

Министерство образования и науки Российской Федерации
Южно-Российский государственный политехнический
университет (НПИ) имени М.И. Платова

Шахтинский институт (филиал) ЮРГПУ(НПИ)
им. М.И. Платова



Б.Б. Луганцев

**СТРУГОВЫЕ УСТАНОВКИ.
КОНСТРУКЦИИ, МЕТОДИКИ, АЛГОРИТМЫ
И ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ**

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Новочеркасск
ЮРГПУ(НПИ)
2016

УДК 622.232.75

Рецензенты:

1. Профессор кафедры экономики и управления в ТЭК ФГБОУ ГУУ, д-р техн. наук Ю.Н. Линник
2. Профессор кафедры горных машин и комплексов ФГБОУ УГГУ, д-р техн. наук В.И. Саитов
3. Заведующий кафедрой геотехнологии освоения недр НИТУ «МИСиС», д-р техн. наук В.В. Мельник

Б.Б. Луганцев

Струговые установки. Конструкции, методики, алгоритмы и примеры расчета параметров: учебное пособие / Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова. – Новочеркасск: ЮРГПУ(НПИ), 2016. - 189 с.

ISBN 978-5-905914-50-8

Подробно описаны конструкции струговых установок. Приведены методики, алгоритмы и конкретные примеры расчета параметров струговых установок.

Предназначено для студентов горных специальностей, полезно конструкторам и инженерно-техническим работникам угольной промышленности.

ISBN 978-5-905914-50-8

УДК 622.232.75

© Южно-Российский государственный политехнический университет(НПИ) имени М.И. Платова, 2016

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1. КЛАССИФИКАЦИЯ СТРУГОВЫХ УСТАНОВОК.....	6
2. КОНСТРУКЦИИ ОСНОВНЫХ СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ СТРУГОВЫХ УСТАНОВОК	11
2.1.Конструкции и классификация исполнительных органов струговых установок отрывного типа	11
2.2.Конструкции исполнительных органов струговых установок скользящего типа	24
2.3.Конструкции исполнительных органов струговых установок комбинированного типа	27
2.4.Динамические исполнительные органы	29
2.5.Конвейеры струговых установок, натяжные устройства	30
2.6.Системы подачи и управления положением струговых установок в вертикальной плоскости	39
2.7. Приводы струговых установок и системы защиты приводов.....	42
2.8. Режущий инструмент	55
3. МЕТОДИКА РАСЧЁТА ПАРАМЕТРОВ СТРУГОВЫХ УСТАНОВОК	62
3.1. Расчёт толщины стружки	62
3.2. Расчёт сил на резцах исполнительного органа	63
3.3. Расчёт усилий погрузки угля исполнительным органом	74
3.4. Расчёт усилий в тяговой цепи исполнительного органа и усилий подачи	77
3.5. Расчёт мощности привода исполнительного органа.....	89
4. АЛГОРИТМЫ РАСЧЁТА ПАРАМЕТРОВ СТРУГОВЫХ УСТАНОВОК	101
4.1. Алгоритм расчёта сил на резцах исполнительного органа .	101
4.2. Алгоритм расчёта усилий погрузки угля исполнительным органом	102
4.3. Алгоритм расчёта усилий в тяговой цепи и усилий подачи исполнительного органа.....	102
4.4. Алгоритм расчёта усилий в тяговой цепи и усилий подачи скользящего исполнительного органа.....	104
4.5. Алгоритм расчёта мощности привода	104

5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ СТРУГОВОЙ УСТАНОВКИ.....	107
5.1. Исходные данные для расчета. Расчет толщины стружки ..	107
5.2. Расчет сил на резцах исполнительного органа	108
5.3. Расчет усилий погрузки угля исполнительного органа	113
5.4. Расчет сил трения в опорах исполнительного органа.....	115
5.5. Расчет усилий в тяговой цепи исполнительного органа.....	117
5.6. Расчет поперечной устойчивости конвейера струговой установки.....	119
5.7. Расчет поперечной устойчивости системы "исполнительный орган- конвейер"	121
5.8. Выбор электродвигателя привода исполнительного органа	122
5.9. Анализ работы действующей струговой установки GH5.7N/9-38ve и разработка мероприятий по повышению нагрузки на забой	128
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	188

ВВЕДЕНИЕ

Учебное пособие составлено с учетом требований программы по дисциплине "Горные машины и оборудование", изучаемой студентами специальности 15.04.02 "Горное дело".

Цель учебного пособия дать студентам углубленные знания о конструкциях струговых установок, методиках и алгоритмах расчета параметров струговых установок. Это первое учебное пособие из планируемой серии пособий по углубленному изучению конструкций горных машин.

В данном пособии приведены классификация струговых установок и классификация исполнительных органов струговых установок. Большое внимание уделено описанию вариантов конструктивного исполнения исполнительных органов струговых установок различных типов. Подробно описаны системы управления положением струговой установки в очистном забое. Один из разделов данного учебного пособия посвящен конструкциям конвейеров струговых установок, отличающихся от конструкций других типов конвейеров.

Методически пособие построено следующим образом. Сначала даются общие сведения о струговых установках. Затем приводится информация о разнообразных конструкциях основных сборочных единиц струговых установок. Только после достижения студентами понимания конструкции и принципа работы струговых установок имеет смысл приступить к изучению методик расчета параметров установок. Отдельное изложение методик расчета без приведения примеров после изложения каждой методики позволит сформировать у студентов правильное восприятие процесса расчета параметров, как единого целого. Формирование алгоритмов расчета на основе методик показано в отдельном разделе учебного пособия для упрощения понимания студентами последовательности расчета.

В последнем разделе учебного пособия приведен пример применения методик расчета параметров струговых установок.

1. КЛАССИФИКАЦИЯ СТРУГОВЫХ УСТАНОВОК

Классификация струговых установок приведена в разработанном ШахтНИУИ ГОСТ Р 53650-2009 «Установки струговые. Общие технические условия».

Несмотря на то, что все струговые установки состоят из одних и тех же основных узлов и элементов, их конструктивные схемы имеют принципиальные различия. Деление струговых установок по типам определяется расположением тяговой цепи исполнительного органа относительно конвейера и конструкцией самого исполнительного органа.

Выделено три типа струговых установок.

Струговые установки отрывного типа: 1CO2620 (1CO2623), 1CO2420 (1CO2423), 2CO3413, 2CO2623 (Россия), Райсхакенхобель, Швертхобель (Германия), PL9 (Чехия) (рис.1.1, а). Тяговая цепь исполнительного органа 3 располагается со стороны крепи. Исполнительный орган 1 снабжён подконвейерной плитой 2, движущейся по почве пласта. Особенность этих установок – наличие момента сил при скалывании угля из-за расположения тяговой цепи со стороны крепи. Такие установки называются отрывными.

Раньше отрывные струговые установки работали таким образом, что во время движения исполнительного органа отрывной струговой установки рештачный став конвейера отжимался от забоя на ширину исполнительного органа и снова прижимался гидропередвижником к забою после прохода исполнительного органа. В настоящее время струговые установки (2CO3413, 2CO2623, Швертхобель) работают без отжатия рештачного става.

Струговые установки скользящего типа: 1CH2620, 1CH2623, 2CH3413 (Россия), Гляйтхобель, Компактхобель (Германия) (рис.1.1, б). Тяговая цепь исполнительного органа 3 располагается с забойной стороны рештачного става стругового конвейера 5. Исполнительный орган 1 перемещается по наклонной направляющей 6, закреплённой на забойной стороне стругового конвейера.

К преимуществам струговых установок скользящего типа следует отнести минимальные потери мощности привода

исполнительного органа на трение в его опорах. К недостаткам – сложность обслуживания тяговой цепи исполнительного органа из-за её расположения с забойной стороны рештачного става стругового конвейера.

Струговые установки комбинированного типа: ЗСКЗ413 (Россия), Гляйтшвертхобель (Германия) (рис.1.1, в). Тяговая цепь исполнительного органа 3 располагается со стороны крепи, исполнительный орган 1 снабжён подконвейерной плитой 2, движущейся по опорной плите 7, расположенной между почвой пласта и рештачным ставом стругового конвейера 5.

К достоинствам таких установок относится широкая область применения по сопротивляемости угля резанию (подобно струговым установкам скользящего типа); удобство и безопасность работ по обслуживанию тяговой цепи исполнительного органа (подобно струговым установкам отрывного типа). К недостаткам следует отнести большую металлоёмкость, а, следовательно, и высокую стоимость струговой установки.

Использование струговых установок комбинированного типа на шахтах Российской Федерации и других стран оказалось нецелесообразным из-за их высокой стоимости.

Кроме классификации струговых установок по типам существует деление их по классам в зависимости от мощности приводов, калибров тяговой цепи исполнительного органа и цепи тягового органа конвейера.

Струговые установки подразделяются на три класса:

- лёгкий;
- средний;
- тяжёлый.

Основные характеристики различных классов струговых установок приведены в таблице 1.1.

В зависимости от возможности применения по мощности пласта струговые установки различаются по типоразмерам:

- установки отрывного типа (типа СО) – трёх типоразмеров для применения:
 - 1-й – 0,55–0,80 м;
 - 2-й – 0,85–1,20 м;
 - 3-й – 0,95–2,0 м;

– установки скользящего типа (типа СН) – трёх типоразмеров для применения:

– 1-й – 0,65–0,90 м;

– 2-й – 0,85–1,20 м;

– 3-й – 0,95–1,60 м;

– установки комбинированного типа (типа СК) – один типоразмер для применения:

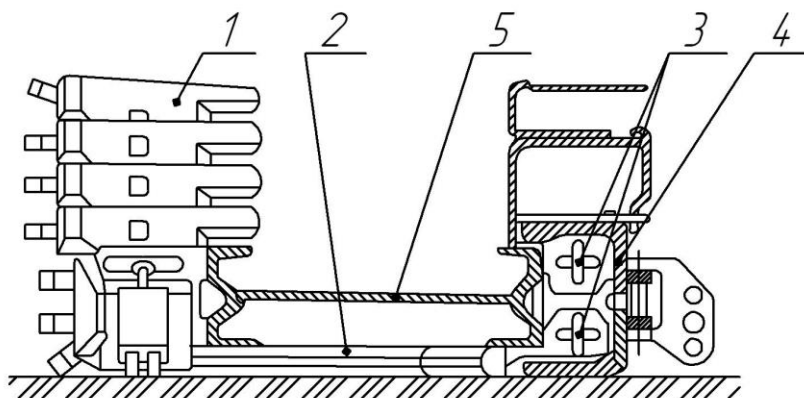
– 3-й – 0,95–1,60 м.

Таблица 1.1

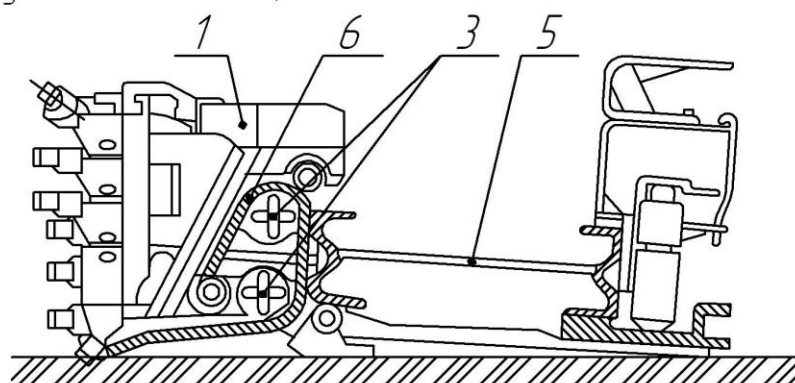
Основные характеристики различных классов струговых установок

Класс струговых установок	Мощность приводов исполнительного органа, кВт	Калибр цепи исполнительного органа, мм	Сечение конвейера, м ²	Калибр цепи конвейера, мм	Мощность приводов конвейера, кВт	Теоретическая производительность исполнительного органа, т/мин	Вынимаемая мощность пласта, м
Лёгкий	До 400	26×92; 30×108	До 0,20	18×64; 24×86	До 320	До 10	0,85–1,1
Средний	400– 630	34×126	0,20– 0,30	26×92 30×108	320–630	10–15	0,95–1,5
Тяжёлый	Св. 630	38×137 и более	Св. 0,30	34×126 и более	Св. 630	15–35	1,1–2,0

а) установка отрывного типа



б) установка скользящего типа



в) установка комбинированного типа

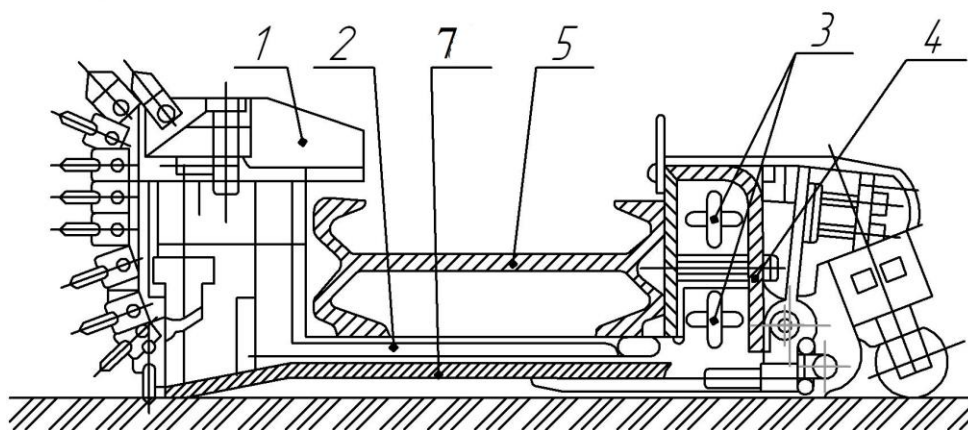


Рис. 1.1. Типы струговых установок:

- 1 – исполнительный орган; 2 – подконвейерная плита;
3 – тяговая цепь струга; 4 – защитный кожух; 5 – конвейер; 6 –
специальная направляющая; 7 – опорная плита

Установки в зависимости от расположения тяговых цепей конвейера могут изготавливаться в следующих исполнениях:

- исполнение 1 – с центральным расположением тяговых цепей конвейера;

– исполнение 2 – с разнесёнными к боковинам рештака тяговыми цепями конвейера.

Установки в зависимости от конструктивной особенности рештака конвейера могут изготавливаться в следующих исполнениях:

– исполнение 0 – с рештаком стругового конвейера с открытым днищем;

– исполнение 3 – с рештаком стругового конвейера с закрытым днищем.

Обозначение установки состоит из букв и цифр.

Расположение и значение букв и цифр следующие: первая цифра обозначает типоразмер установки, следующие две буквы – тип установки, затем две цифры – диаметр прутка тяговой цепи исполнительного органа в миллиметрах, затем цифра, характеризующая расположение цепей конвейера, и цифра, характеризующая исполнение рештака.

Пример обозначения установки отрывного типа лёгкого класса для применения на пластах мощностью 0,55–0,85 м, с калибром цепи исполнительного органа 26 мм, с разнесёнными цепями конвейера, с рештаком конвейера с открытым днищем:

1CO2620.

Контрольные вопросы

1. Что лежит в основе классификации струговых установок по типам?
2. Зачем нужно знать типоразмер струговой установки?
3. Как формируется обозначение струговой установки?

2. КОНСТРУКЦИИ ОСНОВНЫХ СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ СТРУГОВЫХ УСТАНОВОК

2.1. Конструкции и классификация исполнительных органов струговых установок отрывного типа

Конструкция исполнительных органов при выполнении требования минимальной стоимости должна обеспечивать:

- надёжное внедрение резцов в забой;
- отсутствия контакта неработающих групп резцов с забоем, почвой и кровлей;
- минимальные энергозатраты на разрушение угля;
- минимальные потери тягового усилия на трение в направляющих элементах;
- эффективную погрузку разрушенного угля на конвейер с минимальными затратами тягового усилия на погрузку;
- возможность осуществлять выемку пласта на полную мощность;
- простоту и удобство технического обслуживания и ремонта;

На рис. 2.1 представлен симметричный составной исполнительный орган. Он называется симметричным, так как линейные, нижние и верхние резцы расположены симметрично относительно вертикальной оси, что позволяет распределить усилия резания равномерно при движении исполнительного органа в одну и другую стороны по лаве. Конструкция является составной, так как в ней имеются левый и правый корпуса, на которых монтируются проставки, крышка, державки.

Исполнительный орган состоит из следующих основных частей (рис. 2.1): центральной подконвейерной плиты 7, крайних плит 8 и 9, двух корпусов 10, 11, ограничителей толщины стружки 16 и 17, линейных резцов 1 и 2, державок 5 и 6, нижних резцов 3 и 4, вертлюгов 18 и 19, почвенных ножей 20 и 21, проставок 12 и 13, крышек 14 и 15, стяжки 22, верхних резцов 23 и 24.

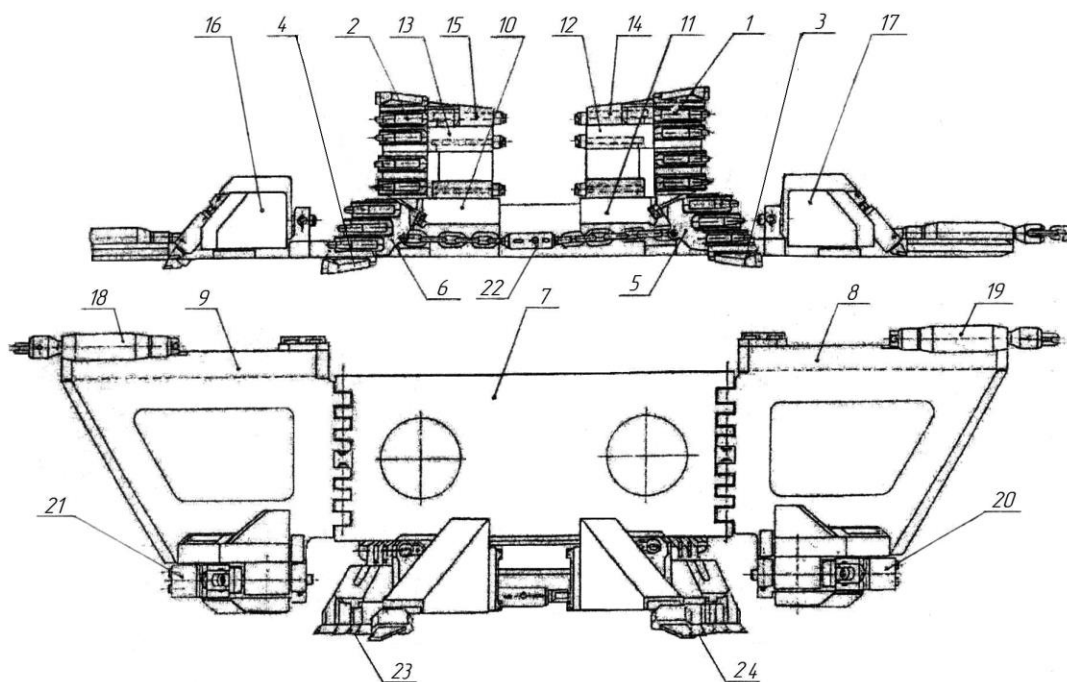


Рис. 2.1. Исполнительный орган струговой установки 1CO2620 (симметричный)

Центральная подконвейерная плита 7 и крайние плиты 8 и 9 служат для направленного перемещения исполнительного органа по конвейеру. Кроме того, крайние плиты 8 и 9 служат для крепления тяговой цепи с помощью вертлюгов 18 и 19, а также ограничителей толщины стружки 16 и 17 и почвенных ножей 20 и 21. Ограничители толщины стружки 16 и 17 обеспечивают устойчивую работу исполнительного органа, а почвенные ножи 20 и 21 зачищают угольную массу при погрузке угля на конвейер. Центральная подконвейерная плита 7 служит базой для установки корпусов исполнительного органа – левого 10 и правого 11, на которых монтируются поворотные державки с нижними резцами 3 и 4 и линейными резцами 1 и 2, проставки 12, 13 с линейными резцами 1 и 2, крышки – правая 14 и левая 15 с верхними резцами 23 и 24. С помощью проставок 12, 13 регулируется высота исполнительного органа. Стяжка 22 обеспечивает отвод неработающей группы резцов от угольного забоя.

Линейные резцы устанавливаются на проставках, у которых режущая часть имеет одинаковый вылет относительно корпуса проставки по линейной схеме и на поворотных державках по

ступенчатой схеме, т. е. каждый следующий к почве пласта резец выступает по отношению к предыдущему на величину вылета резца (около 50 мм).

Резцы на крышке направлены своей режущей кромкой под углом к кровле пласта и обеспечивают выемку угля выше корпуса исполнительного органа для исключения контакта исполнительного органа с верхней частью пласта.

Применение симметричных исполнительных органов на углях с сопротивляемостью резанию 250 кН/м и более или при работе по пласту с породными прослойками недостаточно эффективно, т. к. уголь отделяется с малой толщиной стружки ($h = 1,5-2,5$ см) и повышается содержание мелких фракций угля (до 35–40 %).

Для строгания крепкого угля с большой толщиной стружки симметричным исполнительным органом с большим количеством резцов с каждой стороны могут оказываться недостаточными напорные усилия, создаваемые гидроцилиндрами подачи, и может быть не обеспечена поперечная устойчивость исполнительного органа.

Для повышения эффективности разрушения крепких углей с большой толщиной стружки были разработаны асимметричные исполнительные органы, в которых предусмотрено асимметричное расположение резцов.

Асимметричная схема расположения резцов со значительным уменьшением их количества, обеспечивающая последовательную послойную обработку забоя резанием при рабочих ходах исполнительного органа в правую (разрушает часть пласта угля по одним линиям резания) и левую (разрушает часть пласта угля по другим линиям резания) стороны, показана на рис. 2.2.

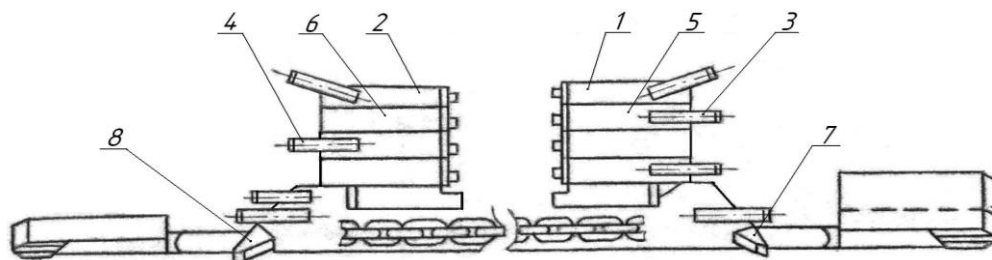


Рис. 2.2. Схема асимметричного исполнительного органа:

- 1 – крышка правая; 2 – крышка левая; 3 – правая группа резцов; 4 – левая группа резцов; 5 – проставка правая; 6 – проставка левая; 7 – правый нижний резец; 8 – левый нижний резец

При меньшем числе резцов напорное усилие, создаваемое гидроцилиндрами подачи, может быть использовано на получение большей толщины стружки, т. к. при этом повышается удельное усилие внедрения каждого резца в забой.

При движении в обратную сторону исполнительный орган в зависимости от схемы обработки забоя отделит одну стружку большой толщины за два хода (при крепком угле) или двойную стружку за два хода (при менее крепком угле) и обеспечит лучшую сортность, чем симметричный исполнительный орган.

Кроме составных исполнительных органов использовались исполнительные органы в виде моноблока, применявшиеся на пластах со спокойной гипсометрией.

Пример исполнительного органа струговой установки 2СО2623 в виде моноблока представлен на рис. 2.3.

На едином корпусе 1 размещаются проставки с линейными резцами 2, крышка с резцами 3 и державки с линейными резцами и нижним резцом 4.

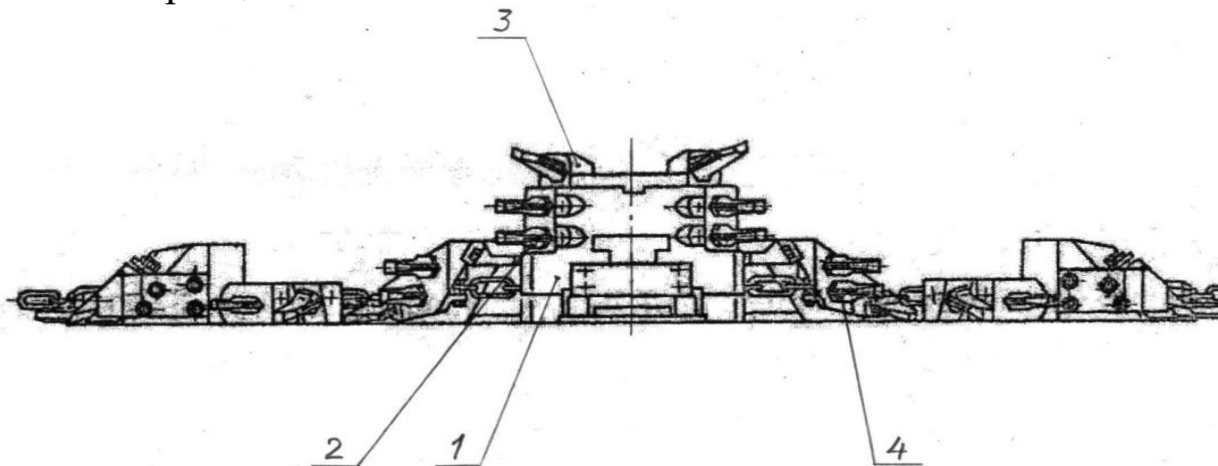


Рис. 2.3. Исполнительный орган в виде моноблока:
1 – корпус; 2 – линейная группа резцов; 3 – крышка с резцами;
4 – державка с резцами

Составные исполнительные органы струговых установок отрывного типа могут работать как без принудительного отвода нерабочей группы резцов, так и с принудительным отводом нерабочей группы резцов.

