можно произвести только в процессе ремонтного подъема экскаватора.

У барабанов главной лебедки и блоков наблюдаются следующие дефекты: износ рабочего профиля ручьев барабана и следы (вмятины) от прядей каната; износ дна и стенок (реборд) ручья блока (рис. 5.12); износ посадочных отверстий барабана под призонные болты или центрирующие втулки; местная деформация реборды блока; трещины спиц и реборд блока.

Распространенные дефекты барабанов и блоков — это износ их рабочей

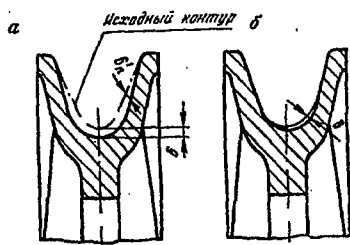


Рис. 5.12. Виды износов ручья блоков:
а — симметричный; б — асимметричный; δ_n и δ — величина износа

части, т. е. искажение профиля ручьев и следы прядей каната. Нарушение рабочего профиля приводит к износу - канатов. При капитальном ремонте экскаватора все эти нарушения должны быть устранены.

Ремонт барабанов и блоков. Барабаны и блоки — детали, имеющие непосредственный контакт с рабочими канатами экскаваторов; отливки из сталей марок 35Л и 35ХМЛ.

Нарушение профиля ручья и следы прядей каната барабана устраняют проточкой с углублением по толщине стенки, в пределах ее допустимой толщины (табл. 5.2 и рис. 5.13), на карусельных станках со специальной приставкой, позволяющей производить винтовую нарезку требуемого шага (рис. 5.14).

Параметры восстановления барабанов

Экскаватор	Барабан	Шаг нарезки S , мм	Радиус канавки ручья R , мм	Толщина стенки, мм	
				по чертежу δ_0	допустимая $\delta_{\text{доп}}$
ЭШ6.45М	Подъемный	44	22	45,5	29,0
ЭШ6.45М	Тяговый	52	26	49,5	30,0
ЭШ 10.60	Подъемный	43	21	45,5	36,5
ЭШ 10.60	Тяговый	57	28	49,5	38,5
ЭШ 10.70А	Подъемный	44	22	50,5	39,0
ЭШ 10.70А	Тяговый	58	29	44,0	34,5
ЭШ 15.90А	Подъемный	60	32	52,0	44,0
ЭШ 15.90А (ЭШ 20.90)	Тяговый	60	32	52,0	45,0

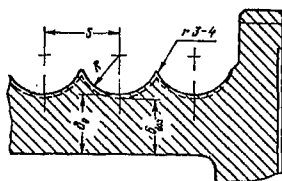


Рис. 5.13. Параметры ручьев барабана:
 δ_0 , $\delta_{\text{доп}}$ — исходная и допустимая толщина стенок

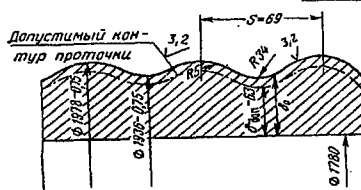


Рис. 5.14. Ремонтный чертеж восстановления проточки ручьев барабана экскаватора ЭШ 40.85: δ_0 , $\delta_{\text{доп}}$ — исходная и допустимая толщина стенок

Износ отверстий барабанов не допускается. Изношенное отверстие барабана главной лебедки экскаватора ЭШ 10.60 восстанавливают в следующем порядке. Отверстие растачивают до диаметра 235 Н8 с торцевой проточкой до диаметра 248 мм глубиной 10 мм (рис. 5.15). Изготавливают ремонтную втулку 1 из стали 40 (220—250 НВ) с отверстием диаметром 202+0,5. Производят запрессовку втулки и окончательную расточку отверстия до заданного размера.

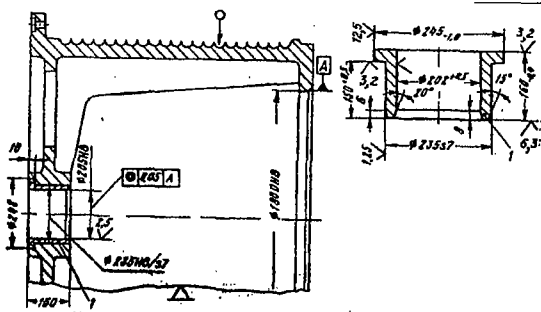


Рис. 5.15. Ремонтный чертеж барабана главной лебедки экскаватора ЭШ 10.60.
(1 - ремонтная втулка)

5.4. Оценка качества ремонта

Под качеством ремонта экскаваторов-драглайнов понимают совокупность свойств процесса ремонта, от которых зависит соответствие этого процесса и его результатов установленным требованиям.