Исполнительный орган, работающий без принудительного отвода резцов, представлен на рис. 2.1.

Отвод нерабочей группы резцов в этих конструкциях происходит за счёт разворота в зазорах между исполнительным

органом и элементами рештачного става, служащими направляющими для перемещения исполнительного органа.

В этих конструкциях обе половины исполнительного органа связаны провисающей цепью (стяжкой) или не имеют связи между собой. Основной недостаток этого варианта исполнительного органа – отсутствие гарантии отвода нерабочей группы резцов от забоя и наличие возможности контакта их с забоем.

Исполнительный орган струговой установки отрывного типа 2СО3413 с принудительным отводом нерабочей группы резцов показан на рис. 2.4.

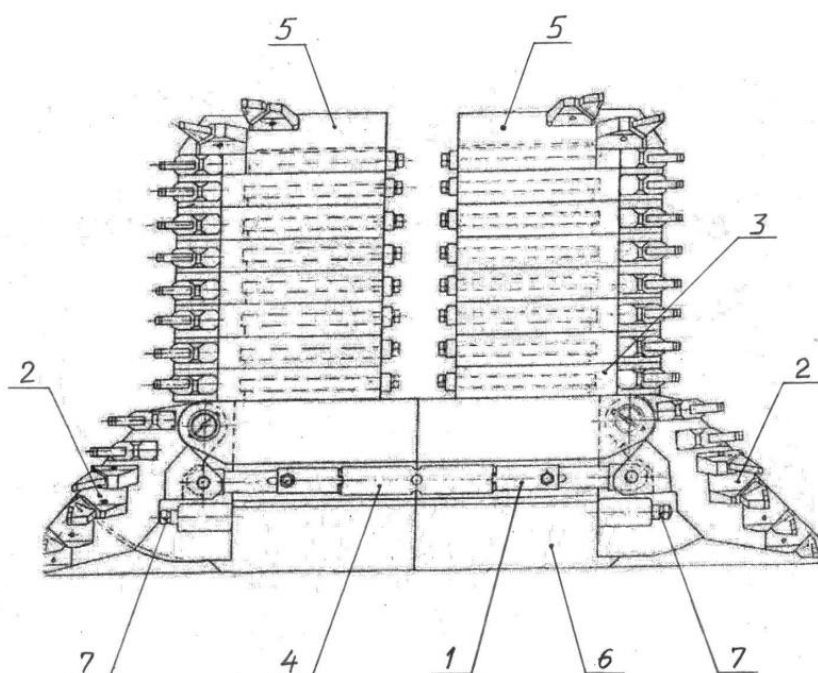


Рис. 2.4. Исполнительный орган с принудительным отводом нерабочей группы резцов:

1 – штанга; 2 – державки; 3 – проставки; 4 – стяжка; 5 – крышки;
6 – корпус; 7 – ограничители угла поворота державок

Как видно из рис. 2.4, державки 2 соединены между собой штангой 1, размер которой регулируется стяжкой 4.

При внедрении рабочей стороны исполнительного органа в забой нерабочая группа резцов усилиями резания на рабочей группе резцов с помощью жёсткой штанги принудительно отводится от забоя.

Преимущество такой конструкции в том, что нерабочая группа резцов гарантированно отводится от забоя пласта.

Разрез по корпусу исполнительного органа установки отрывного типа представлен на рис.2.5.

Корпус 10 служит основанием, на котором закрепляются державки, крышки 7 и проставки 8.

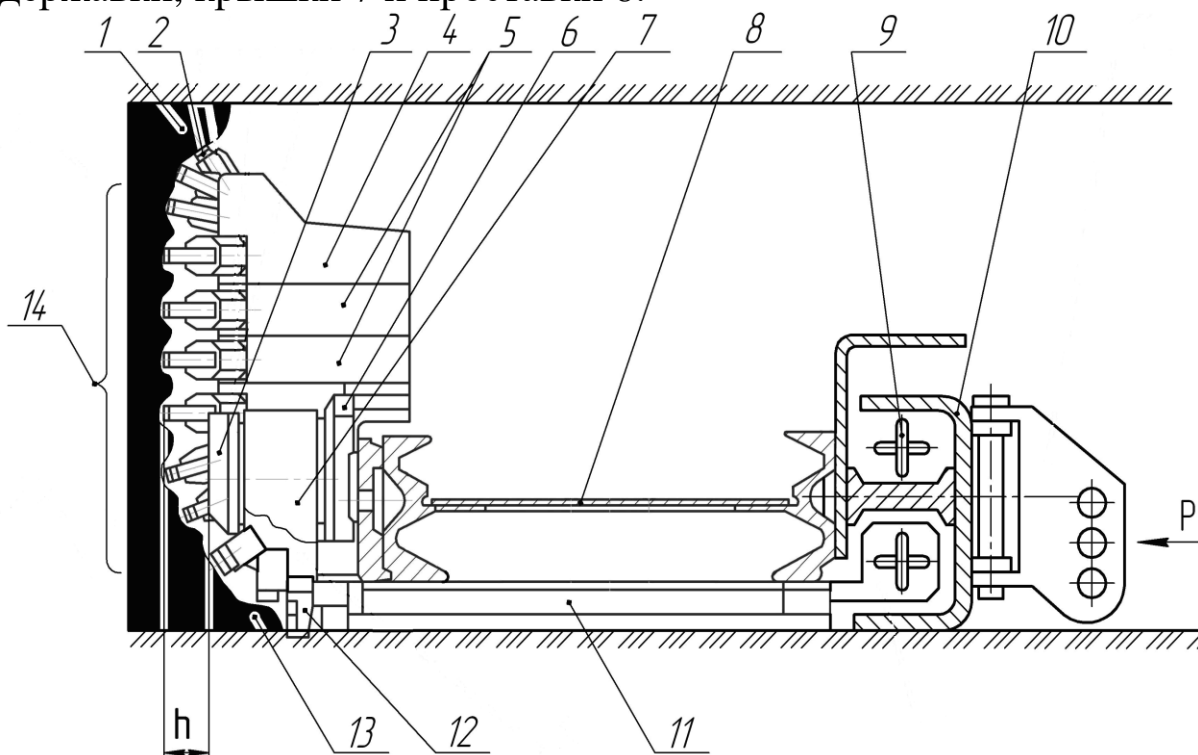


Рис. 2.5. Разрез по корпусу исполнительного органа струговой установки 2СО3413 отрывного типа:

1 – верхняя пачка пласта; 2 – верхний резец; 3 –ограничитель толщины стружки; 4 – крышка; 5 –проставки; 6 – опора; 7 – корпус; 8 – рештачный став; 9 – тяговая цепь; 10 –кожух; 11 – подконвейерная плита; 12 –нижний резец; 13 – угольный уступ; 14 – линейные резцы

Резцы по месту расположения на исполнительном органе можно разделить на три группы: нижний резец 12, верхний резец 2, линейные резцы 14, установленные по линейной схеме на проставках и по ступенчатой схеме на державках.

Разрушение угольного пласта производится резцами исполнительного органа с оставлением у кровли угольной пачки 1, которая самообрушается под действием собственного веса по мере подвигания забоя.

Тяговая цепь 9 располагается во внутренних каналах защитного кожуха 10, который закреплен на рештачном ставе 8.

Исполнительный орган на подконвейерной плите 11 при помощи тяговой цепи 9 перемещается по почве пласта вдоль рештачного става 8 конвейера.

Опоры 6 исполнительного органа на рештачный став выполняют съёмными для обеспечения их замены по мере износа.

При работе исполнительного органа рештачный став 8 приподнимается подконвейерной плитой 11.

Толщина стружки h , снимаемой резцами исполнительного органа регулируется при помощи съёмных, различных по толщине, ограничителей стружки 3, закрепляемых на корпусе 7.

Подконвейерная плита обеспечивает хорошую устойчивость исполнительного органа в плоскости пласта, что значительно упрощает управление струговой установкой в вертикальной плоскости. Управление производится за счёт регулировки вылета относительно уровня почвы нижних резцов 12 и изменением по высоте точки приложения усилия подачи рештачного става на забой.

Благодаря простоте конструкции, безопасности и удобству технического обслуживания и ремонта тяговой цепи, особенно в условиях работы на тонких пластах, струговые установки отрывного типа получили широкое применение во многих угледобывающих странах мира.

К недостаткам струговых установок отрывного типа следует отнести большие потери тягового усилия на преодоление трения при перемещении подконвейерной плиты по почве.

Конструкции исполнительных органов, представленных на рисунках 2.1 – 2.4, могут предусматривать возможность работы как с отжатием так и без отжатия рештачного става.

На рис. 2.6 представлены конструкции исполнительных органов, работающих с отжатием (2.6, а) и без отжатия рештачного става (2.6, б). При применении схемы установки нижних резцов 12, в соответствии с рис. 2.5, у почвы пласта формируется угольный уступ 13, служащий ограничителем, который не позволяет рештачному ставу передвигаться к забою вслед за проходом исполнительного органа более, чем на величину толщины снимаемой стружки, что исключает отжатие

рештачного става при последующем проходе исполнительного органа.

Исполнительные органы, работающие с отжатием рештачного става, рекомендуется применять при выемке пластов с низким уровнем сопротивляемости углю резанию.

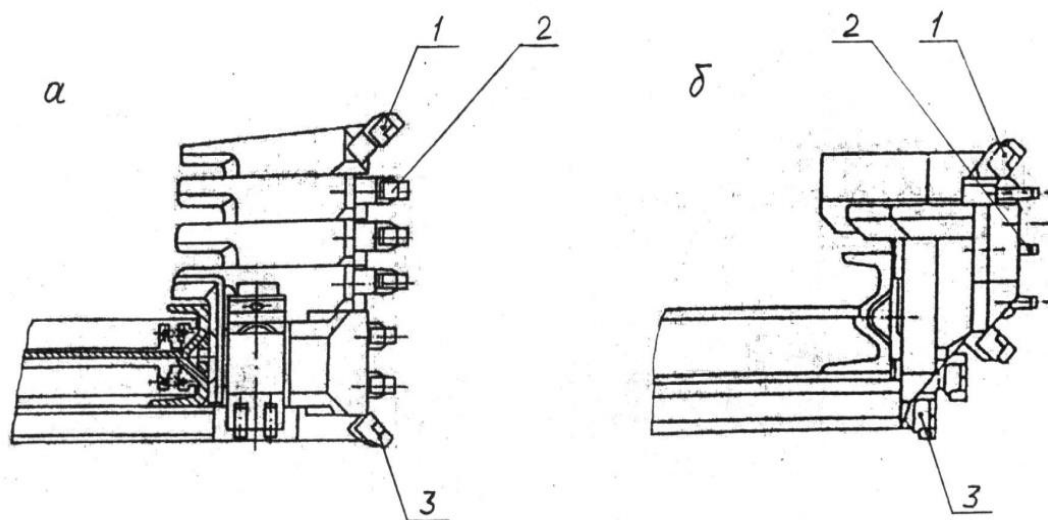


Рис. 2.6. Исполнительные органы струговых установок отрывного типа (работающие):

а – с отжатием рештачного става; б – без отжатия рештачного става;
1 – верхние резцы, 2 – линейные резцы; 3 – почвенные резцы

Обычно исполнительные органы регулируются по высоте ступенчато за счёт установки или снятия проставок 5 (рис. 2.5). Проставки обычно изготавливают высотой не менее 80 мм. Они легкосъёмные за счёт установки по Т-образному пазу. Иногда проставки делают двойными, высотой не менее 160 мм.

Существуют исполнительные органы с плавной регулировкой высоты за счёт применения рессор или гидравлики. Такие исполнительные органы применялись на струговой установке 1СО2620.

Исполнительный орган с рессорной регулировкой высоты показан на рис. 2.7.

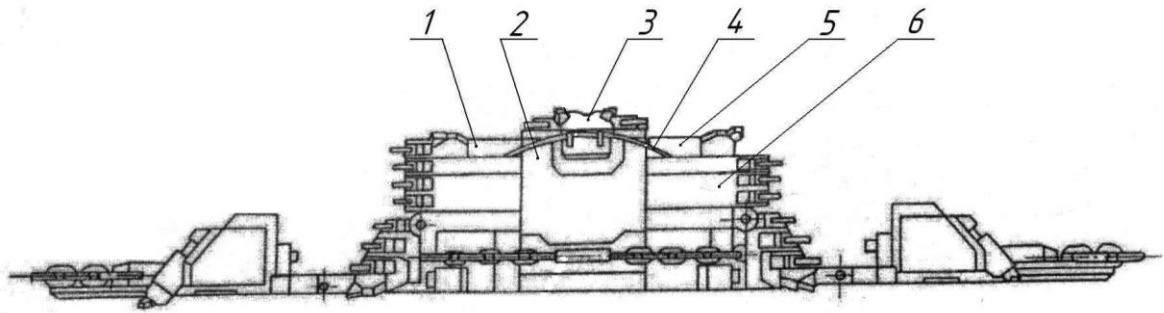


Рис. 2.7. Исполнительный орган с рессорной регулировкой высоты

В исполнительном органе с рессорной регулировкой высоты между проставками 6 жёстко закрепляется специальная рама 2. Пакет рессор 4, на котором, закрепится резцовая головка 3, опирается на левую 1 и правую 5 крышки. Резцовая головка 3 перемещается в вертикальной плоскости при прогибе рессор по направляющим специальной рамы 2. Крепление пакета рессор 4 на крышках 1 и 5 исполнительного органа обеспечивает перемещение концов рессор. Пакет рессор состоит из 2-х стальных листов толщиной 12 мм, шириной 100 мм, длиной 810 мм.

Исполнительный орган с гидравлической регулировкой высоты представлен на рис. 2.8.

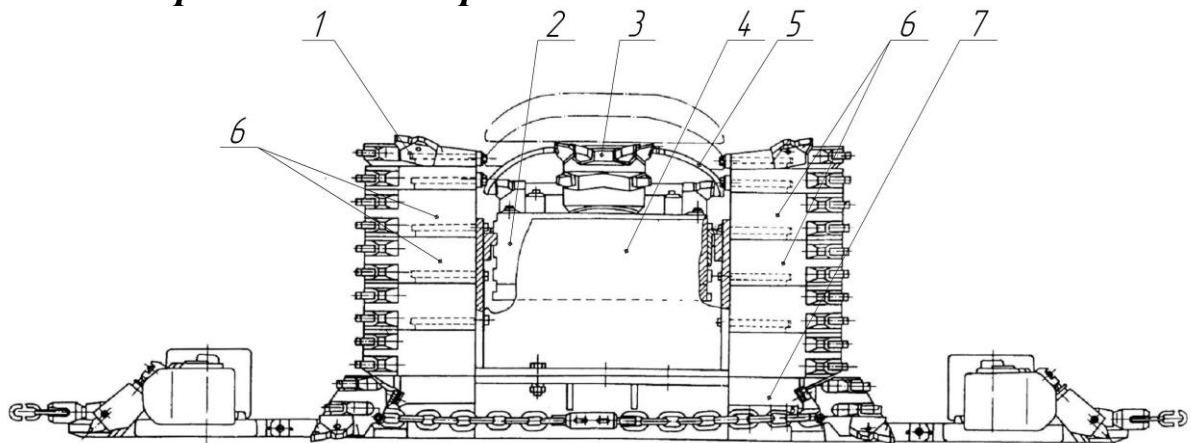


Рис. 2.8. Исполнительный орган с гидравлической регулировкой высоты

На исполнительном органе с гидравлической регулировкой высоты между проставками 6 размещена гидровставка 2 с верхним поворотным резцедержателем 3. Контакт исполнительного органа с кровлей и передачу давления на гидровставку обеспечивает лыжа 5, скользящая по кровле в зоне предыдущего реза.

Гидровставка 2 закреплена на специальной проставке 4, установленной в средней части корпуса 7, и предназначена для регулировки высоты обработки пласта в пределах до 0,18 м выше крышек 1.

В центральную часть рамы 8 гидровставки (рис.2.9) вмонтированы гидроцилиндр 3 и выдвигная колонка 2, на которой закреплены верхний резцедержатель 7 с резцами 1 и лыжа 4. По краям рамы 8 закреплены гидроаккумуляторы 5 и 11. Выдвигная колонка 2 совместно с рамой 8 образуют телескопический механизм 10, разгружающий гидроцилиндр 3 и другие составные части конструкции от возникающих при работе исполнительного органа усилий.

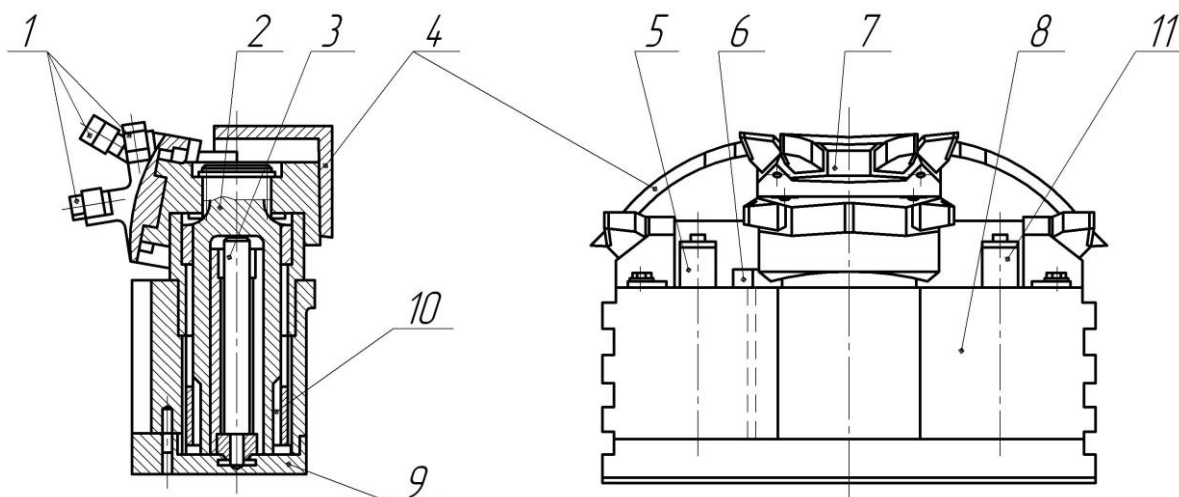


Рис. 2.9. Гидровставка

Поршневая полость гидроцилиндра 3 при помощи каналов, выполненных в нижней плите 9 рамы 8, соединена с гидроаккумуляторами 5 и 11 в единую гидросистему. Через зарядный клапан 6 рабочая жидкость под давлением подаётся в полости гидроаккумуляторов 5 и 11 и гидроцилиндра 3. Газовые полости гидроаккумуляторов заполнены сжатым азотом. Под действием сжатого азота рабочая жидкость находится в гидросистеме под давлением, которое регулируют при заправке гидросистемы рабочей жидкостью.

При работе исполнительного органа гидроцилиндр 3 выдвигает колонку 2 с лыжей 4 до контакта с кровлей, а резцы резцедержателя 7 при движении исполнительного органа производят разрушение верхней пачки пласта. Гидроаккумуляторы 5 и 11 позволяют создать относительно

равномерное значение величины распора между кровлей и почвой на всём ходе перемещения верхнего резцедержателя при изменяющейся мощности пласта.

Гидровставка может фиксироваться в одном из трёх положений по вертикали в зависимости от мощности пласта.

Наличие на исполнительном органе гидровставки описанной конструкции даёт возможность обрабатывать забой на полную мощность.

Исполнительный орган с гидравлической регулировкой высоты существенно сложнее по конструкции, чем исполнительный орган со ступенчатой регулировкой. Поэтому в тех случаях, когда ведётся отработка угольного пласта с самообрушающейся верхней пачкой, применяют исполнительный орган со ступенчатой регулировкой высоты. При этом высота исполнительного органа набирается по минимальному значению мощности пласта в пределах выемочного поля.

В случае, если самообрушение верхней пачки угольного пласта не происходит, рекомендуется применять исполнительный орган с рессорной (при изменчивости мощности пласта до 0,06 м по длине лавы) или гидравлической (при изменчивости мощности пласта от 0,06 до 0,18 м) регулировкой высоты.

По своей конструкции исполнительные органы струговых установок отрывного типа могут отличаться по количеству элементов в подконвейерной плите исполнительного органа.

Существуют трёхэлементные подконвейерные плиты (рис. 2.1), которые состоят из центральной плиты и двух крайних плит.

При сложной гипсометрии пласта, количество элементов в подконвейерных плитах может быть больше. Пятиэлементная подконвейерная плита состоит из центральной плиты, двух промежуточных и двух крайних плит.

Подконвейерные плиты между собой связаны Т-образным соединением (рис. 2.10).

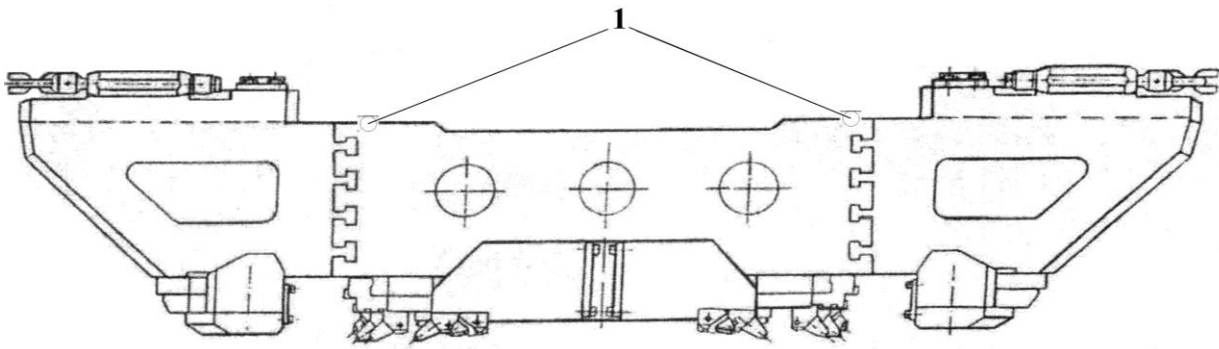


Рис. 2.10. Исполнительный орган струговой установки отрывного типа: 1 – Т – образные соединения с Т-образным соединением элементов подконвейерной плиты

Большое разнообразие конструкций исполнительных органов отрывных струговых установок определяется разнообразием горно-геологических и горнотехнических условий эксплуатации.

На основе систематизации конструкций исполнительных органов струговых установок отрывного типа была разработана классификация, представленная на рис. 2.11.

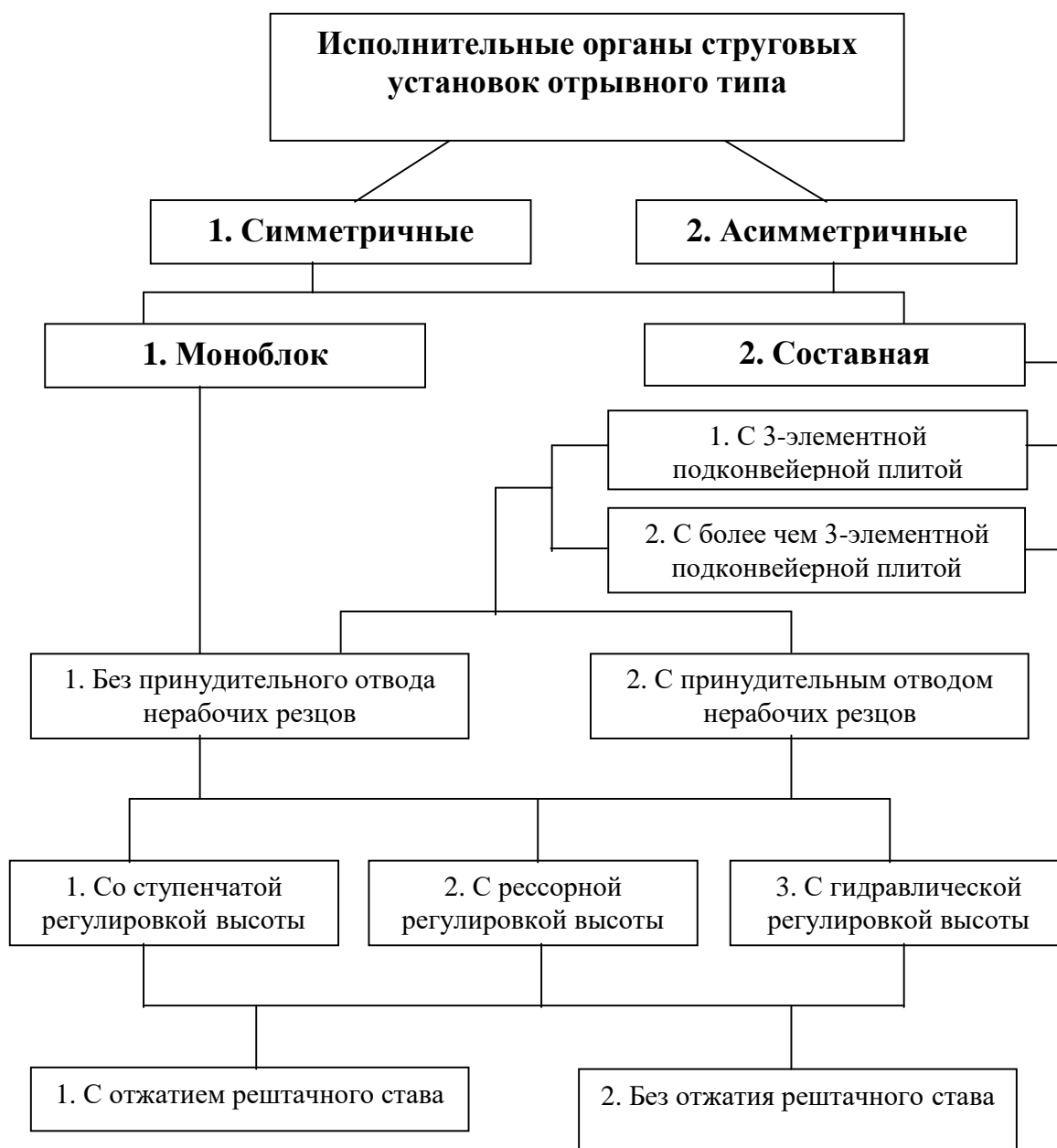


Рис. 2.11. Классификация исполнительных органов струговых установок отрывного типа

Контрольные вопросы

1. Выполнение каких функций должны обеспечивать исполнительные органы струговых установок?
2. Для чего нужно отводить от забоя неработающие группы резцов? Как осуществляется отвод неработающих резцов?
3. Из каких основных частей состоят исполнительные органы струговых установок отрывного типа?
4. Как осуществляется регулировка высоты исполнительного органа при его оснащении гидроставкой?