Экскаватор-драглайн и его элементы представляют собой материальную систему, под состоянием которой понимается точно определенное условие или свойство, которое может быть опознано, если повторится.

5.4.1. Расчет главного параметра качества ремонта

Выбор главного параметра при оценке качества ремонта драглайнов отличается от главного параметра конструкции машины. Это объясняется тем, что производство, как стадию жизненного цикла, машина проходит один раз, а ремонт выполняется многократно.

Ремонт – это восстановление свойств машины, утраченных ею при использовании по назначению, при хранении или транспортировании, восстановление запаса энергии в деталях этой машины, который расходуется в процессе эксплуатации. Расход запасенной в машине энергии прямо связан с работой, которую отремонтированный экскаватор должен выполнить по черпанию и транспортированию определенной массы грунта из забоя в отвал (транспортное средство).

Поэтому при оценке качества ремонта драглайнов главный параметр должен отвечать следующим требованиям:

- характеризовать конкретные условия эксплуатации;

- не зависеть от конструкции машины;
- иметь меньшую величину коэффициента вариации.

Таким образом, за главный параметр при оценке качества ремонта драглайна можно принять коэффициент использования полезной работы основных механизмов машины за цикл.

Рассмотрим определение данного коэффициента на примере расчета главного параметра экскаватора драглайна ЭШ-10.70А

Механизм тяги

Операция черпания

Определяем длину ковша

$$l_k = 1,38 \cdot \sqrt[3]{E} = 1,38 \cdot \sqrt[3]{10} = 2,973 \text{ м.}$$

Определяем путь наполнения ковша:

$$l_n = K_{\text{пут}} \cdot l_k,$$

где $K_{\text{пут}}$ – коэффициент пути наполнения ковша, зависящий от категории породы (см. табл. 2.5);

$$l_n = 4 \cdot 2,973 = 11,89 \text{ м.}$$

Определяем массу породы в ковше

$$m_n = \frac{E \cdot \gamma \cdot K_{\text{ск}} \cdot K_{\text{п}}}{K_p};$$

где γ – плотность породы в целике, т/м³;

K_p – коэффициент разрыхления (табл. 1.5);

$K_{\text{ск}}$ – (0,38...0,999) – коэффициент потерь вместимости из-за скругления ковша;

$K_{\text{п}}$ – (0,99...0,999) – коэффициент потерь вместимости ковша из-за откосов грунта;

$$m_n = \frac{10 \cdot 3 \cdot 0,995 \cdot 0,999}{1,3} = 22,94 \text{ т.}$$

Определяем касательную составляющую сопротивления черпанию

$$P_{01} = \frac{E \cdot (1 + \lambda_0) \cdot K_F}{K_{\text{пут}} \cdot l_k \cdot K_p} = \frac{10 \cdot (1 + 0,3) \cdot 230}{4 \cdot 2,973 \cdot 1,3} = 193,4 \text{ кН.}$$

Полное усилие черпания

$$F_{\text{пч}} = P_{01} + m_n \cdot g \cdot (\sin \alpha_{\text{пр}} + \mu_1 \cdot \cos \alpha_{\text{пр}}),$$

где $\alpha_{\text{пр}}$ – предельный угол откоса забоя (см. табл. 5.3);

μ_1 – коэффициент трения ковша о породу.

$$F_{\text{пч}} = 193,4 + 22,94 \cdot 9,81 \cdot (\sin 40^\circ + 0,4 \cdot \cos 40^\circ) = 411,2 \text{ кН.}$$

Полезная работа операции черпания

$$\lambda_4 = 0,001 \cdot F_{\text{пч}} \cdot l_n = 0,001 \cdot 411,2 \cdot 11,89 = 4,89 \text{ МДж.}$$

Масса ковша

$$m_k = k_1 \cdot (k_2 + E) \cdot E^{2/3};$$

где k_1 и k_2 – коэффициенты пропорциональности, учитывающие металлоемкость ковша (табл. 5.3);

$$m_k = 0,0925 \cdot (20 + 10) \cdot 10^{2/3} = 12,9 \text{ т.}$$

Таблица 5.3.

Значения показателей

Показатель	Порода		
	легкая	средняя	тяжелая
Предельный угол откоса забоя $\alpha_{пр}$, град	47	40	32
Отношение объема призмы выколотки к объему ковша λ_0	0,4	0,3	0,2
Коэффициент пропорциональности:			
K_1	0,143	0,0925	0,046
K_2	9,6	20	40,6

Усилие, необходимое для перемещения порожнего ковша при черпании

$$F_{кч} = m_k \cdot g \cdot (\sin \alpha_{пр} + \mu_1 \cdot \cos \alpha_{пр}) = 12,9 \cdot 9,81 \cdot (\sin 40^\circ + 0,4 \cdot \cos 40^\circ) = 122,5 \text{ кН.}$$

Работа по перемещению ковша при черпании

$$A_{кч} = 0,001 \cdot F_{кч} \cdot l_n = 0,001 \cdot 122,5 \cdot 11,89 = 1,46 \text{ МДж.}$$

Суммарная работа операции черпания

$$A_{ч\sigma} = \frac{\lambda_0 + A_{кч}}{\eta_t},$$

где η_t – КПД механизма тяги,

$$A_{ч\sigma} = \frac{(4,89 + 1,46)}{0,8} = 7,94 \text{ МДж.}$$

Удельное значение полезной работы механизма тяги

$$W_{лч} = \frac{\lambda_0}{m_n} = \frac{4,89}{22,94} = 0,213 \text{ МДж/т.}$$

Удельное значение полной работы механизма тяги

$$W_{лч\sigma} = \frac{A_{ч\sigma}}{m_n} = \frac{7,94}{22,94} = 0,346 \text{ МДж/т.}$$

Операция тяги

Заданная угловая скорость вращения платформы экскаватора

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1,58}{30} = 0,165 \text{ с}^{-1}$$

где n – частота вращения платформы, с^{-1} .

Радиус вращения грузенного ковша относительно оси поворотной платформы

$$r_0 = 7,55 \cdot \sqrt[3]{m_0} = 7,55 \cdot \sqrt[3]{736} = 68,2 \text{ м.}$$

Усилие, необходимое для удержания ковша с породой при повороте платформы и учитывающее вес перемещаемой породы

$$F_{\text{пр}} = 0,5 \cdot g \cdot m_n + m_n \cdot w_3^2 \cdot r_a = 0,5 \cdot 9,81 \cdot 22,94 + 22,94 \cdot 0,165^2 \cdot 68,2 = 157,3 \text{ кН.}$$

Средняя скорость операции черпания, зависящая от типа породы

$$v_q = (1 \dots 0,85) \cdot v_T \text{ - для I категории пород;}$$

$$v_q = 0,7 \cdot v_T \text{ - для II категории;}$$

$$v_q = 0,55 \cdot v_T \text{ - для III категории;}$$

$$v_q = 0,45 \cdot v_T \text{ - для IV категории;}$$

где v_T – номинальная скорость каната механизма тяги, м/с.

$$v_q = 0,55 \cdot 2,38 = 1,31 \text{ м/с.}$$

Скорость тягового каната при разгрузке ковша

$$v_{\text{рт}} = (1,1 \dots 1,2) \cdot v_q = 1,15 \cdot 1,31 = 1,51 \text{ м/с.}$$

Время разгрузки

$$t_p = \frac{h_q + h_p}{v_{\text{под}}},$$

где h_q ; h_p – глубина черпания и высота разгрузка, м;

$v_{\text{под}}$ – скорость механизма подъёма, м/с.

$$t_p = \frac{35 + 27,5}{2,58} = 24,2 \text{ с.}$$

Работа механизма тяги, затрачиваемая на подъём породы и перемещения

её

$$\lambda_{\text{рт}} = 0,001 \cdot F_{\text{пр}} \cdot v_{\text{рт}} \cdot t_p = 0,001 \cdot 157,3 \cdot 1,51 \cdot 24,2 = 5,75 \text{ МДж}$$

$$F_{\text{кт}} = 0,5 \cdot g \cdot m_k + m_k \cdot w_3^2 \cdot r_a = 0,5 \cdot 9,81 \cdot 12,9 + 12,9 \cdot 0,165^2 \cdot 68,2 = 88,45 \text{ кН}$$

$$A_{\text{рт}} = 0,001 \cdot F_{\text{кт}} \cdot v_{\text{рт}} \cdot t_p = 0,001 \cdot 88,45 \cdot 1,51 \cdot 24,2 = 3,23 \text{ МДж}$$