2.2. Конструкции исполнительных органов струговых установок скользящего типа

Корпус 6 исполнительного органа (рис. 2.12) струговой установки скользящего типа имеет верхние 7 и нижние 14 захваты, при помощи которых исполнительный орган опирается на наклонные направляющие, закреплённые на забойной стороне рештачного става 11. Тяговая цепь 10 располагается во внутренних каналах наклонной направляющей и соединяется с исполнительным органом при помощи прицепных устройств 13, расположенных на нижних захватах 14 корпуса исполнительного органа.

Наклонная направляющая имеет две опоры: верхнюю 9 плоской формы и нижнюю 15 круглой формы.

Нижний захват 14 опирается на угольник 16 и охватывает нижнюю опору 15, а верхний захват 7 охватывает верхнюю опору 9. Опора плоской формы обеспечивает устойчивость исполнительного органа при движении по направляющей, а также менее подвержена износу в отличие от опоры круглой формы, которая обеспечивает только контакт с захватом. Наклонные направляющие струговых установок скользящего типа предыдущего поколения (1СН2620, «Гляйтхобель» ГН 7-26 и др.) имели нижнюю и верхнюю опоры круглой формы.

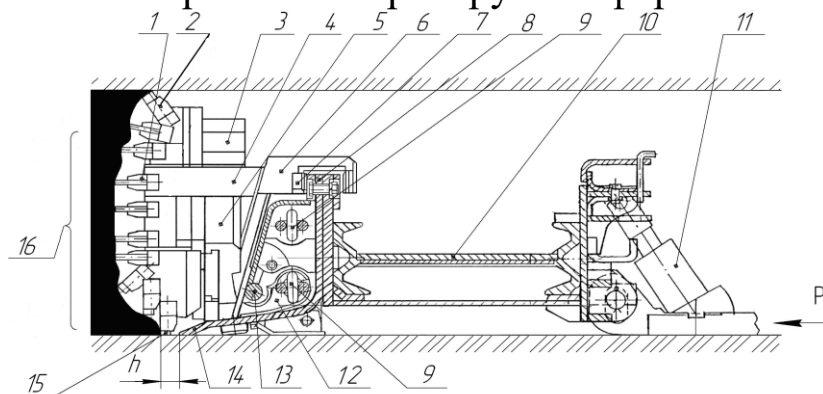


Рис. 2.12. Разрез по корпусу исполнительного органа струговой установки 2СН3413 скользящего типа:

- 1 – угольный пласт; 2 – верхний резец; 3 – крышка; 4 – проставка;
- 5 – корпус; 6 – верхний захват корпуса; 7 – опора верхнего захвата;
- 8 – верхняя опора направляющей; 9 – тяговая цепь; 10 – рештачный став;
- 11 – гидроцилиндр системы управления положением в вертикальной плоскости; 12 – нижний захват корпуса; 13 – нижняя опора направляющей;
- 14 – угольник; 15 – нижний резец; 16 – линейные резцы

Опоры 7 верхнего захвата выполняют, как правило, съёмными для замены по мере износа. В установке типа СН съёмные опоры имеют форму лыжи, скользящей по верхней опоре наклонной направляющей. В установках «Гляйтхобель» серии GN 9-30V съёмные опоры верхних захватов выполнены в виде профильных вставок, охватывающих верхнюю опору направляющей.

Исполнительный орган при помощи тяговой цепи перемещается вдоль забоя лавы по наклонным направляющим. Толщина стружки определяется расстоянием между нижним резцом 15 и носком угольника 14, который упирается в забой при передвижке рештачного става 10 вслед за проходом исполнительного органа, что исключает отжатие рештачного става от забоя при проходе исполнительного органа и обеспечивает стабильность толщины стружки, при равномерном прилегании носка угольника к забою.

Движение исполнительного органа по направляющим значительно снижает потери тягового усилия на трение и позволяет разрушать более прочный уголь с сопротивляемостью резанию до 300 кН/м в стабильной зоне пласта.

Толщина стружки h задаётся в зависимости от сопротивляемости резанию, крепости, хрупкости угля. При этом расположение нижнего резца 15 относительно носка угольника 14 должно обеспечивать свободное движение исполнительного органа. В установках типа СН h колеблется в пределах 70 – 90 мм.

Благодаря отсутствию отжатия рештачного става при проходе исполнительного органа, хорошей погрузочной способности за счёт движения исполнительного органа по наклонной направляющей, компактности конструкции, что обеспечивает возможность уменьшения незакреплённого призабойного пространства, струговые установки скользящего типа получили широкое распространение в составе комплексов с щитовыми крепями, во всех угледобывающих странах мира.

К струговым установкам скользящего типа относятся исполнительные органы «Компактхобель» серии КН (Германия) (рис. 2.13).

Корпус 1 исполнительного органа имеет нижние 8 и верхние 2 захваты, при помощи которых исполнительный орган опирается на шарнирную направляющую 4, закреплённую на

забойной стороне рештачного става 5. Нижние захваты 8 дополнительно опираются на почву у забоя, а верхние захваты 2 при помощи прицепных устройств 3 соединяются с тяговой цепью 7, расположенной во внутренних каналах шарнирной направляющей 4.

Толщина стружки (в зависимости от сопротивляемости резанию, крепости, вязкости угля и др.) регулируется за счёт изменения h_{ℓ} –расстояния между нижним резцом 10 и шарнирной направляющей 4 при помощи съёмных нижних резцедержателей 9.

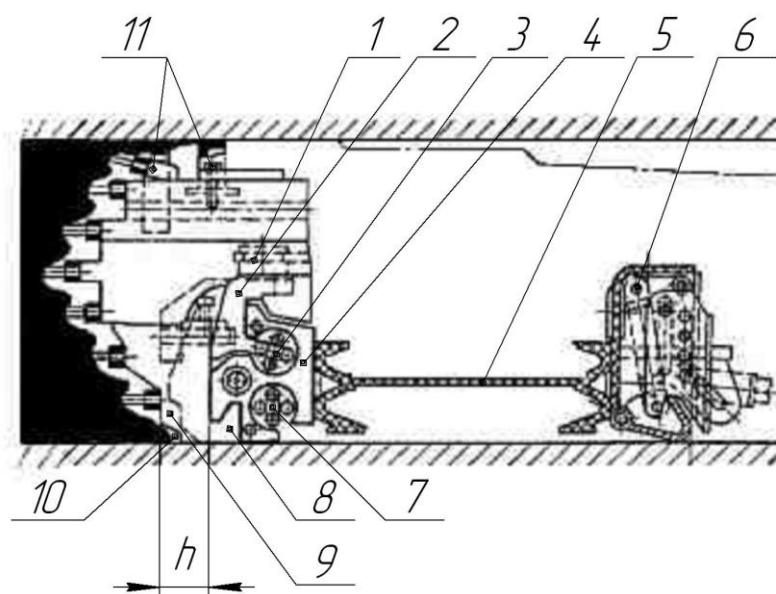


Рисунок 2.13. Разрез по корпусу исполнительного органа «Компактхобель» серии КН:

- 1 – корпус; 2 – верхний захват корпуса; 3 – прицепное устройство; 4 – шарнирная направляющая; 5 – рештачный став; 6 – гидроцилиндр системы управления в вертикальной плоскости; 7 – тяговая цепь; 8 – нижний захват корпуса; 9 – нижняя резцедержатель; 10 – резец нижний; 11 – верхние резцедержатели

За счёт поворота и фиксации в нужном положении нижних резцедержателей 9 обеспечивается управление исполнительным органом в вертикальной плоскости.

Исполнительные органы «Компактхобель» КН2 и КН3 имеют, соответственно два и три шарнирно соединённых между собой корпуса. Угольный пласт разрушается последовательно с помощью резцов каждого корпуса. За счёт снижения толщины

стружки, снимаемой резцами каждого корпуса, (при помощи съёмных державок), обеспечивается разрушение более крепких углей с сохранением общей производительности исполнительного органа. Наличие зазоров в шарнирном соединении корпусов обеспечивает таранный эффект при заклинивании первого (по ходу) корпуса, что позволяет преодолевать участки пласта с углём повышенной крепости.

Недостатком струговых установок скользящего типа является сложность технического обслуживания и ремонта тяговой цепи, расположенной в каналах направляющих у забоя.

Контрольные вопросы

1. Каково основное преимущество исполнительного органа струговой установки скользящего типа?
2. Как устанавливается среднее значение толщины стружки угля при работе струговых установок скользящего типа?
3. Почему струговые установки скользящего типа получили широкое распространение в составе комплексов с щитовыми крепями?

2.3. Конструкции исполнительных органов струговых установок комбинированного типа

Исполнительный орган струговой установки комбинированного типа (рис. 2.14) состоит из корпуса 1 с подконвейерной плитой 2, которая при помощи прицепных устройств 6 соединяется с тяговой цепью 5, расположенной на завальной стороне рештачного става 4 в кожухе 7. Опорная плита 3, расположенная под рештачным ставом 4 со стороны забоя имеет угольник 10, который опирается на почву и служит наклонной направляющей для корпуса 1 исполнительного органа.

Исполнительный орган при помощи тяговой цепи 5 перемещается по опорной плите 3. Опоры 9 подконвейерной плиты 2 выполняются съёмными с целью их замены по мере износа. Величина толщины стружки угля определяется расстоянием между нижним резцом 11 и носком угольника 10 опорной плиты 3. Носок угольника 10 упирается в забой при передвижке рештачного става 4 вслед за проходом

исполнительного органа, что обеспечивает работу исполнительного органа без отжатия рештачного става и стабильность толщины стружки, при условии равномерного прижатия носка угольника к забою по длине лавы.

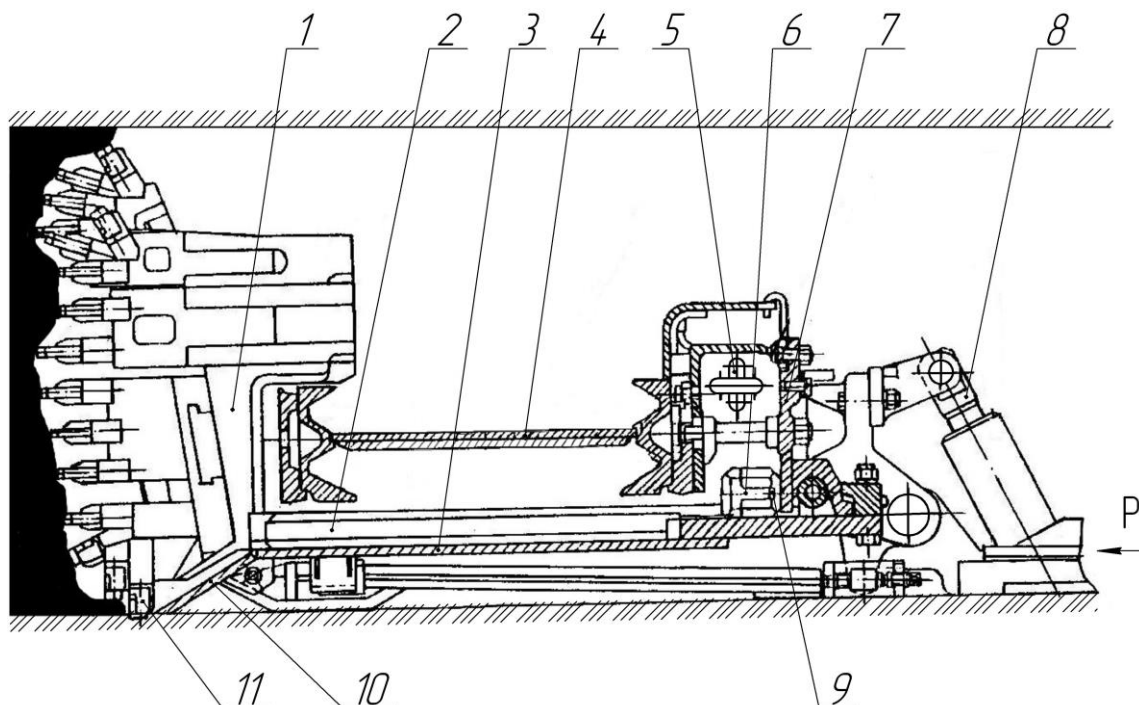


Рис. 2.14. Разрез по корпусу исполнительного органа струговой установки ЗСКП комбинированного типа:

- 1 – корпус; 2 – подконвейерная плита; 3 – опорная плита; 4 – рештачный став; 5 – тяговая цепь; 6 – прицепное устройство; 7 – кожух;
 8 – гидродомкрат системы управления положением в вертикальной плоскости; 9 – съёмная опора; 10 – угольник опорной плиты;
 11 – резец нижний

За счёт наличия подконвейерной плиты 2 исполнительный орган обладает хорошей устойчивостью, что позволяет увеличить высоту исполнительного органа без применения дополнительных опорных устройств. Перемещение исполнительного органа по опорной плите 3 снижает потери тягового усилия на трение и позволяет разрушать прочный уголь с сопротивляемостью резанию до 300 кН/м в стабильной зоне пласта. Расположение тяговой цепи исполнительного органа с завальной стороны рештачного става, обеспечивает безопасность, удобство и простоту выполнения работ при техническом обслуживании и ремонте цепи.

Управление положением струговой установки комбинированного типа в вертикальной плоскости производится за счёт регулировки вылета нижних резцов 11 относительно почвы и с помощью гидроцилиндров 8.

Подконвейерная плита 2 исполнительного органа перемещается не по почве, а по опорной плите 3. Это приводит к образованию «земника» или строганию почвы пласта.

Кроме этого, конструкция струговой установки комбинированного типа более металлоёмка по сравнению с другими типами струговых установок.

Контрольные вопросы

1. Для чего нужна опорная плита в струговых установках комбинированного типа?
2. В чем основные недостатки струговой установки комбинированного типа?

2.4. Динамические исполнительные органы

Во второй половине XX века в СССР и других странах были проведены научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по созданию струговых установок с динамическим исполнительным органом, обеспечивающим активное воздействие на угольный пласт для повышения эффективности его разрушения.

В ШахтНИУИ был спроектирован и изготовлен динамический исполнительный орган ВИА-4, который прошёл стендовые и шахтные испытания.

Исполнительный орган ВИА-4 вибрационно-ударного действия. Движущаяся с постоянной скоростью тяговая цепь приводит во вращение звёздочку на исполнительном органе. От приводной звёздочки исполнительного органа приводится во вращение механизм, который состоит из редуктора исполнительного органа и двух пар дебалансов. При движении исполнительного органа резцы, закреплённые на резцедержателях, разрушают угольный пласт с дополнительным ударным воздействием на забой. При помощи комплекта сменных зубчатых колёс в редукторе и дебалансов различной

массы обеспечиваются различные режимы работы исполнительного органа.

Испытания показали невозможность устранения принципиальных недостатков: проскальзывания тяговой цепи на приводной звёздочке и неуправляемости исполнительного органа в вертикальной плоскости.

Были спроектированы, изготовлены и испытаны динамические исполнительные органы УСА (Луганский филиал Донгипроуглемаша), СДС (Карагандинский политехнический институт), ДБС, ВУС и СА 1 (ИГД им. А.А. Скочинского), АН-5 (Германия) и два в Англии. Все динамические исполнительные органы имели одинаковые недостатки.

Контрольные вопросы

1. Почему динамические исполнительные органы не получили широкого распространения в угольной промышленности ?

2. В чем заключаются основные недостатки динамических стругов?

2.5. Конвейеры струговых установок, натяжные устройства

Конвейеры струговых установок отличаются от других типов конвейеров конструкцией навесного оборудования, которое совместно с рештаком образует линейную секцию конвейера.

В струговых установках отрывного типа в кожухе 1, закрепленном на завальной стороне (рис. 2.15). Каждой линейной секции конвейера, расположены тяговой цепи 2 исполнительного органа.

Кожух струговой установки 2СО3023 (рис. 2.15, а) представляет собой сварную конструкцию, крепящуюся двумя рядами болтов М243 к приваренному к боковине рештака борту. Нижняя и верхняя ветви струговой цепи 2 (рис. 2.15, а) разделяются распоркой 4.

Аналогичным образом выполнена конструкция кожуха исполнительного органа «Райсхакенхобель» (рис. 2.15, б). Каналы кожуха рассчитаны на тяговые цепи калибром до 30 мм.

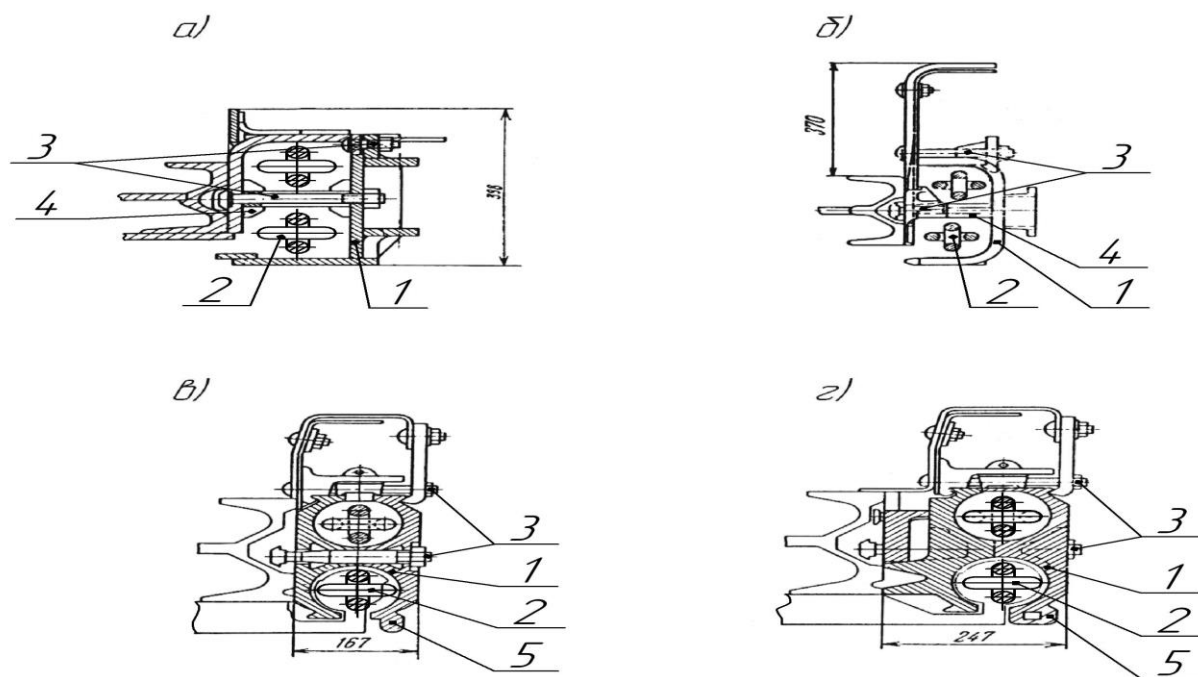


Рис. 2.15. Направляющие исполнительного органа отрывного действия:

1 – кожух; 2 – цепь исполнительного органа.; 3 – болт;
4 – распорка; 5 – прилив

Кожухи исполнительного органа отрывного действия фирмы «Клекнер-Бекорит» (Германия) представлены на рисунках 2.15, в; 2.15, г.

Отличительной особенностью кожухов являются двухбалочные цилиндрические литые каналы тяговых цепей. Нижняя кромка кожуха может быть снабжена приливом 5 (рис. 2.15, в; 2.17, г).

В кожухах фирмы «Клекнер-Бекорит» размещаются цепи калибра 34 мм.

В струговой установке скользящего типа (рис. 2.16) на забойных боковинах рештаков установлены наклонные направляющие (рис. 2.16). Они состоят из закрепленного на боковине рештака угольника 1 и съемной наклонной плиты 2, устанавливаемой на кронштейнах 4.

Исполнительный орган охватывает верхнюю 5 и нижнюю 6 опоры направляющих, которые могут быть круглыми или плоскими.

Форма опоры определяет способ закрепления наклонной плиты на угольнике. При круглой опоре соединение

осуществляется специальными замками, при плоской – посредством болтов. Нижняя часть плиты соединяется с кронштейном шарнирно, что позволяет, не снимая, откидывать наклонную плиту на забой для ремонта исполнительного органа или тяговой цепи.

Установки 2СН2623 (рис. 2.16, а) и Гляйтхобель 7-26 (Германия) (рис. 2.16, б) для цепей калибра до 26 мм имеют верхнюю направляющую опору 5 круглой формы.

Для тяговых цепей калибра 30 мм и более применяют направляющие с плоской верхней опорой 5, как, например, в струговой установке 2СН3413 (рис. 2.18, в), или Гляйтхобель 9-30 (рис. 2.16, г) (Германия). При применении таких направляющих возможно крепление тяговой цепи как к концам корпуса исполнительного органа, так и к его середине.

Разработаны конструкции направляющих для тяговой цепи исполнительного органа калибром 38 мм (рис. 2.16, д).

К конвейерам струговых установок предъявляются следующие требования:

- конструкция конвейера должна обеспечивать перемещение вдоль него исполнительного органа струговой установки;

- минутная производительность конвейера должна быть на 20% выше максимальной минутной производительности исполнительного органа;

- на завальной стороне линейных секций конвейера должны быть каналы для размещения гидро - и электромагистралей;

- линейные секции должны оснащаться системами управления положением струговой установки в вертикальной плоскости и системами агрегатирования с секциями механизированной крепи;

- рештак конвейера должен иметь достаточную поперечную жесткость для передачи усилий подачи, подтягивания секций, работы рычажной системы управления струговой установкой в вертикальной плоскости;

- линейные секции конвейера и замковые соединения должны быть высокопрочными, износостойкими;

- конвейер должен оснащаться системой предварительного натяжения цепи.

Производительность конвейера определяется сечением грузопотока угля, перемещаемого по лаве, скоростью тягового органа и мощностью привода.

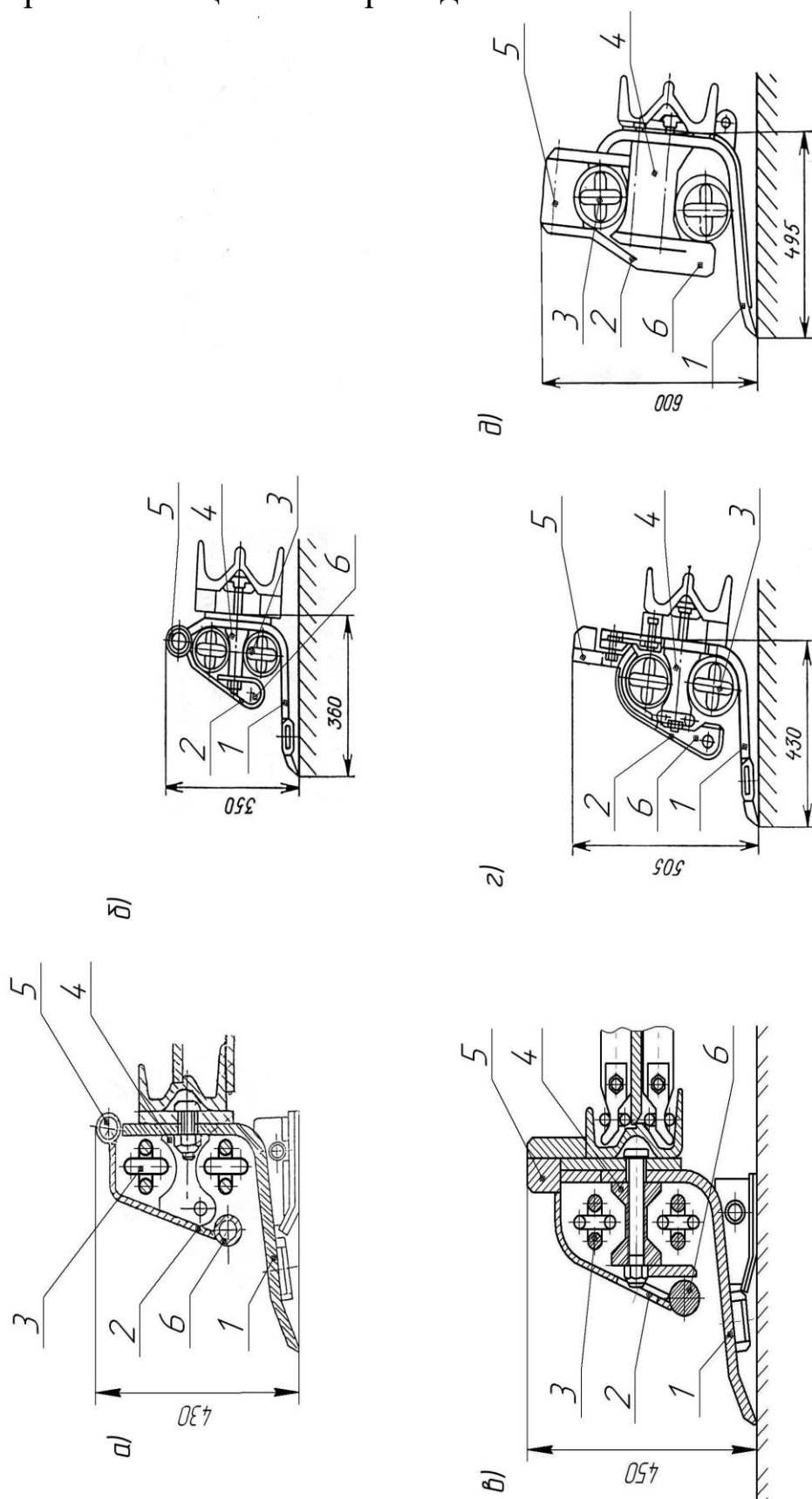


Рис. 2.16. Наклонные направляющие исполнительного органа скользящего типа:
 1 – угольник; 2 – плита; 3 – цепь; 4 – распорка; 5, 6 – опора

Для увеличения сечения грузопотока применяются решетки с высокими боковинами с завальной стороны. Увеличение ширины решетки допустимо лишь в определенных пределах, т. к. это увеличивает ширину призабойного пространства.

Для повышения поперечной жесткости конвейера используются решетки с нижним днищем. Эксплуатация таких решеток в составе струговых установок отрывного и скользящего типов выявила их преимущества: а) снижение потерь на трение, б) более равномерное движение цепи за счет исключения подштыбовки холостой ветви цепи, в) снижении интенсивности износа нижних полок решетчатых боковин.

В решетках с нижним днищем доступ к нижней ветви конвейерной цепи для ремонта осуществляется через специальные люки в днище решетки.

Прочность и износостойкость линейных секций являются основными факторами, определяющими показатели надежности конвейеров.

Повышение этих показателей достигается применением в решетках высоколегированных сталей, увеличением толщины основного днища, армированием твердым сплавом днищ и боковин, термообработкой боковин и др.

Учитывая специфику работы стругового конвейера, повышенные требования предъявляются к замковым соединениям линейных секций. Замок должен обеспечивать подвижное соединение секций в пределах 23° в горизонтальной и 45° в вертикальной плоскостях. В то же время замковое соединение должно выдерживать высокие нагрузки, возникающие при передвижке секций механизированной крепи, смещении установки по падению пласта, искривлении решетчатого става.

Соединение решеток осуществляется специальными болтами, фасонными стержнями, штампованными звеньями и др.

Важнейшим элементом конвейера является тяговая цепь, состоящая из двух ветвей, скребков и соединительных звеньев.

Ветви тяговой цепи могут быть разнесены и размещаться под полками боковин решеток. Такое размещение накладывает ограничение по применяемому калибру цепи, а также не обеспечивает равномерное натяжение ветвей.

Более эффективно размещение сдвоенных цепей в середине днища решетки с расстоянием между ветвями в пределах 100150 мм. В этом случае калибр применяемой цепи не ограничен, натяжение в ветвях распределяется более равномерно.

Скребки могут быть выполнены из специального проката литыми или штамповаными. Отдавать предпочтение следует последним, как более прочным.

Существенное влияние на надежность работы тяговой цепи конвейера оказывает её предварительное натяжение. Слишком сильное натяжение цепей ведет к увеличению износа цепи и приводных звезд, повышению нагрузки на привод. Слабо натянутая цепь изнашивается более интенсивно.

При натяжении цепи электродвигателем привода с помощью встроенного стопорного устройства натяжение не контролируется и не ограничивается. При этом редуктор и цепь испытывают значительные динамические нагрузки.

Натяжение цепи посредством встроенных или устанавливаемых гидроцилиндров для двухприводных конвейеров непригодно.

Низкодинамическая система натяжения, обеспечивающая возможность регулировки и контроля усилия в цепи с надежным стопорением натянутой цепи наиболее эффективна. Она обеспечивает высокую безопасность обслуживающего персонала, возможность подбора необходимого усилия натяжения цепи для конкретных условий.

В отечественных струговых установках применяется система натяжения за счет вращения одной из приводных звезд регулируемым гидромотором через основной и специальный редуктор с малой скоростью (рис.2.17). Питание гидромотора осуществляется от насосной станции, входящей в гидрооборудование струговой установки или механизированного комплекса.

На основном редукторе 1 привода устанавливается дополнительный редуктор 2, выходное колесо 12 которого взаимодействует с зубчатым венцом 10, установленным в проставке 11 на муфте, соединяющей электродвигатель 9 с редуктором.

Выходное колесо 12 дополнительного редуктора 2 посредством кривошипного механизма выводится из зацепления с зубчатым венцом 10 после завершения процесса натяжения цепей.

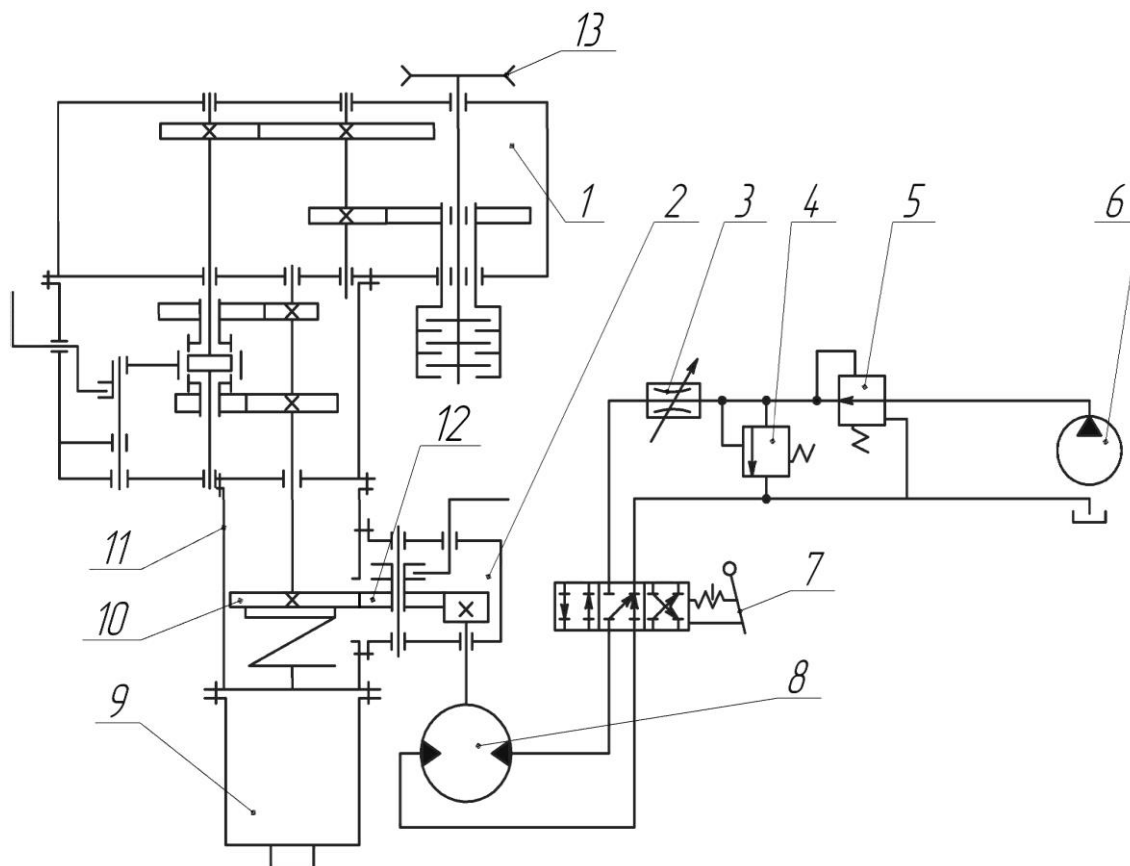


Рис. 2.17. Гидрокинематическая схема низкодинамического натяжного устройства:

- 1 – основной редуктор; 2 – дополнительный редуктор; 3 – регулируемый дроссель; 4 – предохранительный клапан; 5 – редукционный клапан; 6 – насосная станция; 7 – гидрораспределитель; 8 – регулируемый реверсивный гидромотор; 9 – электродвигатель привода; 10 – зубчатый венец; 11 – проставка; 12 – выходное колесо; 13 - звездочка

Вращение приводной звездочки 13 через основной 1 и дополнительный редукторы осуществляется регулируемым реверсивным гидромотором 8. Рабочая жидкость – водная эмульсия. Гидромотор работает от насосной станции 6. При этом, за счет редуцирования скорость цепи при натяжении изменяется в пределах 0,10,2 м/с. Для регулирования необходимой скорости в магистраль питания гидромотора введён регулируемый дроссель 3. Требуемое усилие натяжения обеспечивается редукционным клапаном 5, снижающим давление рабочей жидкости на входе в гидромотор. Включение, выключение и

реверсирование гидромотора осуществляется гидрораспределителем 7. Для защиты гидромотора и трансмиссии от избыточного давления в схеме предусмотрен предохранительный клапан 4.

В приводе конвейера (рис.2.18) струговой установки 2СН3413 была использована система натяжения цепи ТНЦ, разработанная заводом «Свет шахтера» (Украина).

Тормоз натяжения цепи 6 устанавливается на проставке 7 между электродвигателем 5 и редуктором 8 на головном приводе.

Принцип работы тормоза натяжения цепи заключается в следующем: при вращении маховика 3 тормозными колодками 2 зажимается тормозной диск 1, установленный на муфте, соединяющей входной вал 9 редуктора 8 с валом 10 электродвигателя 5. Создается тормозной момент для обеспечения необходимого усилия натяжения цепи.

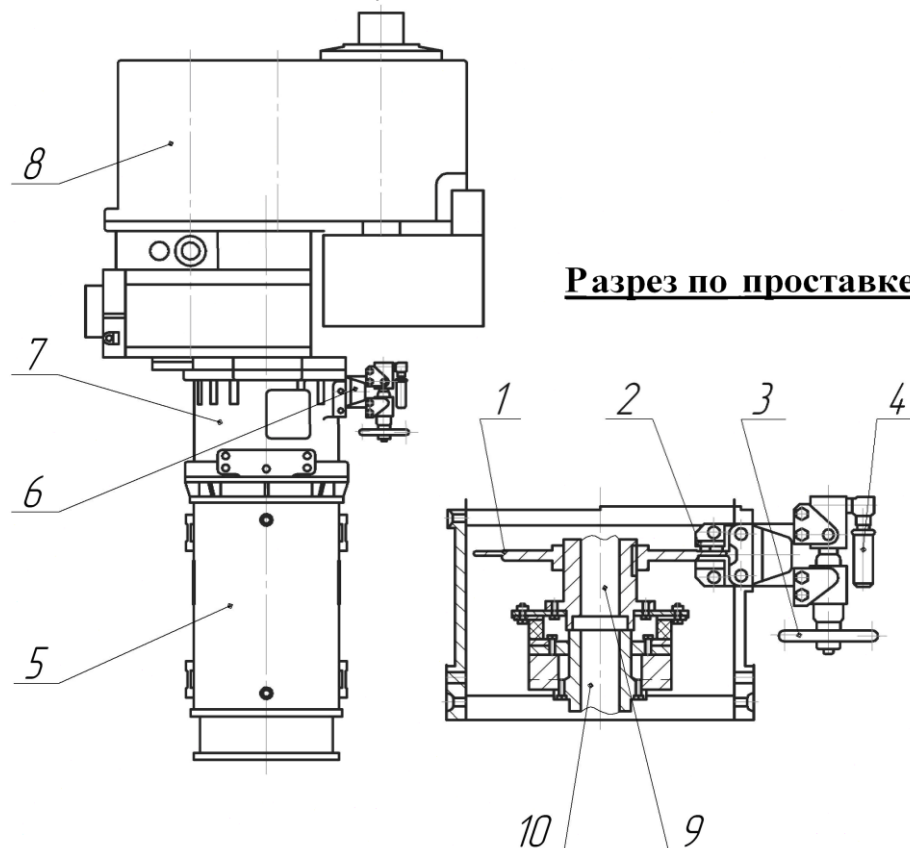


Рис. 2.18. Привод с системой натяжения цепи ТНЦ:

1 – тормозной диск; 2 – тормозная колодка; 3 – маховик; 4 – гидродатчик;
5 – электродвигатель; 6- тормоз натяжения цепи; 7- проставка; 8- редуктор;
9 – вал редуктора; 10 – вал электродвигателя

Для удобства работы предусмотрен гидродатчик 4 с шкалой, на которой указаны максимальное и минимальное усилия натяжения.

В конвейерах струговых установок Германии применяются натяжные устройства с гидравлической схемой, представленной на рисунке 2.19.

Необходимое усилие натяжения задается давлением рабочей жидкости на входе в гидромотор с помощью редуционного клапана 2. Давление контролируется манометром 3. После окончания работ по натяжению система отсоединяется от напорной магистрали краном 1.

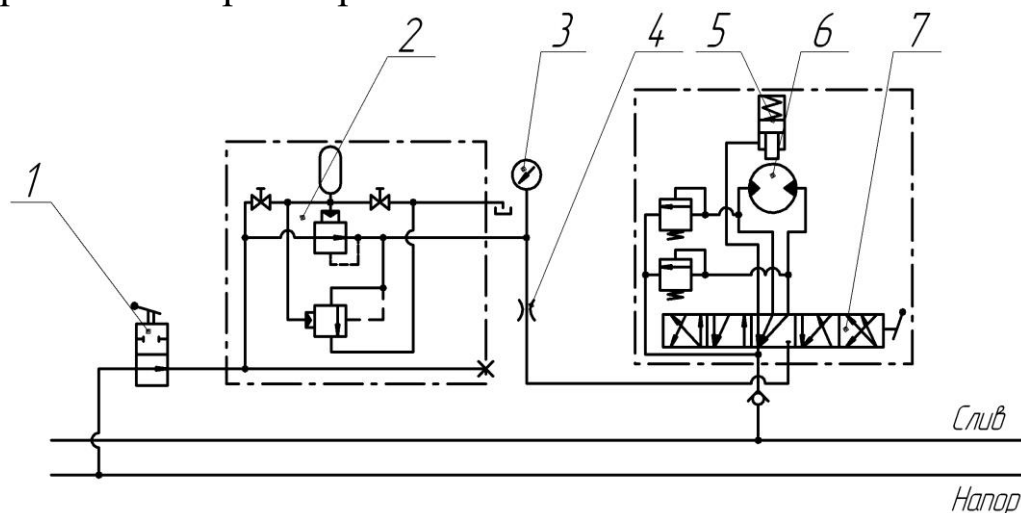


Рис. 2.19. Гидравлическая схема натяжного устройства струговой установки ГН 9–34-4.5:

1 – кран отсечной; 2 – редуционный клапан; 3 – манометр;
4 – дроссель; 5 – тормоз; 6 – гидромотор; 7 – гидрораспределитель

Отличительной особенностью устройства является применение радиально-поршневого гидромотора 6 со встроенным пластинчатым тормозом с пружиной 5.

Представленные системы обеспечивают эффективное предварительное натяжение цепей различного калибра.

Контрольные вопросы

1. Какие основные требования к конвейерам струговых установок?
2. Чем конвейеры струговых установок отличаются от других скребковых конвейеров?
3. Как осуществляется натяжение цепей струговых конвейеров?

2.6. Системы подачи и управления положением струговых установок в вертикальной плоскости

Правильно выбранные параметры системы подачи струговой установки, главными из которых являются шаг расстановки гидродомкратов и давление в низконапорной гидромагистральной, обеспечивают эффективную работу.

В современных комплексах применяется свободная и дозированная гидравлическая система подачи струговых установок.

При свободной системе подачи исполнительный орган прижимается к забою низким давлением рабочей жидкости гидродомкратов секций крепи. При проходе исполнительного органа конвейер может свободно отжиматься за счет складывания указанных гидродомкратов.

Недостатком свободной системы подачи является непостоянная толщина стружки, что затрудняет агрегатирование струговой установки с механизированной крепью и поддержание прямолинейности забоя.

Преимущество данной системы подачи в том, что при наличии твердых включений пласта исполнительный орган не клинится в забое, а отжимается от него за счет складывания гидродомкратов секций крепи.

При дозированной подаче конвейер передвигается высоким давлением рабочей жидкости на толщины стружки и не отжимается от забоя. Толщина стружки выбирается в зависимости от сопротивляемости угля резанию, мощности двигателей приводов струговой установки, натяжения цепи исполнительного органа, грузочной мощности конвейера, скорости движения исполнительного органа.

Дозированная подача осуществляется при помощи герконового стержня, представляющего собой бесшовную трубку, внутри которой встроен ряд магнитоуправляемых герметизированных контактов (герконов) и резисторов. Герконовый стержень располагается внутри магнитного кольца, установленного в штоке гидродомкрата секции крепи.

При раздвижке гидродомкрата герконовый стержень фиксирует положение поршня в зависимости от заданной толщины снимаемой стружки.

Во время работы струговой установки может происходить потеря устойчивости исполнительного органа в вертикальной плоскости. Это приводит к образованию «земника» или строганию почвы пласта.

Система управления струговой установкой в вертикальной плоскости должна обеспечить положение струговой установки на контакте «почва-угольный пласт», а при необходимости – сход исполнительного органа с «земника» или вывод его из почвы пласта.

Принцип работы систем управления положением струговых установок отрывного типа заключается в изменении по высоте точки приложения усилий от гидродомкратов системы подачи.

В струговой установке скользящего типа 2СН2623 в бортах конвейера установлены гидродомкраты, которые обеспечивают регулирование положения завальной части конвейера по высоте. При этом конвейер струговой установки должен подаваться на забой гидродомкраты системы подачи таким образом, чтобы кромка угольника наклонной направляющей прилежала к забою, так как в противном случае не будет обеспечена равномерность толщины снимаемой стружки.

В струговой установке скользящего типа 2СН3413 применяется консольно-рычажная система управления (рис. 2.20).

Управление осуществляется гидродомкратом 1, цилиндр которого закреплен в сферической опоре толкателя 2 крепи, а шток в борту линейной секции 3 конвейера. При раздвижке гидродомкрат 1 поднимает завальную часть конвейера, обеспечивая сход установки с «земника», а при складывании – поднимает носок угольника направляющей исполнительного органа обеспечивая выход установки из почвы.

В нейтральном положении система управления обеспечивает поперечную устойчивость конвейера и исполнительного органа струговой установки.

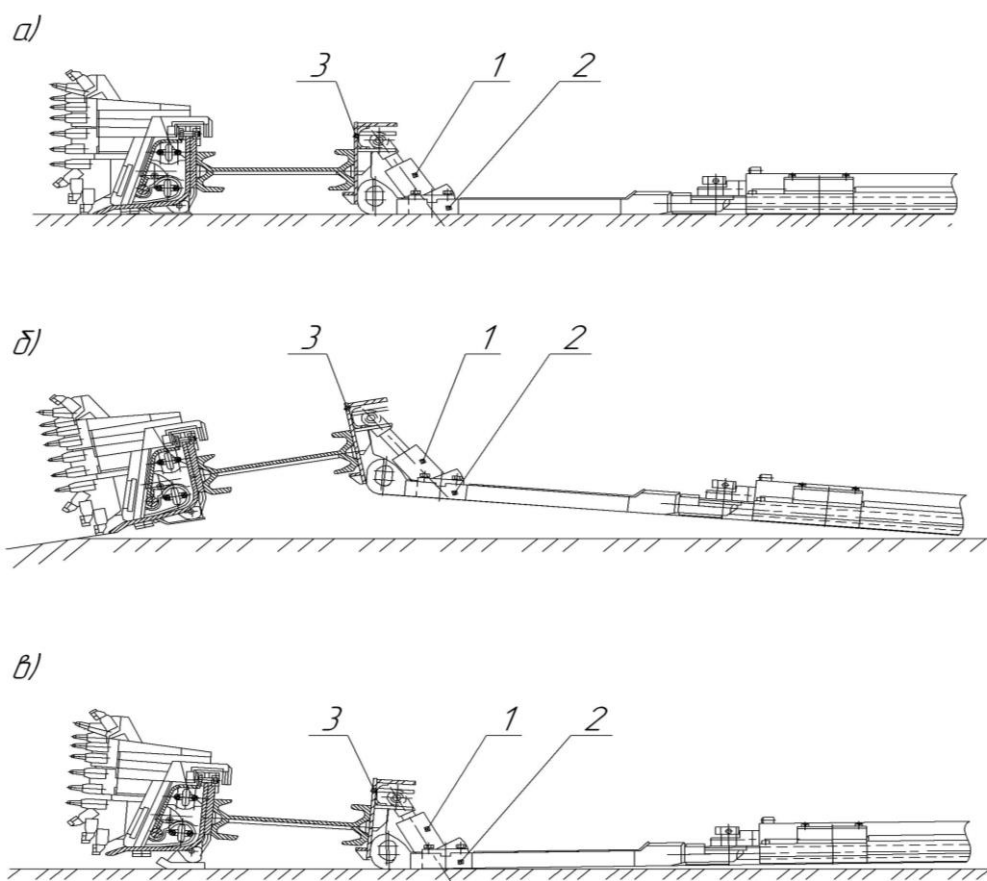


Рис. 2.20. Консольно-рычажная система управления:

а – нейтральное положение; б – сход с «земника»; в – выход из почвы;
 1 – гидроцилиндр; 2 – толкатель; 3 – линейная секция

В современных струговых комплексах система агрегатирования с упругими штангами выполняет функции: 1) передвижки секций крепи, 2) подачи конвейера на забой, 3) управления положением струговой установки в плоскости пласта, 4) обеспечения продольных перемещений линейных секций конвейера относительно секций крепи в пределах упругих деформаций штанг. При этом передвижка секций крепи и управление положением струговой установки осуществляется высоким давлением рабочей жидкости, подача конвейера на забой – низким давлением рабочей жидкости.

Консольно-рычажная система управления применяется также в струговых установках отрывного типа, где гидродомкрат управления закреплен в опоре толкателя с возможностью переустановки. При этом гидродомкрат управления запитан низким давлением рабочей жидкости и при работе струговой установки находится постоянно под давлением.

Контрольные вопросы

1. Какие системы подачи струговой установки на забой применяются в современных комплексах? В чем их различие?
2. Каковы достоинства и недостатки свободной и дозированной систем подачи?
3. Как осуществляется управление положением струговых установок отрывного и скользящего типов в вертикальной плоскости?

2.7. Приводы струговых установок и системы защиты приводов

2.7.1. Общие положения

Струговые установки, как правило, оснащаются двумя приводами исполнительного органа и двумя приводами конвейера, расположенными на их концевых частях. Приводы исполнительного органа служат для перемещения исполнительного органа вдоль забоя, а приводы конвейера – для транспортирования горной массы по конвейеру.

Один привод исполнительного органа и один привод конвейера, установленные на раме конвейера, образуют приводную станцию.

Приводная станция, в направлении которой производится транспортирование угля из забоя, называется головной, противоположная – концевой. Соответственно привод исполнительного органа у разгрузочной головки конвейера называется головным, а противоположный – концевой.

При выемке выбросоопасных пластов или при работе в лавах длиной до 150 м, возможно применение струговых установок с одной приводной станцией – головной. В этом случае вместо отсутствующего привода исполнительного органа устанавливается обводная головка, а вместо отсутствующего привода конвейера – специальная опора.

На рисунке 2.21 схематично представлены варианты сборок струговых установок в зависимости от количества приводных станций.