Коэффициент, учитывающий работу механизма тяги при возврате порожнего ковша в забой

$$K_{\text{рт}} = 1 - \eta_T,$$

где η_T – КПД механизма тяги,

$$K_{\text{рт}} = 1 - 0,8 = 0,2$$

Суммарная работа операции тяги

$$A_{\text{рт}\Sigma} = [\lambda_{\text{рт}} + (1 + K_{\text{рт}}) \cdot A_{\text{рт}}] \cdot \eta_T^{-1} = [5,75 + (1 + 0,2) \cdot 3,23] \cdot 0,8^{-1} = 12,04 \text{ МДж.}$$

Удельное значение полезной работы механизма тяги

$$W_{\text{арт}} = \frac{\lambda_{\text{рт}}}{m_n} = \frac{5,75}{22,94} = 0,251 \text{ МДж/т.}$$

Удельное значение полной работы механизма тяги

$$W_{\text{арт}\Sigma} = \frac{A_{\text{рт}\Sigma}}{m_n} = \frac{12,04}{22,94} = 0,52 \text{ МДж/т}$$

Полезная работа механизма тяги

$$\lambda_{т\Sigma} = \lambda_{ч} + \lambda_{рт} = 4,89 + 5,75 = 10,64 \text{ МДж}$$

Полная работа механизма тяги

$$A_{т\Sigma} = A_{ч\Sigma} + A_{рт\Sigma} = 7,94 + 12,04 = 19,98 \text{ МДж}$$

Удельное значение полезной работы за цикл

$$W_{\lambda_{т\Sigma}} = \frac{\lambda_{т\Sigma}}{m_n} = \frac{10,64}{22,94} = 0,46 \text{ МДж/т}$$

Удельное значение полной работы за цикл

$$W_{\lambda_{т\Sigma}} = \frac{A_{т\Sigma}}{m_n} = \frac{19,98}{22,94} = 0,87 \text{ МДж/т}$$

По значениям $\lambda_{т\Sigma}$ и $A_{т\Sigma}$ можно рассчитать коэффициент использования полезной работы механизма тяги за цикл по зависимости

$$\eta_{\lambda_{т\Sigma}} = \frac{\lambda_{т\Sigma}}{A_{т\Sigma}} = \frac{10,64}{19,98} = 0,533.$$

Механизм подъёма

Операция отрыва

Путь отрыва ковша с грунтом определяем

$$L_{отр} = v_{под} \cdot t_{отр},$$

где $t_{отр}$ — время отрыва ковша, с.

$$L_{отр} = 2,58 \cdot 2 = 5,16 \text{ м};$$

$$\lambda_{п.отр} = 0,001 \cdot (1,6 \dots 1,7) \cdot m_n \cdot g \cdot L_{отр} = 0,001 \cdot 1,65 \cdot 10 \cdot 22,94 \cdot 5,16 = 1,95 \text{ МДж};$$

$$A_{п.отр} = 0,001 \cdot (1,6 \dots 1,7) \cdot g \cdot m_k \cdot L_{отр} = 0,001 \cdot 1,65 \cdot 10 \cdot 12,9 \cdot 5,16 = 1,098 \text{ МДж};$$

$$A_{п.отр\Sigma} = (\lambda_{п.отр} + A_{п.отр}) \cdot \eta_{под}^{-1} = (1,95 + 1,098) \cdot 0,8^{-1} = 3,81 \text{ МДж};$$

$$\lambda_{п.под} = 0,001 \cdot m_n \cdot g \cdot (h_{ч} + h_{р} - L_{отр}) = 0,001 \cdot 22,94 \cdot 9,81 \cdot (35 + 27,5 - 5,16) = 13,15 \text{ МДж};$$