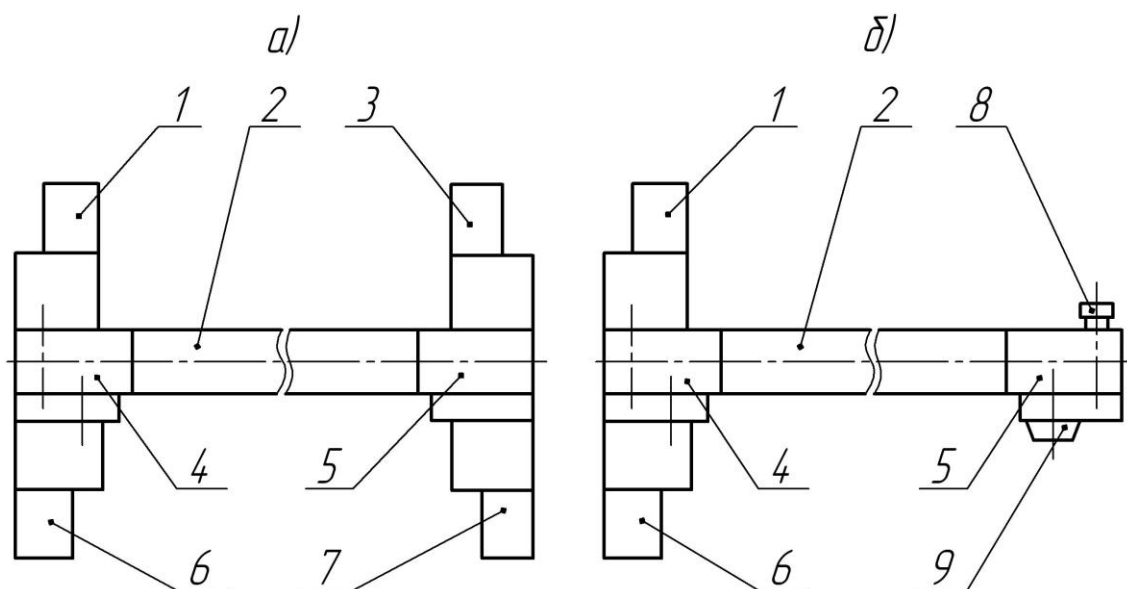


Рис. 2.21. Варианты сборок струговых установок:

а) с двумя приводными станциями; б) с одной приводной станцией:

- 1, 3 – приводы конвейера; 2 – средняя часть конвейера; 4, 5 – рамы конвейера; 6, 7 – приводы исполнительного органа; 8 – опора; 9 – обводная головка

Приводы струговых установок должны обеспечивать:

- расчетные силовые (мощность, крутящий момент) и скоростные характеристики, повторно-кратковременный режим работы с частыми пусками, не менее, чем 120 включений в час для привода исполнительного органа и 30 включений в час для привода конвейера, при этом коэффициент инерции должен быть не более 2,5 для каждого приводного электродвигателя (режим S4 по ГОСТ 183-74);
- высокие показатели безопасности, надежности и ремонтпригодности;
- рациональные энергетические и механические характеристики, высокий коэффициент полезного действия;
- высокие кратности пускового $M_{п}$ и максимального M_{max} моментов по отношению к номинальному $M_{ном}$ ($M_{п}/M_{ном} \geq 2$; $M_{max}/M_{ном} \geq 2$ – для привода конвейера и $M_{max}/M_{ном} \geq 2,5$ – для привода исполнительного органа);
- возможность осуществлять выбор различных скоростных режимов работы струговой установки (опережающий или отстающий) в конкретных условиях эксплуатации;
- возможность равномерной загрузки головного и концевого приводов;

- охлаждение редукторов и приводных электродвигателей;
- температурную защиту обмоток электродвигателей от перегрева;
- снижение динамических нагрузок, защиту элементов и узлов приводов от поломок, а тяговых цепей от разрыва при недопустимых перегрузках;
- минимально возможные габариты, особенно, по высоте;
- расположение как в лаве, так и в прилегающих к ней горных выработках.

В струговых установках применяется электрический привод, состоящий из рудничного взрывозащищенного одно – или двухскоростного асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором, соединительной и предохранительной муфт и цилиндрического или коническо - цилиндрического редуктора. Приводы, как правило, имеют приспособления для натяжения цепей и могут оснащаться коробками скоростей с механизмами ручного переключения. Коробки скоростей обычно входят в состав редукторов. В привод исполнительного органа может входить звёздочка, промежуточная рама и кронштейн с цепесъемником. Промежуточная рама служит для размещения звёздочки исполнительного органа, а также для крепления привода исполнительного органа к раме конвейера. Кронштейн с цепесъёмником устанавливается на промежуточной раме и обеспечивает плавный сход цепи со звёздочки.

Единичная мощность односкоростных приводных электродвигателей составляет 110, 160, 200, 250, 315 или 400 кВт, а синхронная частота вращения – 1500 об/мин. Единичная мощность двухскоростных электродвигателей – 55/160, 65/200, 85/250, 105/315 или 135/400 кВт, синхронная частота вращения- 500/1500 об/мин.

Напряжения питания электродвигателей – 660 и 1140 В.

Двигатели, как правило, имеют водяное охлаждение, а также встроенную температурную защиту обмоток от перегрева. В приводах конвейеров мощностью 110 кВт допускается применение электродвигателей с воздушным охлаждением.

Редукторы предназначены для увеличения крутящих моментов электродвигателей и получения необходимых скоростей движения исполнительного органа или скребковой

цепи конвейера в зависимости от передаточного числа и делительного диаметра приводной звёздочки.

Редукторы приводов мощностью 160 кВт и выше должны оснащаться системами водяного охлаждения.

Соединительные муфты осуществляют передачу крутящего момента от электродвигателя к редуктору. В зависимости от конструкции привода, эту роль выполняют гидромуфты, упругие или зубчатые муфты.

2.7.2. Системы защиты приводов

Для защиты приводов от поломок при недопустимых перегрузках применяются гидромуфты, упругие муфты, предохранительные муфты со срезным элементом и многодисковые фрикционные муфты.

Гидромуфты помимо защитных функций обеспечивают плавный запуск односкоростных электродвигателей и рациональное распределение нагрузок между приводами при многоприводной системе.

Упругие муфты также снижают влияние экстренных нагрузок, возникающих при работе струговых установок.

Предохранительная муфта со срезным элементом приведена на рис. 2.22. Она устанавливается на выходном валу редуктора, состоящего из двух частей: полого вала 3 и вала звёздочки 4, который непосредственно соединяется с приводной звёздочкой исполнительного органа или конвейера. Полый вал является ведущим, а вал звёздочки – ведомым.

Муфта состоит из следующих основных частей: диска 1, фланца 2, срезного элемента 7 и деталей для её крепления на валу. Срезной элемент установлен в совмещённые отверстия в диске и фланце муфты и рассчитан на определённое усилие среза в зависимости от разрывного усилия тягового органа.

Муфта работает следующим образом. Вращающий момент от полого вала 3 к валу звёздочки 4 передаётся через фланец 2, срезной элемент 7 и диск 1.

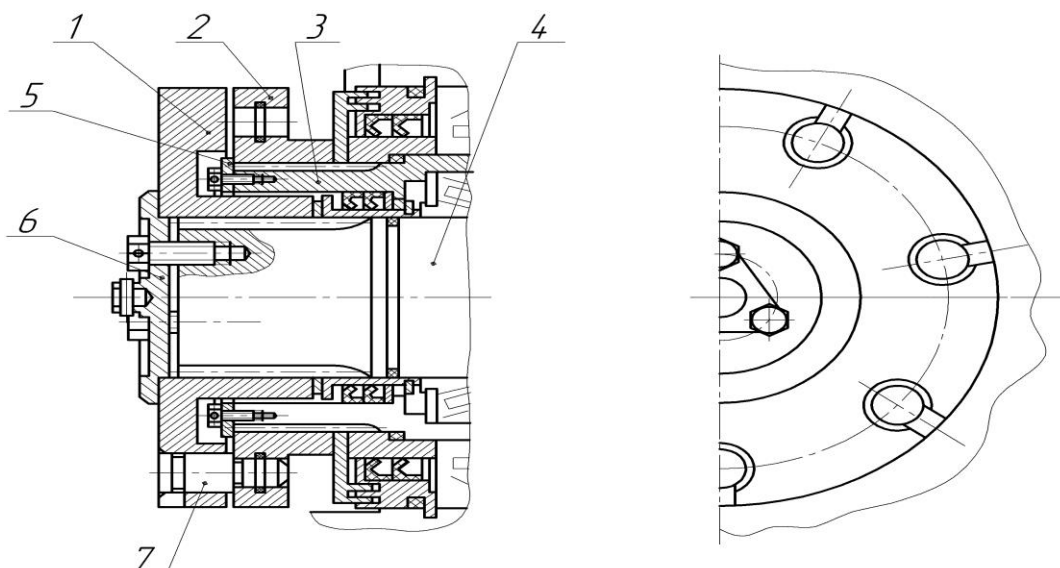


Рис. 2.22. Предохранительная муфта со срезным элементом:
 1 – диск; 2 – фланец; 3 – полый вал; 4 – вал звёздочки; 5 – кольцо;
 6 – шайба; 7 – срезной элемент

При возникновении на выходном валу редуктора момента, превышающего предельно допустимый для данного привода, элемент срезается, и передача вращающего момента на вал звёздочки прекращается.

Из-за простоты и надёжности конструкции муфты со срезным элементом широко применялись в приводах струговых установок. Однако они обладают существенным недостатком: при срезе элементов возникают большие динамические нагрузки в приводе, а замена элемента приводит к потерям рабочего времени.

По этим причинам для замены муфт со срезным элементом была разработана муфта предельного момента МПМ2 фрикционного типа, представленная на рис.2.23.

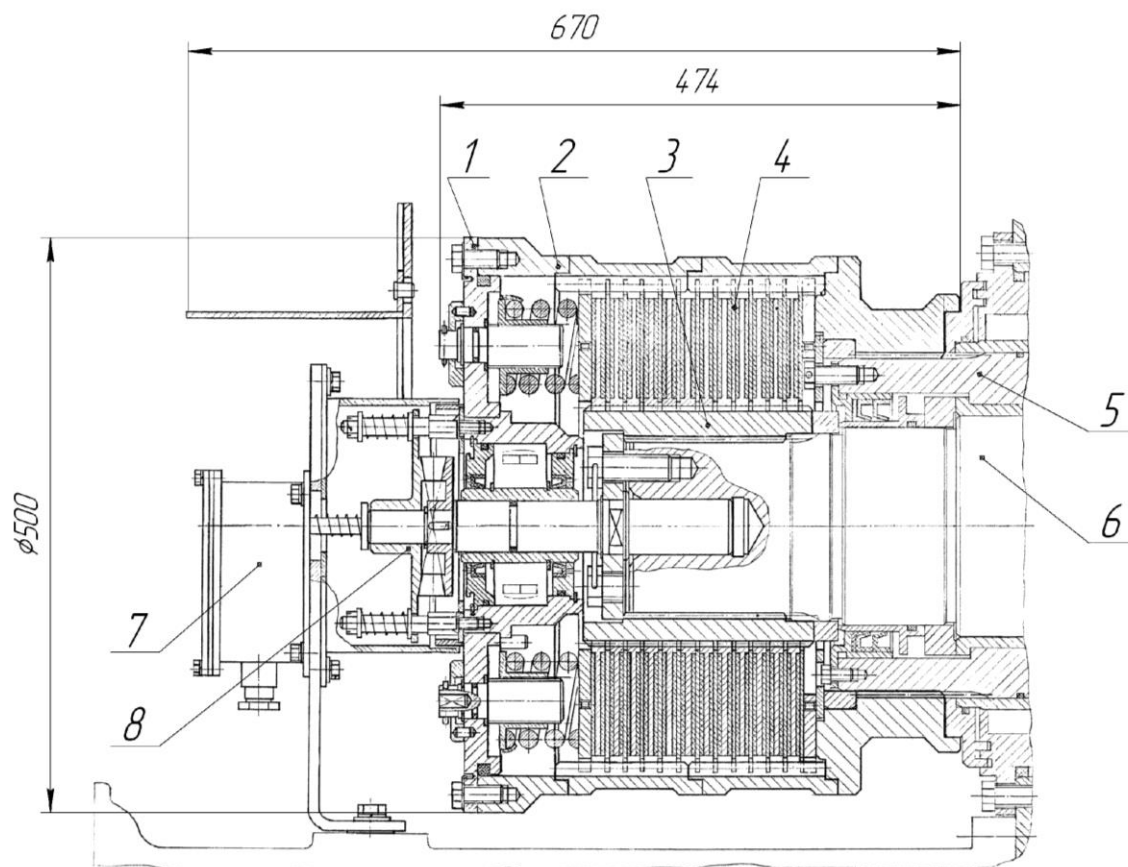


Рис. 2.23. Муфта предельного момента МПМ2:

1 – блок пружин; 2 – корпус; 3 – втулка; 4 – пакет дисков; 5 – полый вал;
6 – вал звёздочки; 7 – устройство отключения; 8 – кулачковая муфта

Муфта состоит из следующих основных частей: блока пружин 1, корпуса 2, втулки 3, пакета дисков 4, устройства отключения 7, кулачковой муфты 8 и крепёжных деталей. Корпус 2 устанавливается на полой валу 5, а втулка 3 – на валу звёздочки 6.

Пакет дисков 4 состоит из стальных дисков, имеющих с обеих сторон фрикционные накладки из специального материала, и стальных дисков без накладок. Оба типа дисков расположены в пакете с чередованием, образуя пары трения. Причём диски с фрикционными накладками имеют сцепление с втулкой 3, а диски без накладок с корпусом 2.

Принцип работы муфты заключается в следующем.

Передача момента от полого вала 5 к валу звёздочки 6 происходит за счёт сил трения, возникающих при сжатии пакета дисков 4 с помощью блока пружин 1.

Величина момента зависит от усилия сжатия, создаваемого винтовыми пружинами. Сжатие пружин производится с

помощью динамометрического ключа, входящего в комплект поставки струговой установки, путём вращения специальных винтов, расположенных на торцевой поверхности блока пружин. Зависимость между моментом затяжки винтов и предельным моментом, передаваемым муфтой, устанавливается на заводе-изготовителе муфт или приводов.

При превышении в процессе работы величины предельного момента, на который настроена муфта, пары трения в пакете дисков начинают проскальзывать. Во время проскальзывания происходит снижение пиковых нагрузок на элементы привода.

Контролируемый угол проворота пар трения задаётся конструкцией кулачковой муфты 8 и составляет от 20 до 120°. При достижении его значения кулачковая муфта расцепляется и перемещает магнит в устройстве отключения 7, что приводит к переключению магнитоуправляемых герметизированных контактов (герконов), расположенных в этом же устройстве, и затем к отключению приводных электродвигателей.

При остановке полого вала под воздействием пружин кулачковая муфта вновь сцепляется, а магнит в устройстве отключения занимает первоначальное положение. Через 2-6 с после отключения двигателей автоматически происходит восстановление готовности электрической схемы струговой установки к последующему пуску.

2.7.3. Приводы некоторых струговых установок

Приводы струговой установки 2СН2623.

Приводы исполнительного органа расположены с забойной стороны конвейера, а приводы конвейера – с завальной.

Головная и концевая приводные станции имеют одинаковую конструкцию и представляют собой зеркальные отображения друг друга.

Одна из приводных станций показана на рисунке 2.24.

Приводы исполнительного органа и конвейера максимально унифицированы.

Каждый привод состоит из односкоростного электродвигателя, проставки, стопорного устройства для натяжения цепей и цилиндрического четырёхступенчатого редуктора с коробкой скоростей.

В качестве приводного электродвигателя применяется специальный струговой односкоростной асинхронный

электродвигатель с короткозамкнутым ротором и водяным охлаждением ЭКВ4УС2У5 мощностью 110 кВт. В приводе конвейера может также использоваться электродвигатель с воздушным охлаждением мощностью 110 кВт. Напряжение питания электродвигателей – 660 В.

В каждом приводе устанавливается один электродвигатель.

Соединение валов электродвигателя и редуктора выполняется в корпусе коробки скоростей с помощью зубчатой муфты. Коробка скоростей позволяет получать две различные скорости вращения выходного вала с помощью механизма ручного переключения.

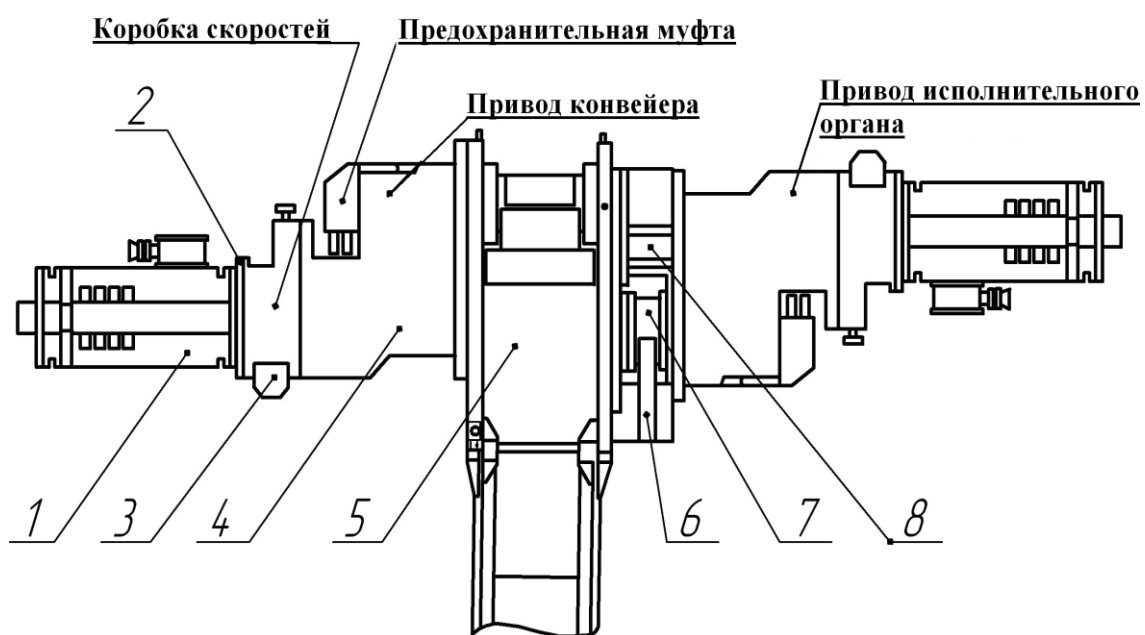


Рис. 2.24. Приводная станция струговой установки 2СН2623:

- 1 – электродвигатель; 2 – проставка; 3 – стопорное устройство;
 4 – редуктор; 5 – рама конвейера; 6 – кронштейн с цепесьёмником;
 7 – звёздочка; 8 – промежуточная рама

Защита приводов от поломок осуществляется предохранительными муфтами со срезными пальцами.

Стопорное устройство, показанное на рисунке 2.25, применяется при натяжении струговой и конвейерной цепи и предназначено для её удержания от перемещения в сторону обратную натяжению при соединении цепи в случае разрыва или при проведении работ по изменению длины цепи, при изменении длины лавы. Стопорное устройство должно применяться только одновременно со стопорением цепи при помощи скобы или стопорной колодки, поставляемых со струговой установкой.

Стопорное устройство, (рис. 2.16), состоит из стопорного механизма 4, на конце валика А которого шплинтом закреплён магнитный блок 1 с магнитом 2 и электроблока 3, который крепится к корпусу стопорного механизма четырьмя болтами.

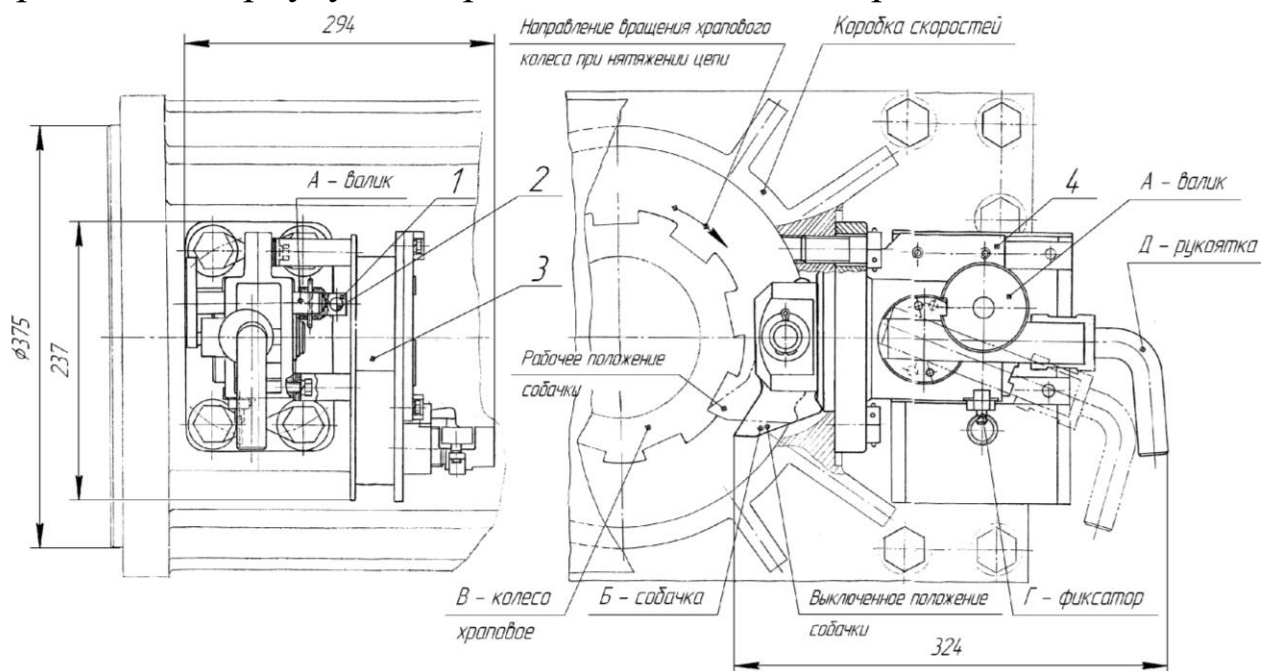


Рис. 2.25. Стопорное устройство:

1 – магнитный блок; 2 – магнит; 3 – электроблок; 4 – стопорный механизм

Стопорный механизм 4 устанавливается в расточке корпуса коробки скоростей редуктора и закрепляется болтами.

Электроблок 3 предназначен для переключения электрических цепей управления электродвигателями приводов исполнительного органа или конвейера с целью обеспечения безопасности и правильности проведения операций по натяжению цепей. Внутри корпуса электроблока, выполненного из антимагнитной стали, размещён контактный блок с герконами. Переключение герконов производится с помощью магнита 2, установленного в магнитном блоке 1.

Если магнит находится в горизонтальном положении, как показано на рисунке 2.25, то электрическая цепь управления обеспечивает рабочий режим приводов, т.е. включение электродвигателей как в одну, так и в другую сторону. При этом собачка Б стопорного механизма 4 не находится в зацеплении с храповым колесом В, установленном на входном валу коробки скоростей редуктора (выключенное положение собачки). При повороте валика А стопорного механизма 4 на 90^0 магнит 2

занимает вертикальное положение, при котором электрическая цепь управления позволяет включать электродвигатель только того привода, с помощью которого производится натяжение цепи, и только в направлении зуба собачки Б. При этом работа электродвигателя происходит только при нажатой пусковой кнопке, т. е. «без подхвата».

Натяжение цепи исполнительного органа (рис. 2.26) необходимо производить в следующей последовательности:

а) подтянуть исполнительный орган в крайнее положение до упора на переходной секции;

б) установить скобу В (рис. 2.26,а) в окно Б кожуха Г переходной секции и застопорить нижнюю ветвь Д цепи исполнительного органа у того привода исполнительного органа, которым будет производиться натяжение цепи;

в) оттянуть фиксатор Г (рис. 2.26,а) за кольцо вниз до упора, повернуть валик А на 90^0 в любом направлении, установив магнит 2 вертикально, и зафиксировать валик А в этом положении;

г) оттянуть рукоятку Д (рис. 2.26, а) на себя до упора и повернуть её вниз до установки в фиксированное положение, при этом собачка Б войдёт в зацепление с храповым колесом В (рабочее положение собачки);

д) несколько раз кратковременно («толчками») включая электродвигатель, произвести натяжение цепи;

е) выполнить работы по изменению длины цепи и соединению цепи;

ж) вернуть рукоятку Д в горизонтальное положение;

з) включая «толчками» электродвигатель, освободить зажатую собачку Б из зацепления с храповым колесом В и она под воздействием пружины, повернувшись на оси, займёт выключенное положение;

и) установить блок магнитный 1 с магнитом 2 в горизонтальное положение и зафиксировать его, при этом окажется зафиксированной и рукоятка Д стопорного механизма;

к) коротким «толчком» включить электродвигатель в сторону обратную натяжению и извлечь из окна кожуха переходной секции скобу В (рис. 2.26,а).