$$A_{п.под} = 0,001 \cdot m_k \cdot g \cdot (h_{ч} + h_{р} - L_{отр}) = 0,001 \cdot 12,9 \cdot 9,81 \cdot (35 + 27,5 - 5,16) = 7,4 \text{ МДж};$$

$$A_{п.под\Sigma} = (\lambda_{п.под} + A_{п.под}) \cdot \eta_{под}^{-1} = (13,15 + 7,4) \cdot 0,8^{-1} = 25,68 \text{ МДж};$$

$$F_{пз} = g \cdot m_k = 9,81 \cdot 12,9 = 129 \text{ кН};$$

$$A_{пз} = 0,001 \cdot F_{пз} \cdot (h_{ч} + h_{р}) \cdot \eta_{под}^{-1} = 0,001 \cdot 129 \cdot (35 + 27,5) \cdot 0,8^{-1} = 10,1 \text{ МДж};$$

$$\lambda_{ч\Sigma} = \lambda_{п.отр} + \lambda_{п.под} = 1,95 + 13,15 = 15,1 \text{ МДж};$$

$$A_{\text{н}\Sigma} = (A_{\text{п.отр}\Sigma} + A_{\text{п.под}\Sigma} + A_{\text{пн}}) = 3,81 + 25,68 + 10,1 = 39,59 \text{ МДж/т.}$$

$$W_{\text{лпн}} = \frac{\lambda_{\text{н}\Sigma}}{m_{\text{п}}} = \frac{15,1}{22,94} = 0,66 \text{ МДж/т.}$$

$$W_{\text{ао}\Sigma} = \frac{A_{\text{н}\Sigma}}{m_{\text{п}}} = \frac{39,59}{1,73} = 1,73 \text{ МДж/т.}$$

Коэффициент использования полезной работы механизма подъёма за цикл

$$\eta_{\text{лпн}\Sigma} = \frac{\lambda_{\text{н}\Sigma}}{A_{\text{н}\Sigma}} = \frac{15,1}{39,59} = 0,381$$

Механизм поворота

Максимальный радиус разгрузки для экскаваторов с $E < 100 \text{ м}^3$ определяем по формуле

$$r_{\text{р}} = 7,48 \cdot \sqrt[3]{m_3},$$

для экскаваторов с $E \geq 100 \text{ м}^3$

$$r_{\text{р}} = 4,55 \cdot \sqrt[3]{m_3}.$$

В нашем примере: $r_{\text{р}} = 7,48 \cdot \sqrt[3]{736} = 67,54 \text{ м.}$

Момент инерции при перемещении породы

$$I_{\text{п.пов}} = m_{\text{п}} \cdot r_{\text{р}}^2 = 22,94 \cdot 67,54^2 = 10651,1 \text{ т}\cdot\text{м}^2.$$

При разгрузке ковша выполняется полезная работа механизма поворота

$$\lambda_{\text{пов}} = 2 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_3^2 \cdot I_{\text{п.пов}} = 2 \cdot 10^{-3} \cdot 0,165^2 \cdot 10651,1 = 5,7 \text{ МДж.}$$

Длина и ширина поворотной платформы

$$L_{\text{д}} = 1,35 \cdot \sqrt[3]{m_3} = 1,35 \cdot \sqrt[3]{736} = 12,19 \text{ м.}$$

$$L_{\text{ш}} = 1,2 \cdot \sqrt[3]{m_3} = 1,2 \cdot \sqrt[3]{736} = 10,84 \text{ м.}$$

Радиус пяти стрелы

$$r_{\text{пс}} = 0,6 \cdot \sqrt[3]{m_3} = 0,6 \cdot \sqrt[3]{736} = 5,42 \text{ м.}$$

Масса поворотной платформы

$$m_{\text{пл}} = 0,75 \cdot m_3 = 0,75 \cdot 736 = 552 \text{ т.}$$

Масса стрелы

$$m_{\text{с}} = 0,065 \cdot m_3 = 0,065 \cdot 736 = 41,84 \text{ т.}$$

Расстояние между осью вращения экскаватора и осью, проходящей через центр массы платформы

$$r_{\text{п}} = 0,5 \cdot L_{\text{д}} - r_{\text{пс}} = 0,5 \cdot 12,19 - 5,42 = 0,675 \text{ м.}$$