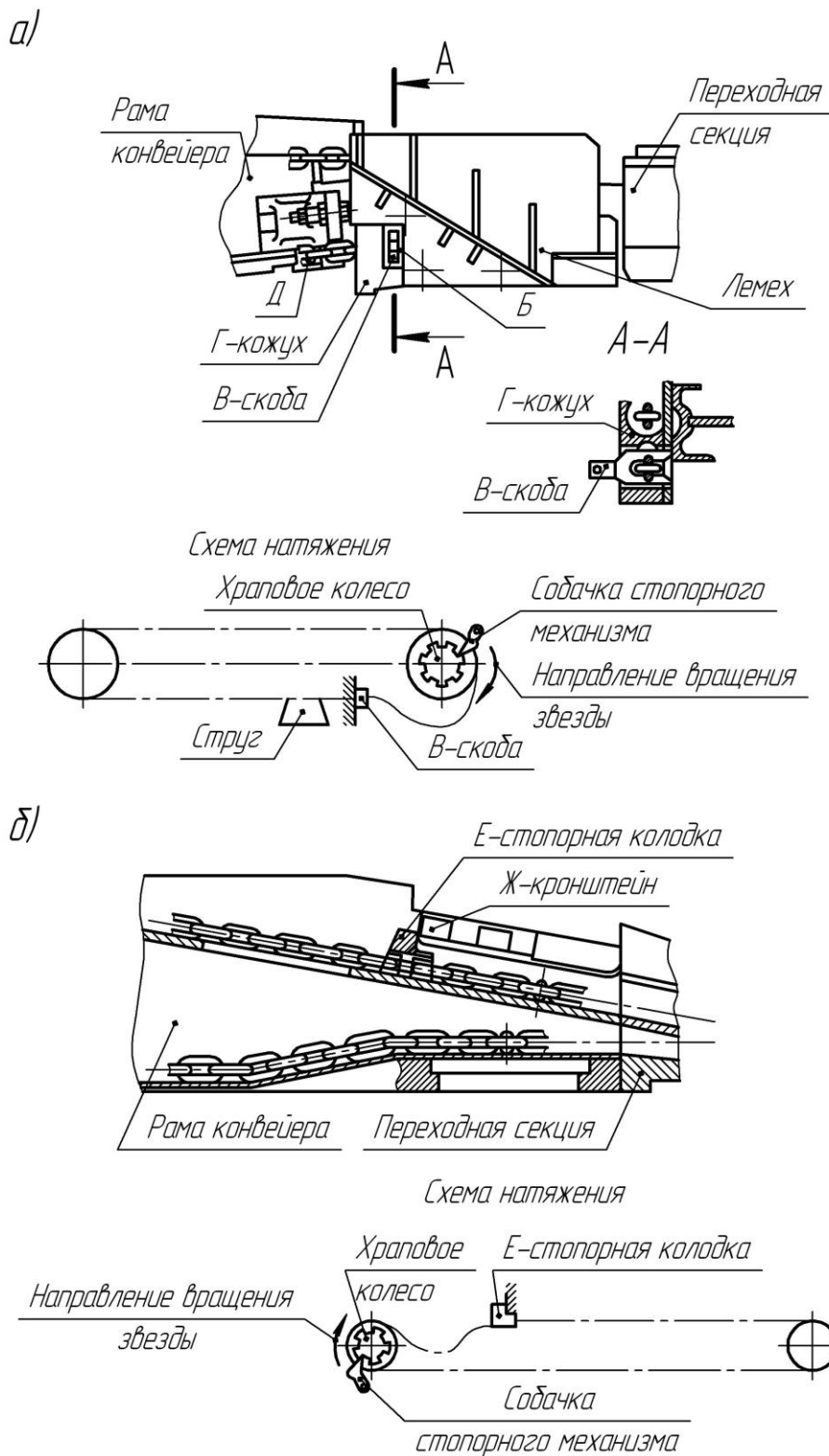


Рис. 2.26. Натяжение цепей:
 а) исполнительного органа; б) конвейера

Натяжение цепи конвейера производится аналогично натяжению цепи исполнительного органа с той лишь разницей, что для стопорения цепи вместо скобы необходимо применять

стопорную колодку Е (рис. 2.26,б), которая должна быть установлена на обе верхние ветви цепи конвейера с упором в кронштейны Ж рамы конвейера.

Приводы струговых установок 2СН3413 и 2СО3413.

Эти струговые установки имеют одинаковые по конструкции приводы исполнительного органа и конвейера. Отличие заключается в том, что у струговой установки 2СН3413 приводы исполнительного органа расположены с забойной стороны конвейера, приводы конвейера – с завальной, а у струговой установки 2СО3413- наоборот.

Одна из приводных станций установок показана на рисунке 2.27.

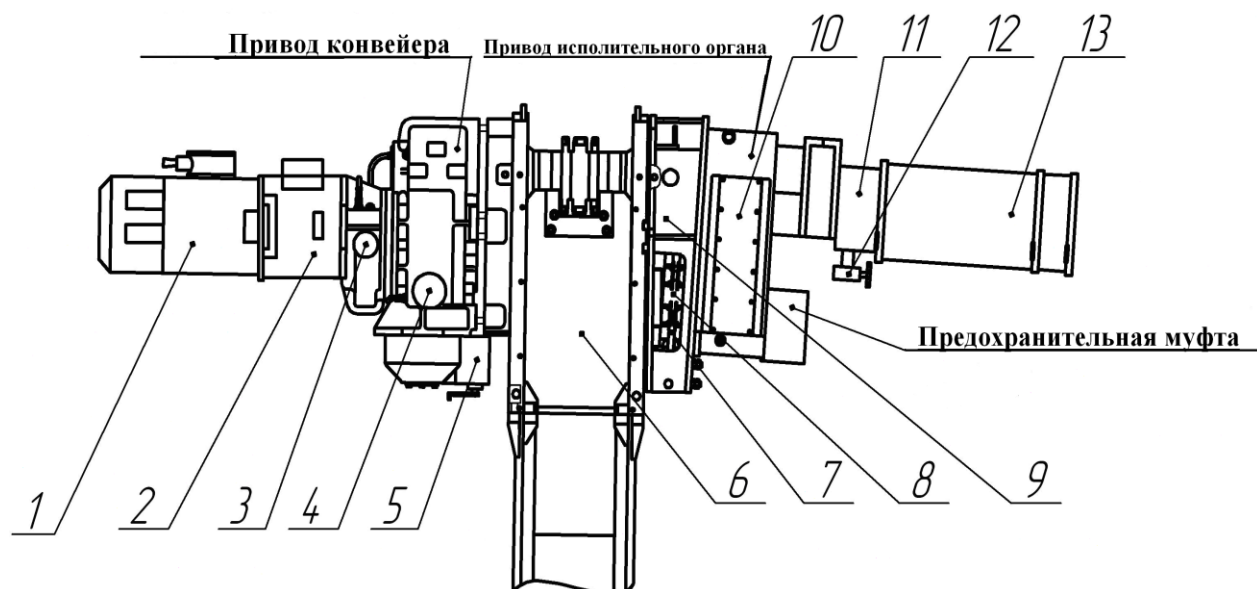


Рис. 2.27. Приводная станция струговых установок 2СН3413 и 2СО3413:

- 1, 13 – электродвигатели; 2, 11 – проставки; 3 – приставка редукторная;
 4, 10 – редукторы; 5, 12 – тормоза; 6 – рама конвейера;
 7 – кронштейн с цепесьёмником; 8 – звёздочка; 9 – промежуточная рама

Приводы исполнительного органа и конвейера конструктивно отличаются друг от друга. Привод исполнительного органа состоит из двухскоростного асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором и двумя независимыми обмотками, во фланцевом исполнении, проставки, упругой муфты, односкоростного цилиндрического трёхступенчатого редуктора и предохранительной муфты.

Мощность двигателя 85/250 кВт напряжение 1140 В. Электродвигатель устанавливается на редукторе перпендикулярно к продольной оси става конвейера через проставку цилиндрической формы. Соединение валов электродвигателя и редуктора осуществляется упругой муфтой, размещаемой внутри проставки.

Привод конвейера может иметь как перпендикулярное, так и параллельное расположение электродвигателя по отношению к ставу конвейера.

Привод конвейера с перпендикулярным расположением электродвигателя состоит из односкоростного асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором типа ЭДКВФ250L4 мощностью 160 кВт на напряжение 1140 В во фланцевом исполнении, проставки, гидромуфты, редукторной приставки и односкоростного коническо-цилиндрического трехступенчатого редуктора.

Соединение валов электродвигателя и редуктора конвейера осуществляется с помощью двухполосной гидромуфты, размещаемой внутри проставки. Через проставку электродвигатель присоединяется к редукторной приставке.

В приводе конвейера с параллельным расположением электродвигателя редукторная приставка отсутствует, и электродвигатель через проставку с гидромуфтой крепится непосредственно к редуктору.

Все электродвигатели и редукторы имеют системы водяного охлаждения. Для обеспечения тормозного момента при натяжении цепи на обоих приводах исполнительного органа и на основном приводе конвейера установлены специальные тормоза с гидродатчиками определения усилия натяжения.

Контрольные вопросы

1. Где могут располагаться приводы струговых установок?
2. Каковы основные требования к приводам струговых установок?
3. Какими системами защиты от поломок при недопустимых перегрузках оснащаются приводы струговых установок?
4. В чем состоят основные недостатки упругих муфт со срезными элементами?
5. Как осуществляется натяжение цепи исполнительного органа при различных системах защиты привода от перерузок?

2.8. Режущий инструмент

От режущего инструмента в большой степени зависят производительность струговой установки, расход электроэнергии, качество добываемого угля.

Геометрические параметры резцов определяются при проектировании и указываются в технической характеристике. Главные конструктивные углы резца относительно плоскости резания следующие:

Угол заострения γ (рис. 2.28) – угол между передней и задней гранями резца. Чем меньше этот угол, тем острее режущие кромки, но меньше прочность резца. Этот угол принимают в пределах $65 - 90^\circ$.

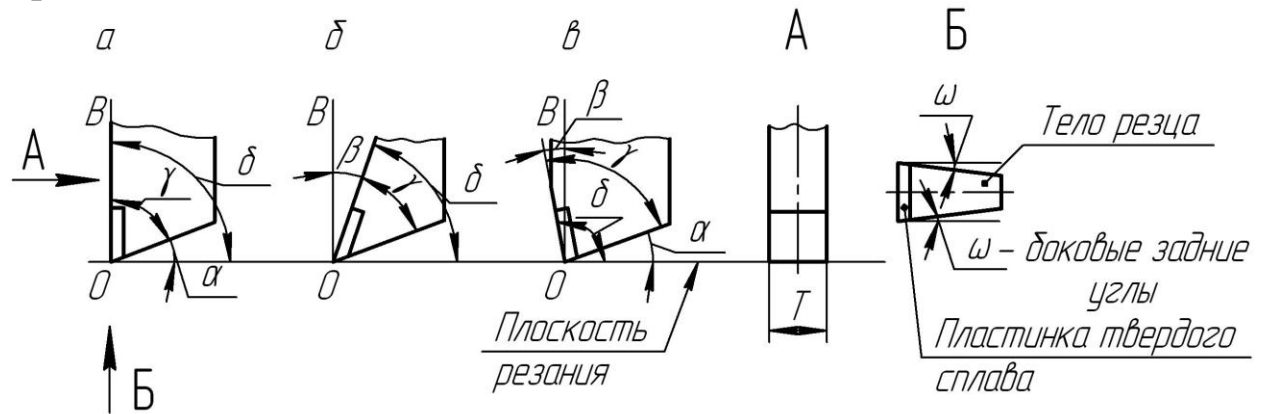


Рис. 2.28. Резцы с нулевым (а), положительным (б) и отрицательным (в) передними углами

Задний угол α – угол между плоскостью резания и задней гранью резца. Его величина находится в пределах $5 - 15^\circ$.

Угол резания δ – угол между плоскостью резания и передней гранью резца. Он равен сумме углов заострения и заднего. С увеличением этого угла усилие резания и энергозатраты увеличиваются, но резцы можно применять и при высокой сопротивляемости угля резанию.

Передний угол β – угол между передней гранью резца и плоскостью, проходящей через режущую кромку перпендикулярно к плоскости резания. Передний угол может быть равен нулю (рис. 2.28,а), иметь положительное (рис. 2.28,б) или отрицательное значение (рис. 2.28,в). Резцы струговых установок обычно имеют положительное значение переднего угла (до 10°).

Кроме этих главных углов резец характеризуется боковыми задними углами ω (рис. 2.28). Боковой задний угол во избежание трения боковых граней резца об уголь принимают в пределах $4^\circ - 12^\circ$. Резец характеризуется также шириной главной режущей кромки T (рис. 2.28) и вылетом (рис. 2.29), т. е. расстоянием от режущей кромки до опорной поверхности резцедержателя. Вылет определяет максимально возможную толщину среза.

В работе резец испытывает переменные по характеру нагрузки, пиковые значения которых в $5 \div 8$ раз выше средних. Изменчивые свойства угольного пласта, высокие – до 600°C температуры в зоне резания должны учитываться при разработке и выборе резца.

Резцы исполнительного органа бывают линейные и нижние (верхние). Линейные резцы РС3, РС6, РС9 и РС10 (рис. 2.29). Нижние (верхние) резцы РС4 и РС11.

Линейные резцы производят отделение угля в одной плоскости – от угольного забоя.

Нижние (верхние) резцы производят отделение угля в двух плоскостях – от угольного забоя и почвы (кровли). Поэтому резцы нижние (верхние) изготавливаются с твердосплавной армировкой и режущими кромками относительно забоя и почвы (кровли).

Нижние резцы работают в наиболее тяжелых условиях. Они периодически строгают породу почвы, обладающую значительно большей, чем уголь, сопротивляемостью резанию и абразивностью. Для особо сложных условий работы были разработаны и испытаны на струговой установке 2СН2623 нижние резцы РС8 (рис. 2.29).

Режущая часть резца РС8 от почвы набрана из вертикально расположенных пластин твердого сплава, спаянных в единый блок. Такая конструкция резца позволяет избежать, в сравнении с почвенным резцом РС4, имеющим от почвы одну цельную пластинку твердого сплава, поломки блока пластинок твердого сплава, а работоспособность резца сохраняется даже если останется целой хотя бы одна вертикально расположенная пластинка.

К резцам предъявляются следующие требования:

- эффективное резание угля с меньшим расходом электроэнергии;

- прочность и износостойкость;
- соответствие формы, размеров и геометрических параметров свойствам обрабатываемого угля, конструкции исполнительного органа и кинематике его работы;
- простое, надёжное и жёсткое закрепление в державках;
- возможность быстрой замены при износе;
- минимальное число типов в комплекте;
- невысокая стоимость изготовления и эксплуатации.

Для изготовления корпуса резца применяются стали 35ХГСА, 30ХГСА, обладающие высокой прочностью и достаточной вязкостью; высокой износостойкостью, особенно в режущей части; высокой теплопроводностью и минимальным коэффициентом теплового линейного расширения; широким интервалом ковки, хорошей закаливаемостью; хорошей смачиваемостью припоями.

С целью повышения износостойкости резцов струговых установок их рабочую часть армируют твердыми сплавами. Для армировки, в основном, применяют твёрдые сплавы состоящие из карбида вольфрама и кобальта.

Твердосплавные резцы высокой стойкости, армированные пластинками твердого сплава рациональных форм, специально разработанны для струговых установок, как российских, так и немецких (рис.2.30). Основные параметры резцов для струговых установок приведены в табл. 2.1.

Применяемые на струговых установках резцы РС3, РС4, РС6, РС7 и РС8 имеют одинаковую конструкцию хвостовиков (рис. 2.30). Такая унификация хвостовиков позволяет использовать разную комбинацию набора резцов на исполнительном органе в зависимости от структуры пласта и крепости угля. Недостатком резцов РС3, РС4, РС6, РС7 и РС8 является слабое сечение в средней части хвостовиков, где имеется отверстие или паз для крепления резцов в резцедержателях исполнительного органа.

Дальнейшим совершенствованием режущего инструмента явилось создание резцов РС9, РС10 и РС11 (рис. 2.30). Отличие их от резцов РС3, РС4, РС6 заключается в усовершенствовании конструкции хвостовиков и элементов их крепления (рис. 2.31).

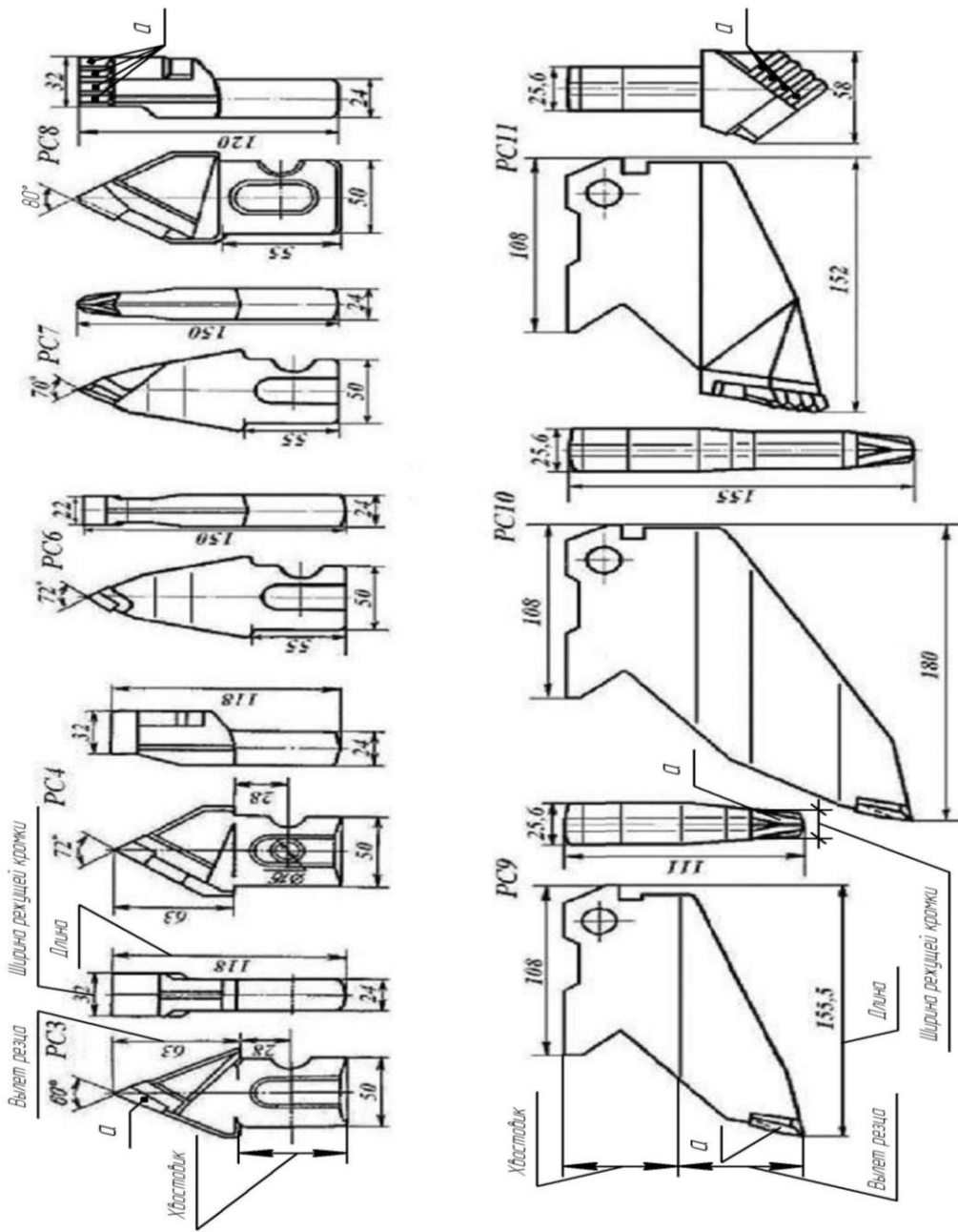


Рис. 2.29. Резцы типа РС:
а – твердосплавная пластина

Таблица 2.1

Технические характеристики резцов

Параметры	Тип резца									
	PC3	PC4	PC6	PC7	PC8	PC9	PC10	PC11	РЛ110	РЛ155
Длина резца, мм	118	118	150	150	120	155	180	152	150	175
Ширина режущей кромки, мм	32	32	22	13	32	13	13	58	22	22
Форма сечения хвостовика	плоская со скругленными меньшими сторонами					прямоугольная				
Угол заострения, град.	60	72	72	70	80	75	75	80	72	72
Форма передней грани	плоская			кли- новая	гребен- чатая	клиновая		Гре- бенча- тая	плоская	
Масса пластинок тв. сплава	86	116	32	36	155	36	36	155	32	32
Марка твердого сплава	BK15				BK11BK	BK15		BK11B K	BK15	
Марка стали державки	35ХГСА									
Масса, кг	1,0	1,1	1,15	1,15	1,14	1,7	2,65	3,27	1,5	2,5



Рис. 2.30. Немецкие резцы для струговых установок

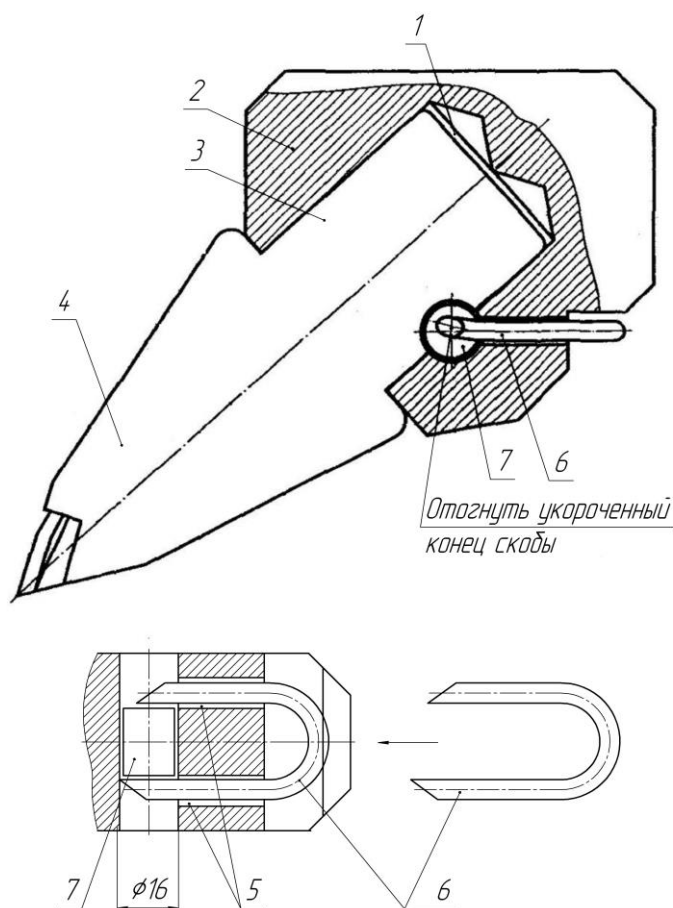


Рис. 2.31. Резцедержатель и узел крепления резца:

- 1 – гнездо в резцедержателе; 2 – резцедержатель; 3 – хвостовик резца;
 4 – резец; 5 – отверстия в резцедержателе; 6 – скоба;
 7 – стальной цилиндр или шарик

После того как в гнездо 1 резцедержателя 2 вставлен хвостовик 3 резца 4, через отверстия 5 в резцедержателе вставляется скоба 6 так, чтобы удлинённый конец скобы вышел

из отверстия на 4 – 5 мм, а укороченный – поровнялся с выходом отверстия, в отверстие вставляется стальной цилиндр или шарик 7, а затем скоба досылается до упора и отгибается укороченный конец скобы.

Резцы РС9, РС10 и РС11 имеют более сложный по форме хвостовик (рис. 2.32). Хвостовик имеет правый и левый выступы. Для каждого из них в резцедержателе имеется соответствующая выемка. При установке резца правый выступ вставляется в правую выемку резцедержателя (рис.2.32), а в образованную щель между резцедержателем и хвостовиком резца вставляется плоский фиксатор. В фиксаторе и прилегающем к нему теле резцедержателя имеется отверстие, в которое вставляется пружинный штифт, предотвращающий выпадение фиксатора и резца.

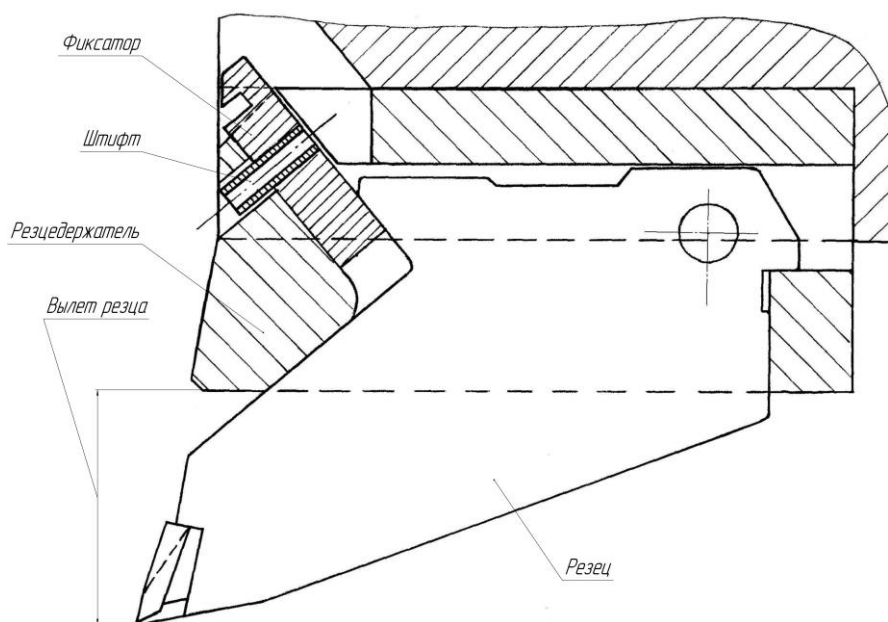


Рис. 2.32. Крепление резцов РС с плоским прямоугольным хвостовиком

Контрольные вопросы

1. Какие основные требования предъявляются к резцам струговых установок?
2. Какие резцы исполнительного органа работают в наиболее сложных условиях?

3. МЕТОДИКА РАСЧЁТА ПАРАМЕТРОВ СТРУГОВЫХ УСТАНОВОК

3.1. Расчёт толщины стружки

По соотношению скоростей исполнительного органа U_c и тяговой цепи конвейера U_k , принято различать два режима работы: отстающий ($U_c < U_k$) и опережающий ($U_c > U_k$).

Отстающий режим работы целесообразно применять на пластах с низкой сопротивляемостью угля резанию. Грузопоток угля на конвейере при отстающем режиме работы состоит из одного слоя. Максимальное значение толщины стружки h^H в этом случае определяется по формуле:

$$h^H = \frac{F_k}{m\varphi} \cdot \frac{1-c}{c}, \text{ м}; \quad (3.1)$$

где m - мощность пласта, м;

φ - коэффициент разрыхления угля;

$c = \frac{U_c}{U_k}$ - соотношение скоростей движения исполнительного

органа и тяговой цепи конвейера;

F_k - максимально возможная площадь поперечного сечения грузопотока по конвейеру, м^2 ; $F_k = F_1 + F_{11}$ определяется в соответствии с рис.3.1.

Опережающий режим работы применяется на пластах с высокой сопротивляемостью угля резанию.