Расстояние от оси вращения поворотной платформы до середины стрелы

$$r_c = \frac{L_d}{2} + \frac{l_c}{2} \cos \gamma,$$

где l_c – длина стрелы, м;

γ – угол наклона стрелы, град.

$$r_c = \frac{12,19}{2} + \frac{70}{2} \cdot \cos 30^\circ = 36,4 \text{ м.}$$

Момент инерции поворотной платформы

$$I_{\text{п}} = m_{\text{пл}} \cdot \left[\frac{(0,5 \cdot L_d)^2 + (0,5 \cdot L_{\text{ш}})^2}{3} \right] + m_{\text{пл}} \cdot r_{\text{п}}^2 = 552 \cdot \left[\frac{(0,5 \cdot 12,19)^2 + (0,5 \cdot 10,84)^2}{3} \right] +$$

$$+ 552 \cdot 0,675^2 = 12492,71 \text{ т} \cdot \text{м}^2.$$

Момент инерции стрелы

$$I_c = m_c \cdot r_c^2 = 47,84 \cdot 36,4^2 = 63386,1 \text{ т} \cdot \text{м}^2.$$

Момент инерции ковша

$$I_k = m_k \cdot r_p^2 = 12,9 \cdot 67,54^2 = 58845,3 \text{ т} \cdot \text{м}^2.$$

Суммарный момент инерции

$$I_{\Sigma} = I_{\text{п}} + I_c + I_k = 12492,71 + 63386,1 + 58845,3 = 134724,1 \text{ т} \cdot \text{м}^2.$$

Работа по вращению платформы с груженным и порожним ковшом

$$A_{\text{пов}} = 10^{-3} \cdot \omega_3^2 \cdot (4,2 \cdot I_{\Sigma} + 0,1 \cdot I_{\text{п}}) = 10^{-3} \cdot 0,165^2 \cdot (4,2 \cdot 134724,1 + 0,1 \cdot 12492,71) =$$

$$\approx 15,42 \text{ МДж.}$$

Полная работа механизма поворота

$$A_{\text{пов}\Sigma} = (\lambda_{\text{пов}} + A_{\text{пов}}) \cdot \eta_{\text{пов}}^{-1} = (5,7 + 15,42) \cdot 0,8^{-1} = 26,4 \text{ МДж.}$$

Удельное значение полезной работы механизма поворота

$$W_{\lambda_{\text{пов}}} = \frac{\lambda_{\text{пов}}}{m_{\text{п}}} = \frac{5,7}{22,94} = 0,248 \text{ МДж/т.}$$

Удельное значение полной работы

$$W_{A_{\text{пов}\Sigma}} = \frac{A_{\text{пов}\Sigma}}{m_{\text{п}}} = \frac{26,4}{22,94} = 1,15 \text{ МДж/т.}$$

Коэффициент использования полезной работы механизма поворота за цикл

$$\eta_{\lambda_{\text{пов}}} = \frac{\lambda_{\text{пов}}}{A_{\text{пов}\Sigma}} = \frac{5,7}{26,4} = 0,216.$$

В целом полезная работа экскаватора за цикл

$$\lambda_{\text{ц}} = \lambda_{\text{т}\Sigma} + \lambda_{\text{п}\Sigma} + \lambda_{\text{пов}} = 10,64 + 15,1 + 5,7 = 31,44 \text{ МДж.}$$

Полная работа экскаватора за цикл

$$A_{\text{ц}} = A_{\text{т}\Sigma} + A_{\text{п}\Sigma} + A_{\text{пов}\Sigma} = 19,98 + 39,59 + 26,4 = 85,97 \text{ МДж.}$$

Удельные значения

$$W_{\lambda_{\text{ц}}} = \frac{\lambda_{\text{ц}}}{m_{\text{п}}} = \frac{31,44}{22,94} = 1,37 \text{ МДж/т}$$

$$W_{\text{ац}} = \frac{A_{\text{ц}}}{m_{\text{ц}}} = \frac{85,97}{22,94} = 3,75 \text{ МДж/т}$$

Коэффициент использования полезной работы экскаватора за цикл

$$\eta_{\lambda_{\text{ц}}} = \frac{\lambda_{\text{ц}}}{A_{\text{ц}}} = \frac{31,44}{85,97} = 0,37.$$

Из приведенных расчетов видно, что на полезную работу затрачивается 24...46 % всей работы цикла экскаватора. Выполненная полезная работа распределяется между механизмами тяги, подъема, поворота. Так как механическое изнашивание механизмов экскаватора прямо пропорционально полезной работе, которую они выполнили, то и объемы ремонтных работ зависят от коэффициента использования.