Максимальное значение толщины снимаемой стружки h^6 в этом случае определяется по формуле:

$$h^6 = \frac{F_k}{m\varphi} \cdot \frac{c^2 - 1}{c(3c - 1)}, \text{ м}; \quad (3.2);$$

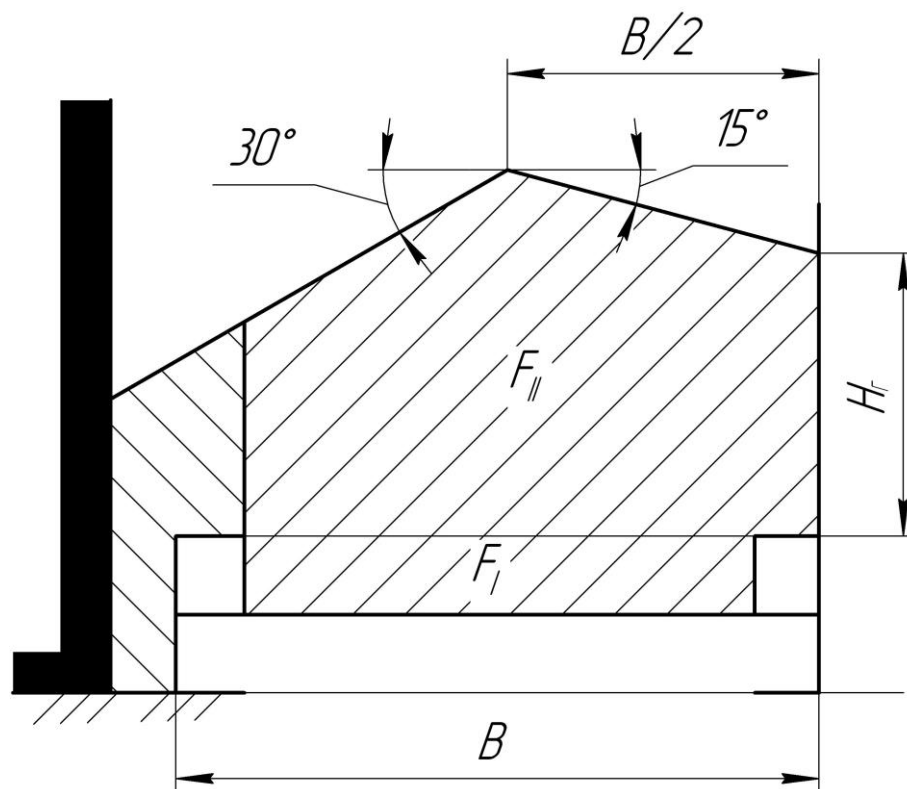


Рис. 3.1. Расчётная схема для определения допустимой площади поперечного сечения грузопотока конвейера:
 H_{Γ} - высота борта конвейера, B - ширина конвейера

3.2. Расчет сил на резцах исполнительного органа

В качестве исходных данных при расчете сил на резцах исполнительного органа должны быть заданы: мощность пласта m , в том числе минимальная m_{\min} , средняя сопротивляемость угля резанию в неотжатой зоне очистного забоя \bar{A}_p , уголь хрупкость угля, скорость движения исполнительного органа. Эти данные при проектировочном расчете принимаются по техническому заданию на проектирование, а при поверочном расчете берутся фактические величины конкретного угольного забоя. Толщина стружки h принимается в соответствии с разделом 3.1.

Для расчета сил на резцах необходимо определить минимальную высоту исполнительного органа $H_{c.\min}$ из условия погрузки угля, шаг расстановки резцов $t_{\text{ш}}$, количество линий резания n_p .

Минимальное значение высоты исполнительного органа $H_{c.\min}$ определяется по формуле:

$$H_{c.\min} = H_n + 4,8m \cdot h + \Delta_{pe}, \text{ М} \quad (3.3);$$

где H_n – высота погрузки, у разных исполнительных органов от 0,25 м до 0,55 м;

h – рассчитывается в зависимости от режима работы по формуле 3.1 или формуле 3.2;

$\Delta_{pв}$ – превышение верхнего резца над корпусом исполнительного органа, обычно принимается равным 0,02-0,05 м;

Рациональный шаг расстановки линейных резцов по условию минимальной энергоемкости разрушения определяется по формуле:

$$t_{иу} = \left[\left(\frac{7,5 \cdot h}{h + 0,65} + 0,3 \cdot h + b_p - 2 \right) \right] \cdot K_{иу}, \quad (3.4)$$

где b_p – ширина режущей кромки резца, (табл. 2.1), м;

значение коэффициента ширины среза $K_{иу}$ рекомендуется принимать при вязких углях – 0,85, при хрупких – 1,0.

Линейные резцы устанавливаются на расстоянии (t_k) в 5 см при вязких углях и в 6 см при хрупких углях от нижнего и верхнего резцов (рис.3.2). В симметричном исполнительном органе количество резцов в два раза больше количества линий резания.

Предварительно количество линий резания, $n_p^{л\ предв}$ определяется по формуле:

$$n_p^{л\ предв} = \frac{H_{с.мин} - 2t_k}{t_{иу}}, \text{ м.}$$

В симметричном исполнительном органе количество резцов в два раза больше количества линий резания.

Количество линий резания $n_p^{л}$ получается округлением $n_p^{л\ предв}$ до целого числа в большую сторону. Тогда, уточненный средний шаг расстановки линейных резцов ($t_{иу}$) равен:

$$t_{иу} = \frac{H_{с.мин} - 2t_k}{n_p - 1}, \text{ м.} \quad (3.5)$$

Средняя ширина- среда линейных резцов определяется по формуле:

$$t_{ср} = \frac{\sum_{i=1}^{\hat{n}_л} \hat{h}_л}{\hat{n}_л} \quad (3.6)$$

Линейные резцы устанавливаются как один под другим – линейная схема, так и со смещением один относительно другого – ступенчатая схема. Угол ступенчатого расположения резцов α_{cx} обычно принимается равным 60° .

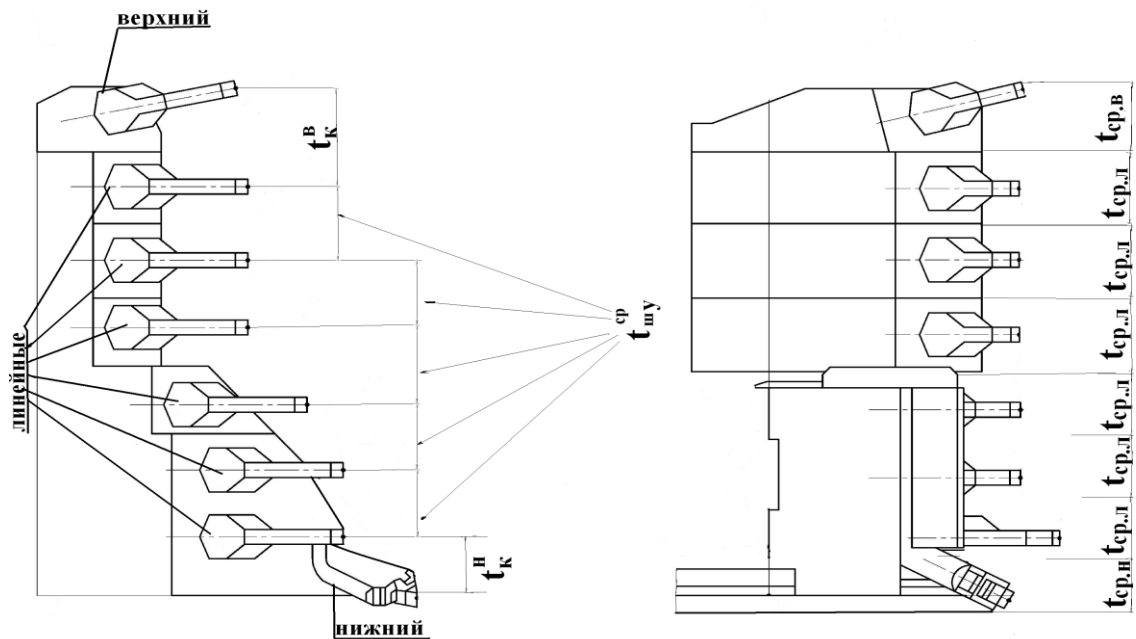


Рис. 3.2. Расстановка резцов и ширина среза ($t_{ср}$)

Расчет сил на резцах проводится в следующей последовательности.

Вначале определяются усилия резания на остром резце по формуле

$$Z_{o.i} = 1 \cdot 10^3 \cdot \bar{A}_p \frac{0,35 \cdot 10^2 b_p + 0,3}{(10^2 b_p + 10^2 h \cdot \text{tg } \phi_i) k_\phi} \cdot h \cdot t_{ср} \cdot \frac{1}{\cos \beta_i} \cdot k_3 \cdot k_y \cdot k_{cx} \cdot k_\phi \cdot k_{от}, \text{Н}; \quad (3.7)$$

где тангенс угла бокового развала борозды резания:

$$\text{tg } \phi = \frac{0,45 \cdot 10^2 \cdot h + 2,3}{10^2 \cdot h}, \quad (3.8)$$

- коэффициент k_ψ , учитывающий хрупко-пластические свойства угля принимается равным:

0,85 – для вязких углей;

1,0 – для хрупких углей;

- коэффициент обнажения забоя k_3 при хрупком угле для линейных резцов $k_3^{\text{л}} = 0,38$.

- для верхнего резца $k_3^6 = 1,1$; для нижнего $k_3^H = 1,2$; при вязком угле $k_3^L = 0,42$; $k_3^g = 1,15$; $k_3^H = 1,25$.

- значения коэффициента влияния угла резания на удельную энергию резания k_y приведены в табл.3.1; угол резания линейных резцов обычно около 60° , верхних – 80° ;

Таблица 3.1

Величина коэффициента k_y для различных углов резания

Характеристика углей	Угол резания, град		
	60	70	80
Вязкие	0,90	0,93	1,08
Хрупкие	0,91	1,0	1,17

- коэффициент схемы резания k_{cx} принимается равным:

1,00 – для линейной схемы,

1,17 – для ступенчатой схемы;

- коэффициент формы передней грани резца k_ϕ для резцов с плоской передней гранью принимается равным 1,00, для резцов с гребенчатой передней гранью - 0,95, а с клиновой передней гранью – 0,9;

- коэффициент отжима $k_{от}$ рекомендуется принимать равным для вязких углей – 0,67, для хрупких – 0,5; если для конкретных условий применения имеются фактические значения коэффициента отжима, то их следует принимать для расчета сил резания;

β_i – угол установки резца к направлению подачи, для линейных резцов равен нулю, для верхних резцов - 25° - 45° , для нижних резцов - 20° - 30° .

Средняя отжимающая сила на остром резце равна

$$Y_{o.i} = Z_{o.i} \cdot k_n, \text{ Н} \quad (3.9)$$

Коэффициент k_n характеризует отношение отжимающей силы к силе резания на остром резце, он принимается равным 0,45 при вязком угле, 0,40 – при хрупком угле.

Средняя сила резания на резце с учетом его затупления определяется по формуле:

$$Z_{3,i} = Z_{0,i} + f Y_{z,i}, \text{ Н}, \quad (3.10)$$

где $Y_{z,i}$ – средняя отжимающая сила на резце с учетом его затупления;

$$Y_{z,i} = Y_{0,i} (1 + 1,8 \cdot 10^4 \cdot S_3), \text{ Н}; \quad (3.11)$$

f' – коэффициент сопротивления резанию; $f' = 0,38-0,44$, причем меньшие его значения принимаются для пластов с высокой сопротивляемостью резанию.

Максимальную отжимающую силу для расчета системы подачи следует определять по формуле:

$$Y_{z,i} = \left(0,95 + 50 \cdot h + 3,1 \cdot 10^4 S_3 \right) \cdot 9,8 \bar{A}_p \cdot k_{om} \cdot k_{m.o}, \text{ Н}, \quad (3.12)$$

где k_{om} - принимается для линейных резцов -1,0; для верхних -1,5; для нижних -1,7.

S_3 - проекция площадки износа резца на плоскость резания; в проектировочных расчетах рекомендуется принимать следующие значения S_3 :

$S_3 = 1,2 \cdot 10^{-4}$ м при $\bar{A}_p \leq 20$ Н/м; $S_3 = 0,75 \cdot 10^{-4}$ м при $\bar{A}_p \geq 25$ Н/м, $S = 10^{-4}$ м, при $S_3 < \bar{A}_p < 25$ Н/м; при расчетах для конкретных условий эксплуатации значения S_3 определяют экспериментально.

Средняя боковая сила на резцах $X_{z,i}$ определяется по формуле:

$$X_{z,i} = 9,8 k_b \left[2,2 \bar{A}_p \cdot k_{om} + 75 k_h - 40 \cdot t_{uy} - 100 \right], \text{ Н} \quad (3.13)$$

где k_b – коэффициент, учитывающий влияние на средние боковые силы расположения резца в схеме расстановки на исполнительном органе; для линейных резцов в линейной схеме, $k_b = 0$; для линейных резцов в ступенчатой схеме $k_b = 1,0$; для верхних резцов $k_b = 1,8$, для нижних –1,5;

коэффициент влияния толщины стружки на боковую силу k_h принимается: при средней стружке 3 см –1,5; при средней стружке 4 см –1,2; при средней стружке 5 см и более –1,0;

Для верхнего резца и резцов, расположенных на исполнительном органе по ступенчатой схеме, когда каждый последующий вышестоящий резец отстает от предыдущего

нижнего, средние боковые силы направлены к почве пласта, а для нижнего резца к кровле.

Далее необходимо определить значения равнодействующих сил и координаты точек их приложения. Для этого необходимо изобразить в прямоугольной системе координат схему расположения резцов на исполнительном органе струговой установки (рис.3.3).

Положительным направлением этих сил принято:

- для сил резания – в направлении противоположном движению исполнительного органа;
- для отжимающих сил – в направлении противоположном подвиганию линии очистного забоя;
- для боковых сил – в направлении к почве пласта.

За начало координат принята точка О, образованная пересечением трех плоскостей: горизонтальной плоскости, проходящей по почве пласта; вертикальной плоскости, проходящей по боковой стенке конвейера с его забойной стороны; вертикальной плоскости, проходящей через геометрический центр симметрии исполнительного органа перпендикулярно линии подвигания забоя.

На схеме необходимо показать расстояния от начала координат точек приложения сил на каждом резце:

ℓ_i – расстояние до точки приложения сил по оси ОZ;

r_i – расстояние до точки приложения сил по оси ОУ;

d_i – расстояние до точки приложения сил по оси ОХ.

Равнодействующие средних сил по осям координат определяются по формулам:

силы резания

$$P_z = \sum_{i=1}^{n_p^H} Z_{3ni} + \sum_{i=1}^{n_p^E} Z_{3vi} + ki \sum_{i=1}^{n_p^L} Z_{3ni}, \text{ Н}; \quad (3.14)$$

отжимающей силы

$$P_y = \sum_{i=1}^{n_p^H} Y_{3ni} + \sum_{i=1}^{n_p^E} Y_{3vi} + ki \sum_{i=1}^{n_p^L} Y_{3ni}, \text{ Н}. \quad (3.15)$$

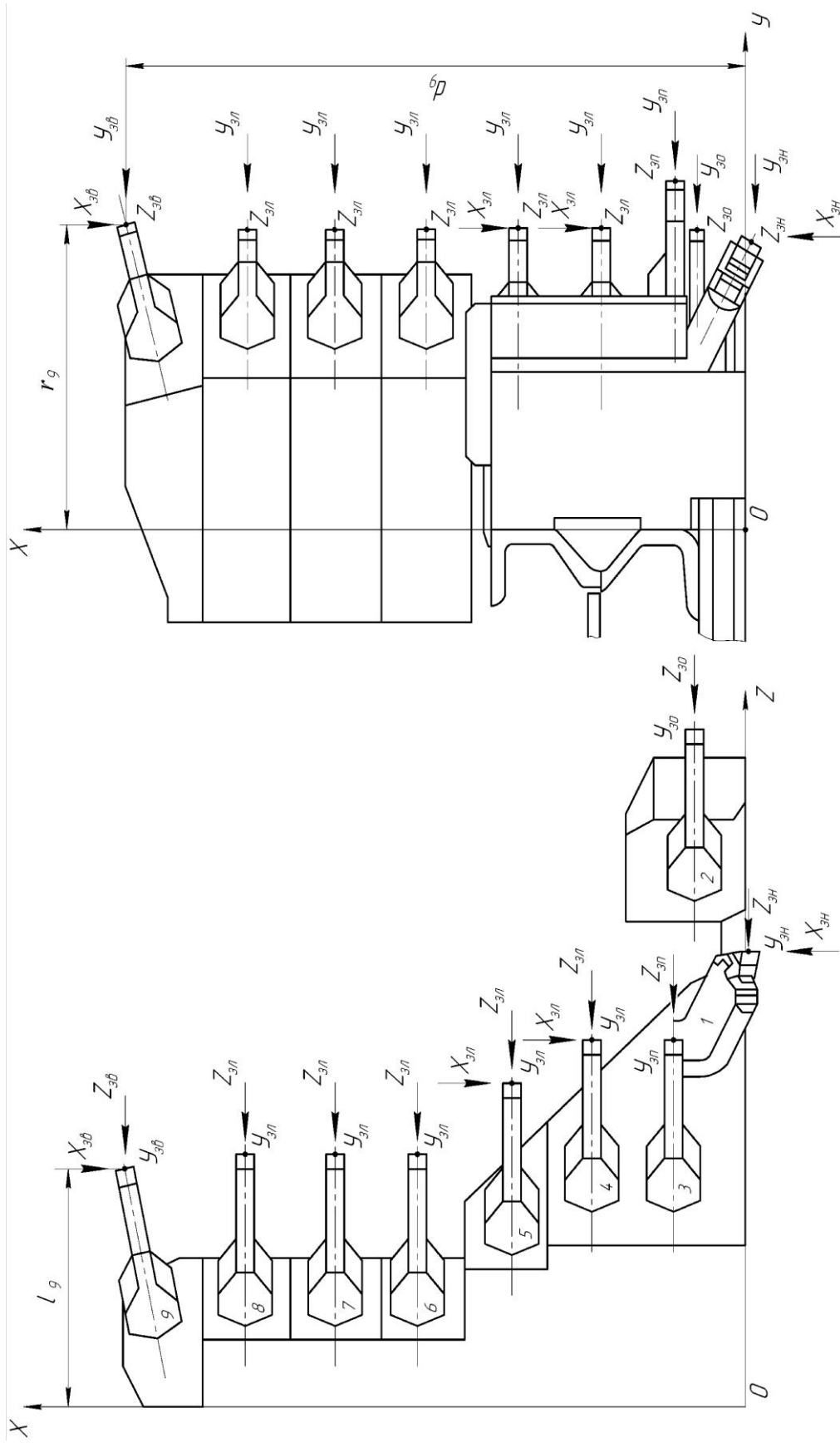


Рис. 3.3. Схема для расчета сил на резцах

боковой силы

$$P_x = \sum_{i=1}^{n_p^H} X_{3ni} + \sum_{i=1}^{n_p^G} X_{3vi} + k_i \sum_{i=1}^{n_p^L} X_{3li}, \text{ Н.} \quad (3.16)$$

Коэффициент одновременности работы резцов k_i принимается

для углей вязких – 0,95;

для углей хрупких – 0,9.

Координаты точек приложения равнодействующих сил относительно координат осей определяются следующим образом:

по оси X:

$$d_z = \frac{\sum_{i=1}^{n_p^H} Z_{3ni} \cdot d_{n.i} + \sum_{i=1}^{n_p^G} Z_{3vi} \cdot d_{в.i} + k_i \sum_{i=1}^{n_p^L} Z_{3li} \cdot d_{л.i}}{P_z}, \text{ м;} \quad (3.17)$$

по оси Y:

$$r_z = \frac{\sum_{i=1}^{n_p^H} Z_{3ni} \cdot r_{н.i} + \sum_{i=1}^{n_p^G} Z_{3vi} \cdot r_{в.i} + k_i \sum_{i=1}^{n_p^L} Z_{3li} \cdot r_{л.i}}{P_z}, \text{ м;} \quad (3.18)$$

точки приложения отжимающих сил по

по оси X:

$$d_y = \frac{\sum_{i=1}^{n_p^H} y_{3ni} \cdot d_{н.i} + \sum_{i=1}^{n_p^G} y_{3vi} \cdot d_{в.i} + k_i \sum_{i=1}^{n_p^L} y_{3li} \cdot d_{л.i}}{P_y}, \text{ м} \quad (3.19)$$

по оси Z:

$$\ell_y = \frac{\sum_{i=1}^{n_p^H} y_{3ni} \cdot \ell_{н.i} + \sum_{i=1}^{n_p^G} y_{3vi} \cdot \ell_{в.i} + k_i \sum_{i=1}^{n_p^L} y_{3li} \cdot \ell_{л.i}}{P_y}, \text{ м} \quad (3.20)$$

точки приложения равнодействующей боковой силы

по оси Y:

$$r_x = \frac{\sum_{i=1}^{n_p^H} X_{zni} \cdot r_{ni} + \sum_{i=1}^{n_p^E} X_{zvi} \cdot r_{vi} + k_i \sum_{i=1}^{n_p^L} X_{zli} \cdot r_{li}}{P_X}, \text{ м} \quad (3.21)$$

по оси Z:

$$r_x = \frac{\sum_{i=1}^{n_p^H} X_{zni} \cdot \ell_{ni} + \sum_{i=1}^{n_p^E} X_{zvi} \cdot \ell_{vi} + k_i \sum_{i=1}^{n_p^L} X_{zli} \cdot \ell_{li}}{P_X}, \text{ м} \quad (3.22)$$

Необходимо отметить, что изменение величин сил на резцах исполнительного органа носит вероятностный характер. В качестве основной характеристики неравномерности нагрузок на резцах обычно принимается коэффициент вариации v_c , характеризующий разброс случайных значений сил около их средних значений.

Коэффициент вариации равнодействующей сил резания (отжимающих сил) определяется по формуле:

$$v_{cz(y)} = \sqrt{\frac{\left(v_{az(y)} \cdot e^{-k_c} \right)^2}{n}} + v_L^2 \quad (3.23)$$

Значение коэффициента вариации силы резания, v_{az} в зависимости от свойств угля принимается в соответствии с табл.3.2.

Таблица 3.2

Значение коэффициента вариации v_{az}

Характеристика углей	Значения коэффициента v_{az} при различной сопротивляемости пласта резанию	
	$\bar{A}_p = 8 \div 16 \text{ Н/м}$	$\bar{A}_p = 16 \div 25 \text{ Н/м}$
Вязкий	0,5 ÷ 0,6	0,6 ÷ 0,7
хрупкий	0,75 ÷ 0,85	0,85 ÷ 0,95

Значение коэффициента вариации отжимающей силы, v_{ay} приведены в табл.3.3.

Таблица 3.3

Значение коэффициента вариации v_{ay}

Характеристика углей	Значения коэффициента v_{ay} при различной сопротивляемости пласта резанию	
	$\bar{A}_p = 8 \div 16$ Н/м	$\bar{A}_p = 16 \div 25$ Н/м
Вязкий	0,30 ÷ 0,35	0,35 ÷ 0,4
хрупкий	0,4 ÷ 0,5	0,5 ÷ 0,6

Значение коэффициента k_c , учитывающего влияние износа резца на неравномерность силы резания (отжимающей силы), определяется по формуле:

$$k_c = \frac{S_3 \cdot C_1}{10^2 \cdot \sigma_{cp}^2}, \quad (3.24)$$

где $C_1 = 2,7$ – для сил резания, $C_1 = 2,9$ – для отжимающей силы;

b_{cp} – средняя расчетная ширина режущей кромки резцов на исполнительном органе:

$$b_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n b_{ni}}{n}, \text{ м} \quad (3.25)$$

где b_{ni} – конструктивная ширина режущей кромки резца, м;

n – количество резцов на исполнительном органе.

Величина коэффициента вариации v_L , обусловленного изменчивостью сопротивляемости пласта резанию по длине лавы, принимается в соответствии с табл. 3.4.

Таблица 3.4

Значение коэффициента вариации v_L

Характеристика углей	Значение коэффициента v_L при различных системах подачи с различной сопротивляемости пласта резанию		
	Свободная система подачи	Порционная система подачи	
		$\bar{A}_p = 8 \div 25$ Н/м	$\bar{A}_p = 8 \div 16$ Н/м
Вязкий	0,08	0,22	0,18
хрупкий	0,10	0,26	0,21

При сопротивляемости пластов резанию выше 25 кН/м значения коэффициентов вариации v_{AZ} , v_{ay} , v_L определяются путем экстраполяции данных табл. 3.2-3.4.

Минутная производительность струговой установки при отстающем режиме работы определяется по формуле:

$$Q = 60F_k \gamma_h (U_k - U_c), \text{ т/мин}, \quad (3.26);$$

где γ_h - плотность угля в разрыхлённом состоянии, т/м³.

Максимальная скорость отработки пласта S определяется по формуле:

$$S_{\max} = 60U_c \cdot h, \text{ м}^2/\text{мин}, \quad (3.27).$$

При этом режиме максимально возможная масса угля на конвейере M_{\max} определяется по формуле:

$$M_{\max} = F_k \cdot L \cdot \gamma_h, \quad (3.28)$$

где L - длина конвейера, м.

В опережающем режиме при $\frac{U_c}{U_k} > 1$, исполнительный орган при своём движении в одном направлении со скребковой цепью при навалке оставляет отбитый уголь за собой на конвейере, при обратном ходе исполнительного органа уголь наваливается уже на загруженный конвейер. Возможен такой момент, когда на конвейере будет находиться уголь, от несколько проходов исполнительного органа. Если принять, что длина строгаемого участка лавы L равна длине конвейера, исполнительный орган работает без остановок и реверс при изменении направления его движения происходит мгновенно, то количество стружек, находящихся на конвейере, будет зависеть от соотношения $\frac{U_c}{U_k}$.