Вопросы к разделу 5

1. Каковы причины потери работоспособного состояния драглайнов?
2. Что такое изнашивание и какие виды изнашивания существуют?
3. Из чего состоят подготовительные этапы ремонтного производства?
4. В какой последовательности происходит ремонт ковша, вала подъемной лебедки и т.д.?
5. Что такое качество ремонта и каким параметром оно оценивается?
6. Что такое ремонт?

6. ВАРИАНТЫ ЗАДАНИЙ ДЛЯ ТИПОВЫХ РАСЧЕТОВ

1. Пользуясь исходными данными, приведенными в табл.6.1., рассчитать подъёмный механизм экскаватора-драглайна.

2. Пользуясь исходными данными табл. 6.2. рассчитать тяговый механизм экскаватора-драглайна.

3. Пользуясь исходными данными табл. 6.3. провести тяговый расчет механизма хода драглайна.

4. Пользуясь исходными данными табл. 6.4 провести статический расчет драглайна.

5. Определить главный параметр качества ремонта предложенного преподавателем драглайна.

Таблица 6.1

Исходные данные для выполнения задания 1

Номер варианта	Вместимость ковша, м ³	Длина стрелы, м	Тип подвески ковша	Категория породы	Максимальная скорость подъёма, м/с	Нормативный срок службы, лет	Теоретическая продолжительность рабочего цикла, с
1	20	90	Двухканатная	IV	2,6	10	60
32	15	100	- " -	III	2,5	10	59
3	25	91	- " -	II	2,7	10	61
4	20	100	- " -	I	2,6	10	61
5	15	110	- " -	IV	2,6	10	60
6	40	100	Четырехканатная	III	2,8	15	62
7	30	110	- " -	II	2,9	10	64
8	25	120	- " -	I	2,5	10	60
9	65	100	- " -	IV	2,7	15	61
10	40	130	- " -	III	3,0	15	62
11	100	125	- " -	II	2,8	15	60
12	6	45	Одноканатная	I	2,5	10	58
13	10	60	Двухканатная	IV	2,6	10	59
14	10	70	- " -	III	2,7	10	60
15	13	50	- " -	II	2,9	10	61
16	11	70	- " -	I	2,9	10	62
17	14	50	- " -	IV	2,8	10	60
18	15	80	- " -	III	2,9	10	61
19	20	65	- " -	II	3	15	60
20	100	100	Четырехканатная	III	3	15	60

Исходные данные для выполнения задания 2

Но- мер вари анта	Вмести- мость ковша, м ³	Длина стре- лы, м	Тип подвески ковша	Кате- гория породы	Макси- мальная скорость тяги, м/с	Норматив- ный срок службы, лет	Теоретиче- ская про- должитель- ность рабо- чего цикла, с
1	20	90	Двухканатная	IV	2,6	10	60
2	15	100	- " -	III	2,5	10	59
3	25	91	- " -	II	2,7	10	61
4	20	100	- " -	I	2,6	10	61
5	15	110	- " -	IV	2,6	10	60
6	40	100	Четырехканатная	III	2,8	15	62
7	30	110	- " -	II	2,9	10	64
8	25	120	- " -	I	2,5	10	60
9	65	100	- " -	IV	2,7	15	61
10	40	130	- " -	III	3,0	15	62
11	100	125	- " -	II	2,8	15	60
12	6	45	Одноканатная	I	2,5	10	58
13	10	60	Двухканатная	IV	2,6	10	59
14	10	70	- " -	III	2,7	10	60
15	13	50	- " -	II	2,9	10	61
16	11	70	- " -	I	2,9	10	62
17	14	50	- " -	IV	2,8	10	60
18	15	80	- " -	III	2,9	10	61
19	20	65	- " -	II	3	15	60
20	100	100	Четырехканатная	III	3	15	60

Исходные данные для выполнения задания 3

Номер варианта	Вместимость ковша, м ³	Длина стрелы, м	Категория породы	Высота подъема центра тяжести экскаватора, м	Длина штата, м	Угол подъема пути, град	Ширина гусениц, м	Коэффициент сопротивления смятию породы, кН/м ³
1	20	90	II	0,30	0,8	7	2,5	2·10 ³
2	15	100	III	0,40	0,9	8	2,4	2,5·10 ³
3	25	91	II	0,20	0,95	9	2,9	2·10 ³
4	20	100	III	0,25	2,0	10	2,9	2,6·10 ³
5	40	100	II	0,35	2,1	7	3,96	2·10 ³
6	30	110	III	0,21	2,2	12	3,96	2,7·10 ³
7	25	120	II	0,22	2,3	8	3,95	1,8·10 ³
8	13	60	III	0,23	0,8	7	2,5	2,8·10 ³
9	14	65	II	0,24	0,85	8	2,6	1,9·10 ³
10	11	70	IV	0,25	0,9	9	2,7	3·10 ³
11	10	75	II	0,26	0,95	10	2,8	1,7·10 ³
12	12	80	III	0,27	1,0	11	2,9	2,5·10 ³
13	20	95	IV	0,28	1,1	12	2,9	2,8·10 ³
14	25	100	II	0,29	1,15	7	3,8	2·10 ³
15	30	90	III	0,30	1,2	8	3,6	2,5·10 ³
16	35	100	IV	0,31	0,9	9	3,5	2,9·10 ³
17	40	85	II	0,32	1,0	10	3,2	1,9·10 ³
18	45	100	III	0,33	1,1	11	3,1	2,3·10 ³
19	13	90	IV	0,34	0,9	12	2,5	2,8·10 ³
20	17	70	II	0,35	0,85	7	2,6	1,8·10 ³
21	11	60	III	0,36	0,88	8	2,7	2,7·10 ³
22	10	80	IV	0,37	0,92	9	2,8	3·10 ³
23	50	100	II	0,38	2,98	11	2,9	2,1·10 ³
24	65	120	III	0,39	2,8	12	3,2	2,5·10 ³
25	60	110	II	0,4	2,4	11	3,4	2,9·10 ³

Исходные данные для выполнения заданий 4 и 5

Варианты	Вместимость ковша, м ³	Длина стрелы, м	Тип породы
1	20	90	Легкая
2	15	100	Средняя
3	25	90	Тяжелая
4	20	100	Легкая
5	40	100	Средняя
6	30	110	Тяжелая
7	25	120	Легкая
8	13	60	Средняя
9	14	65	Тяжелая
10	11	70	Легкая
11	10	75	Средняя
12	12	80	Тяжелая
13	20	95	Легкая
14	25	100	Средняя
15	30	90	Тяжелая
16	35	100	Легкая
17	40	85	Средняя
18	45	100	Тяжелая
19	13	90	Легкая
20	14	70	Средняя
21	11	60	Легкая
22	10	80	Легкая
23	50	100	Тяжелая
24	65	120	Средняя
25	60	110	Тяжелая

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В учебном пособии приведены технические характеристики экскаваторов-драглайнов, кинематические и конструктивные схемы экскаваторов, рассмотрены методы определения основных параметров драглайнов, что особенно важно для закрепления полученных знаний и приобретения практических навыков по выполнению расчетов основных узлов машин.

Ценными являются рассмотренные в пособии статический, тяговый расчеты и оценка качества ремонта, которые могут быть использованы студентами, как в курсовом, так и в дипломном проектировании. Большой раздел посвящен ремонту шагающих драглайнов.

Материал пособия выполняется в доступной для изучения форме, приводятся все необходимые для расчетов справочные данные и рассмотрен пример оценки качества ремонта экскаватора ЭШ-10.70.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бубновский Б. И., Ефимов В. Н., Морозов В. И. Ремонт шагающих экскаваторов: Справочник. М.: Недра, 1991. 347с.
2. Горное оборудование Уралмашизавода/ Коллектив авторов; под ред. Г.Х.Бойко. Екатеринбург, 2003. 240с.
3. Подэрни Р. Ю. Горные машины и комплексы для открытых работ. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1985.
4. Справочник механика открытых работ. Экскавационно-транспортные машины циклического действия/ Под ред. М. И. Щадова. М.:Недра, 1989. 374 с.

Сканировал Кириллов Р.С.

УГГУ
Екатеринбург
2009г

ЭГП-05-1