При соотношениях скоростей $\frac{U_c}{U_k}$, выраженных любым рациональным числом, максимальный грузопоток будет равен количеству стружек, определённых ближайшим значением нечётного числа натурального ряда. Например, при $1 < \frac{U_c}{U_k} \leq 3$ будет иметь место максимальный грузопоток угля, равный 3 стружкам, а при $3 < \frac{U_c}{U_k} \leq 5$ - 5 стружкам и т.д.

Опережающий режим является основным для современных струговых установок. Оптимальным соотношением скоростей исполнительного органа и конвейера в опережающем режиме является 3. Скорость движения исполнительных органов современных струговых установок составляют 2,5-3,0 м/с, при этом оптимальные значения скорости движения тяговой цепи

конвейера находятся в пределах 0,8-1,0м/с.

Производительность струговой установки при этом равна

$$Q = 60F_k Y_h U_k \frac{c^2 - 1}{3c - 1}, \text{ Т/мин.} \quad (3.29)$$

3.3. Расчёт усилий погрузки угля исполнительным органом

Величина усилий погрузки рассчитывается по формуле:

$$F_n = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5, \quad (3.30)$$

где F_1 – усилие внедрения погрузочной поверхности исполнительного органа в штабель угля;

F_2 – составляющая усилия перемещения угля по погрузочной поверхности струга до уровня высоты погрузки;

F_3 – составляющая усилия перемещения угля по погрузочной поверхности выше уровня высоты погрузки;

F_4 – составляющая усилия перемещения угля на струговой конвейер;

F_5 – усилие, затрачиваемое на преодоление сопротивления внутреннего трения в штабеле угля перед исполнительным органом.

Усилие внедрения погрузочной поверхности исполнительного органа в штабель угля определяется по формуле:

$$F_1 = 5400b_c, \text{ Н} \quad (3.31)$$

Ширина погрузочной поверхности исполнительного органа b_c , м, принимается в соответствии с рис.3.4.

Составляющая усилия перемещения угля по погрузочной поверхности исполнительного органа до уровня высоты погрузки определяется по формуле:

$$F_2 = G_1 \frac{f_0 + tg\alpha_1}{1 - f_0 tg\alpha_1}, \text{ Н.} \quad (3.32)$$

где f_0 – коэффициент трения скольжения угля по погрузочной поверхности исполнительного органа, принимается равным 0,2 для сухого угля, 0,5 для влажного угля;

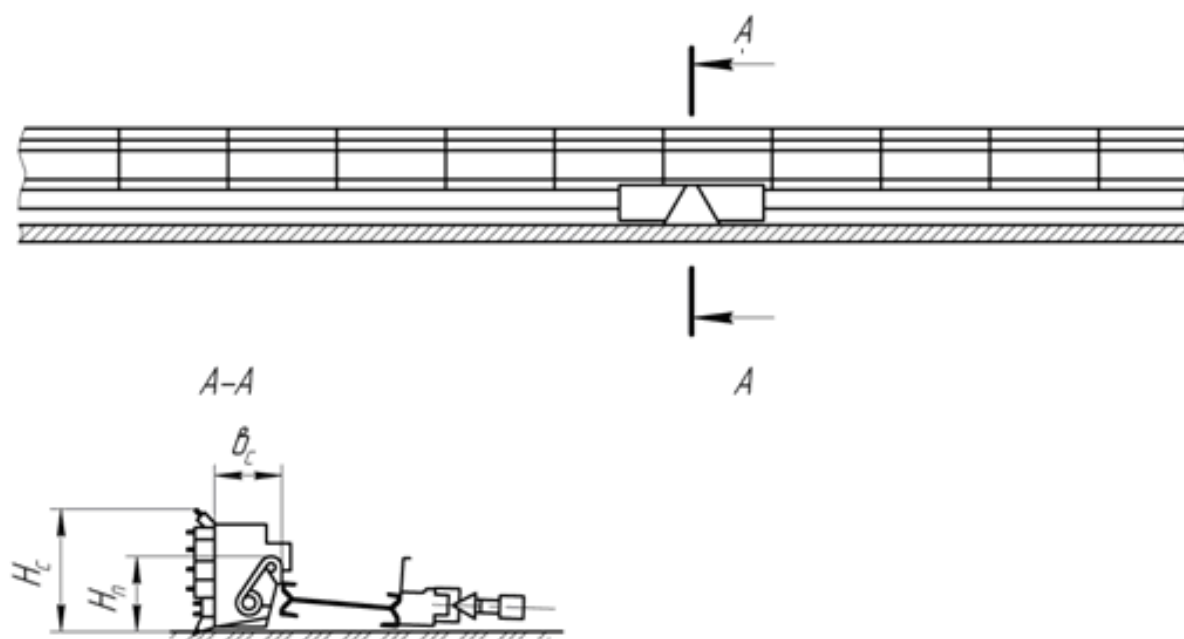


Рис. 3.4. Схема для определения высоты погрузки и ширины погрузочной поверхности исполнительного органа

G_1 – сила тяжести угля, расположенного на погрузочной поверхности исполнительного органа ниже высоты погрузки

$$G_1 = 10 \gamma_n h(m + H_n - H_{\min}) H_n \operatorname{ctg} \alpha_1, \text{ Н.} \quad (3.33)$$

Угол наклона погрузочной поверхности исполнительного органа ниже уровня погрузки α_1 (рис. 3.5) для исключения застойных зон на исполнительном органе должен быть не более 55° .

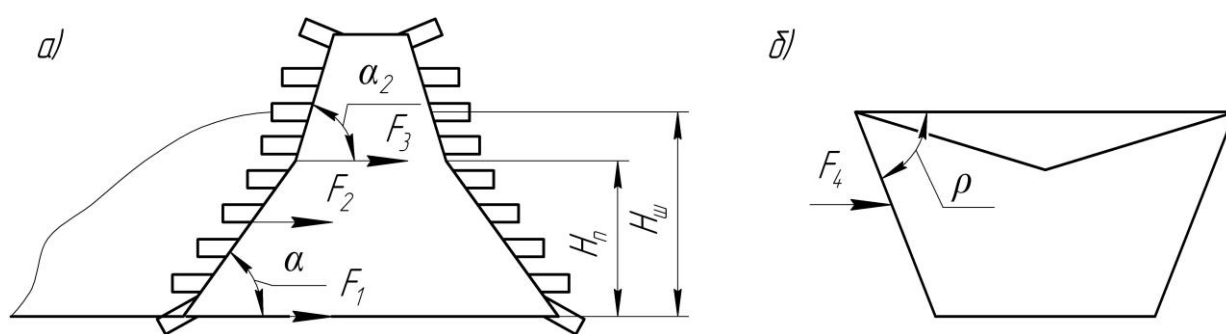


Рис. 3.5. Схема для определения усилий F_2

Составляющая усилия перемещения угля по погрузочной поверхности выше уровня высоты погрузки определяется по формуле:

$$F_3 = G_2 \frac{\sin \alpha_2 + f_0 \cos \alpha_2}{[\cos(\alpha_2 - \alpha_1) - f_0 \sin(\alpha_2 - \alpha_1)] \cos \alpha_1}, \text{ Н;} \quad (3.34)$$

сила тяжести угля, расположенного на погрузочной поверхности исполнительного органа выше уровня высоты погрузки:

$$G_2 = \gamma_h h b_c (H_{c.min} - H_n + b_c \operatorname{tg} \psi) \cos \rho, \text{ Н}; \quad (3.35)$$

где ψ - угол естественного откоса разрыхлённого угля, рекомендуется принимать равным 35° для увлажнённого угля и 50° - для сухого угля;

$H_{c.min}$ - определяется по формуле (3.3);

угол ρ (рис.3.5.б), образуется сечением погрузочной поверхности исполнительного органа плоскостью, параллельной почве пласта; принимается по конструкторской документации на струговую установку, рекомендуемая его величина $\rho \leq 55^\circ$;

α_2 - угол наклона погрузочной поверхности выше высоты погрузки (рис.3.5.а)

Значения углов α_1 и α_2 при проверочных расчётах принимаются по технической документации на струговую установку.

Составляющая усилия перемещения угля на конвейер составляет:

$$F_4 = \frac{0,4k_p G_3}{\cos \rho - f_0 \sin \rho}, \text{ Н}; \quad (3.36)$$

коэффициент k_p влияния режима работы струговой установки на величину F_4 для отстающего режима ($\frac{U_c}{U_k} < 1$) принимается равным 1,0, а для опережающего - 1,05 (при $1 < \frac{U_c}{U_k} \leq 3$);

сила тяжести угля, перемещаемого на конвейере равна:

$$G_3 = \gamma_h h b_c^2 \operatorname{tg} \psi \cos \rho, \text{ Н}. \quad (3.37)$$

Усилие, затрачиваемое на преодоление сопротивления внутреннего трения в штабеле угля перед исполнительным органом определяется по формуле:

$$F_5 = \frac{20H_n b_c}{\sin 2\theta} \left[\tau_0 + \mu \gamma \frac{H_{uu} \sin(\alpha_1 + \theta) \cos \theta}{2 \sin \alpha_1} \right], \text{ Н} \quad (3.38)$$

где угол θ , образованный плоскостью сдвига штабеля угля и почвой пласта, принимается в соответствии с табл. 3.5;

прочность штабеля угля на сдвиг τ_0 рекомендуется принимать равной при сухом угле $27,4 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2$ и при влажном угле – $24,5 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2$;

Таблица 3.5

Зависимость θ_1 от α_1

α_1 , град	30	45	55
θ_1 , град	66	58	50

коэффициент внутреннего трения μ рекомендуется принимать равным 0,85 при сухом угле и 0,5 – при влажном угле; высота штабеля угля перед исполнительным органом рассчитывается по формуле

$$H_{ш} = H_n + b_c \text{tg} \psi, \text{ м} \quad (3.39)$$

если рассчитанная высота штабеля больше H_c , то принимается $H_{ш} = H_c$;

Если конструктивные значения α_1 и ρ_1 превышают величину 55° , погрузка будет идти с образованием застойной зоны у погрузочных поверхностей. В этом случае величина результирующей силы погрузки увеличивается в 1,5 раза:

$$F_{п}^1 = 1,5 F_{п}, \text{ Н.} \quad (3.40)$$

3.4. Расчёт усилий в тяговой цепи исполнительного органа и усилий подачи исполнительного органа на забой

Среднее значение тяговых усилий в цепи исполнительного органа F_T' определяется по формуле:

$$F_T' = P_z + F_n + F_{ш} + T, \text{ Н} \quad (3.41)$$

где P_z и F_n определяется по методикам, приведенным в 3.2 и 3.3 соответственно;

величина усилий $F_{ш}$, затрачиваемых на протягивание тяговой цепи исполнительного органа, определяется по формуле:

$$F_{ш} = 2L W_{ш}, \text{ Н,} \quad (3.42)$$

где L – длина струговой установки, м, равна длине конвейера;

$W_{ш}$ – усилия протягивания 1 м цепи исполнительного органа, Н/м; принимается в соответствии с табл. 3.6.

T – сила трения в опорах исполнительного органа.

**Усилие протягивания 1 м цепи
исполнительного органа, $W_{ц}$**

Калибр цепи	Усилие протягивания 1 м цепи исполнительного органа, Н/м	
	Расположение цепей	
	В направляющих с забойной стороны конвейера	В направляющих с завальной стороны конвейера
18x64	39,2	29,4
24x86	42,2	30,9
26x92	44,1	32,4
32x114	58,8	39,2
38x137	70,5	47,0
42x152	74,1	49,5

Для расчета силы трения T в опорах отрывного исполнительного органа необходимо изобразить вид исполнительного органа в плане (рис.3.6 а) и сбоку (рис. 3.6 б), указав точки приложения и направления действующих усилий. Силы, приложенные к исполнительному органу рассматриваются в прямоугольной системе координат. За начало координат принимается точка O , располагающаяся на пересечении продольной оси симметрии решетчатого става стругового конвейера и поперечной оси симметрии исполнительного органа (рис.3.6).

Положительными направлениями координатных осей являются:

для оси Z – направление движения исполнительного органа;

для оси Y – направление подвигания забоя;

для оси X – направление к кровле пласта.

Положительные направления усилий, приложенных к исполнительному органу, принимаются в соответствии с рис.3.6. На рис. 3.6 усилия и координаты точек их приложения имеют следующие обозначения:

P_z – результирующая средних сил резания, Н;

P_y – результирующая средних отжимающих сил, Н;

P_x – результирующая средних боковых сил, Н;

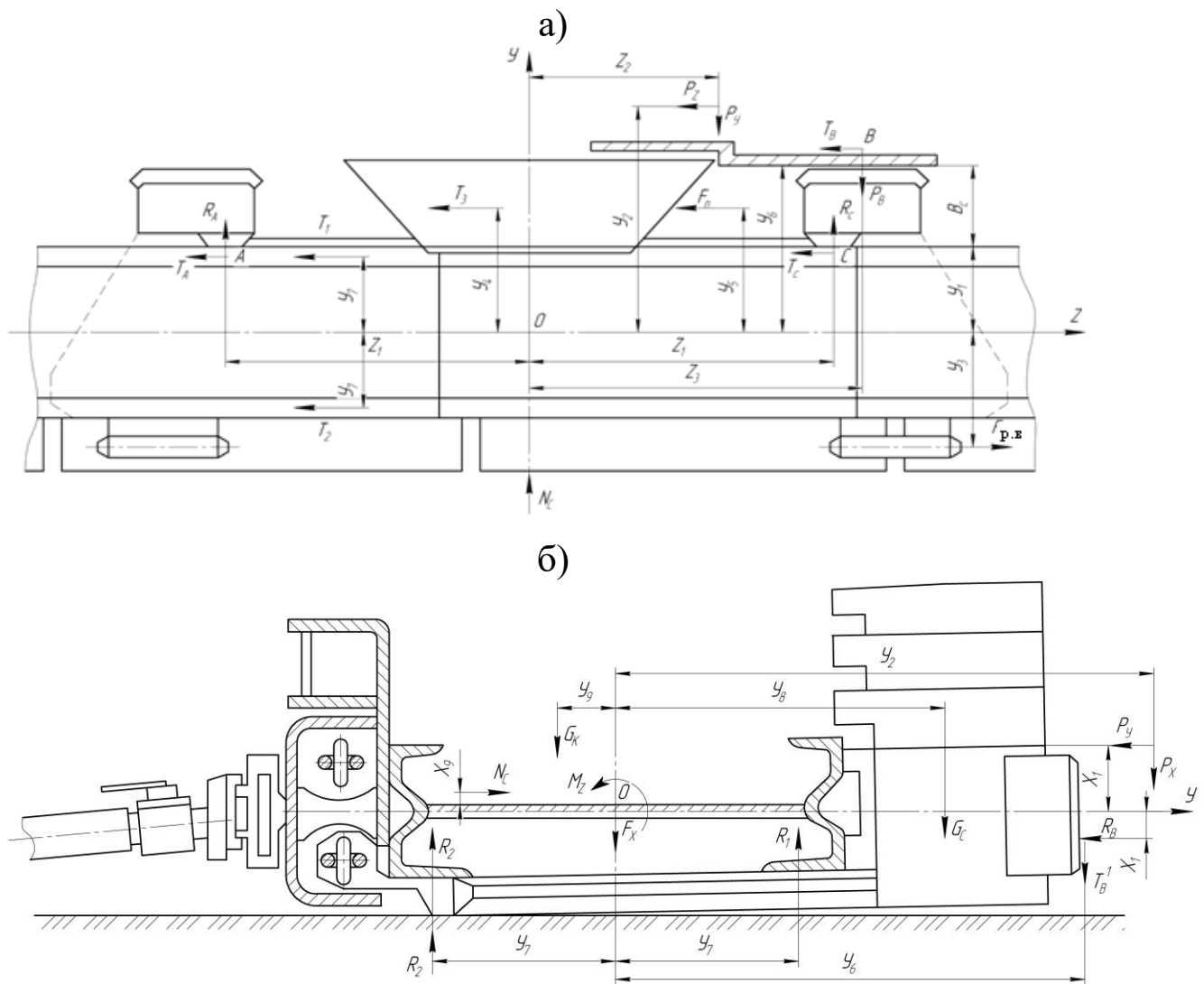


Рис. 3.6. Схема для расчета сил трения в опорах исполнительного органа струговой установки отрывного типа

$F_{p.в}$ – усилие в точке закрепления рабочей ветви тяговой цепи на исполнительном органе, Н;

R_B – реакция в точке контакта с забоем переднего ограничителя толщины стружки, Н;

R_C – реакция в точке контакта с конвейером передней опоры исполнительного органа, Н;

R_A – реакция в точке контакта с конвейером задней опоры исполнительного органа, Н;

T_B и T'_B – силы трения в зоне контакта с забоем переднего ограничителя толщины стружки, Н;

T_C – силы трения в зоне контакта с конвейером передней опоры исполнительного органа, Н;

T_a – сила трения в зоне контакта с конвейером задней опоры исполнительного органа, Н;

R_1 и R_2 – реакции в точках контактов подконвейерной плиты исполнительного органа с конвейером, Н;

R_3 – реакция в опоре подконвейерной плиты исполнительного органа на почву, Н;

T_1 и T_2 – силы трения в точках контактов подконвейерной плиты исполнительного органа с конвейером, Н;

T_3 – сила трения между подконвейерной плитой исполнительного органа и почвой, Н;

N_c – требуемое усилие подачи исполнительного органа на забой, Н;

G_k – сила тяжести участка конвейера, расположенного на подконвейерной плите исполнительного органа, включающая силу тяжести рештаков, транспортируемого угля и навесного оборудования, Н;

G_c – сила тяжести исполнительного органа, Н;

F_x – сумма проекций сил G_k, G_c и P_x на координатную ось X, Н;

M_z – сумма моментов сил и реакций $P_x, G_c, G_k, P_y, N_c, R_6$ и T'_6 относительно координатной оси Z, Н, м;

y_1 – координата точек приложения сил T_c и T_a по оси Y, м;

y_2 – координата точки приложения силы P_x по оси Y, м;

y_3 – координата точки приложения силы $F_{p.6}$ по оси Y, м;

y_4 – координата точки приложения силы T_3 по оси Y, м;

y_5 – координата точки приложения силы F_n по оси Y, м;

y_6 – координата точки приложения сил T_6 и T'_6 по оси Y, м;

y_7 – координата точки приложения сил T_1 и T_2 по оси Y, м;

y_8 – координата точки приложения силы G_c по оси Y, м;

y_9 – координата точки приложения силы G_k по оси Y, м;

Z_1 – координаты точек приложения реакции R_A и R_c по оси Z, м;

Z_2 – координата точек приложения реакции P_y по оси Z, м;

Z_3 – координата точек приложения реакции R_6 по оси Z, м;

X_1 – координата точек приложения реакции R_6 по оси X, м;

X_2 – координата точек приложения реакции P_y по оси X, м;

X_3 - координата точек приложения реакции N_c по оси X , м.

Координаты $y_1, y_3, y_7, y_8, y_9, Z_1, Z_2, Z_3, X_1, X_2, X_3$ определяются по результатам эскизной проработки конструктивной схемы исполнительного органа. При определении координат Z_2 и X_2 учитываются результаты расчетов сил на резцах исполнительного органа.

Координаты Z_2, X_1, X_2, X_3 определяются графическим путем по результатам эскизной проработки исполнительного органа и по схеме его нагружения на рис. 3.6 (при заданном положении начала координат – точки 0).

Координата точки приложения силы P_1 по оси Y :

$$y_2 = b_c + h + y_1, \text{ м} \quad (3.43)$$

Координата точки приложения силы F_n по оси Y :

$$y_5 = \frac{b_c}{2} + y_1, \text{ м}. \quad (3.44)$$

Координата точки приложения силы T_g по оси y :

$$y_6 = b_c + y_1, \text{ м}. \quad (3.45)$$

Координаты точек приложения реакции R_A и R_c по оси Z :

$$Z_1 = \frac{\ell'_c}{2}, \text{ м}, \quad (3.46)$$

где ℓ'_c – расстояние между геометрическими центрами опор исполнительного органа на конвейер, м.

Точка приложения реакции R_g принимается в геометрическом центре опоры исполнительного органа на забой.

Точки приложения реакций R_1 и R_2 принимаются в геометрических центрах нижних полок боковин рештаков конвейера.

Координата точки приложения силы трения T_3 по оси Y :

$$y_4 = \frac{G_c y_8 - G_k y_9 + P_x y_2}{F_x}, \text{ м}. \quad (3.47)$$

Сила тяжести исполнительного органа G_c определяется по конструкторской документации.

Сила тяжести участка конвейера G_k , расположенного на подконвейерной плите исполнительного органа:

$$G_k = g_k k'_p, \text{ Н}, \quad (3.48)$$

где g_k – сила тяжести одного загруженного углем рештака конвейера с учетом навесного оборудования; принимается по конструкторской документации, Н;

k'_p – коэффициент, учитывающий количество рештаков, расположенных на подконвейерной плите исполнительного органа; при толщине подконвейерной плиты 50.70 мм, длине рештака $l_p = 1,35$ 1,5 и угле раскрытия стыков рештаков в вертикальной плоскости $1,53^\circ$ коэффициент k'_p принимается: при длине подконвейерной плиты исполнительного органа равной 2 м $k'_p = 2,5$; при длине подконвейерной плиты исполнительного органа равной 3 м $k'_p = 3,0$, при длине подконвейерной плиты исполнительного органа равной 4 м $k'_p = 4,0$.

Сумма проекций сил G_k, G_c и R_z на ось X:

$$F_x = G_k + G_c + P_x, \text{ Н.} \quad (3.49)$$

Силы трения в точках контактов подконвейерной плиты исполнительного органа с конвейером:

$$T_1 = G_k \frac{y_7 - y_9}{2y_7} \mu_1, \text{ Н;} \quad (3.50)$$

$$T_2 = G_k \frac{y_7 - y_9}{2y_7} \mu_1, \text{ Н,} \quad (3.51)$$

где μ_1 – коэффициент трения подконвейерной плиты исполнительного органа о конвейер, принимаемый равным 0,25 при наличии на подконвейерной плите твердосплавных наплавов и 0,20 при отсутствии твердосплавных наплавов.

Сила трения между подконвейерной плитой исполнительного органа и почвой:

$$T_3 = (G_k + G_c + P_x) \mu_2, \text{ Н,} \quad (3.52)$$

где μ_3 – коэффициент трения подконвейерной плиты исполнительного органа о почву, принимаемой равным 0,3 при сухой почве и 0,4 при увлажненной почве.

Требуемая сила подачи исполнительного органа на забой:

$$N_c = \frac{k_3 \left[P_z (y_2 + y_3) + P_y (Z_3 - Z_2) - P_y (y_6 + y_3) \mu_3 + F_n (y_5 + y_3) + T_3 (y_4 + y_3) + T_2 (y_3 - y_7) + \right. \\ \left. Z_3 + (2k_1 - 1) Z_1 - (y_3 + y_6) \mu_3 - (y_3 + y_1) \mu_4 \right. \\ \left. + T_1 (y_3 - y_7) \right]}{Z_3 + (2k_1 - 1) Z_1 - (y_3 + y_6) \mu_3 - (y_3 + y_1) \mu_4}, \text{ Н,} \quad (3.53)$$

где μ'_3 – коэффициент трения ограничителя толщины стружки о забой, принимаемый равным 0,35 при хрупком угле и 0,45 при вязком угле;

μ_4 – коэффициент трения корпуса исполнительного органа о борт конвейера, принимаемый равным 0,25;

k_1 – коэффициент, учитывающий, какая часть силы подачи исполнительного органа на забой передается через заднюю опору исполнительного органа на конвейер и принимаемый равным 0,6;

k_3 – коэффициент запаса, определяемый в соответствии с табл.3.7. и учитывающий изменчивость средней сопротивляемости угля резанию по длине лавы, принимается в соответствии с табл.3.7.

Таблица 3.7

Зависимость коэффициента запаса k_3 от типа исполнительного органа и степени хрупкости угля

Степень хрупкости угля	Значение коэффициента запаса, k_3	
	исполнительный орган скользящего типа	исполнительный орган отрывного типа
вязкий	1,15	1,25
хрупкий	1,25	1,35

В выражении (3.54) учитываются направления действия сил, а также знаки координат точек их приложения. Координаты y_3, y_1 и Z_1 принимаются со знаком «+».

Сумма моментов сил и реакций $P_x, G_c, G_k, N_c, P_y, T'_e$ и R_g относительно координатной оси Z :

$$M_z = P_y X_2 + G_r y_9 - G_c y_8 - N_c X_3 - R_g X_1 - T'_e y_6 - P_x y_2, \text{ Н.м} \quad (3.54)$$

Положительное направление момента M_z принимается против часовой стрелки (рис. 3.6 б).

В выражении (3.54) учитываются направления действия сил, а также знаки координат точек их приложения. Входящий в выражение (3.54) момент $G_k y_9$ принимается со знаком «+» при $y_9 < 0$ и со знаком «-» при $y_9 > 0$.

Сила трения в опоре ограничителя толщины стружки на забой:

$$T'_e = (N_c - P_y) \mu_3, \text{ Н.} \quad (3.55)$$

Теперь можно рассчитать силу трения в опорах отрывного исполнительного органа. Она будет равна

при $|M_z| \leq |F_{xy7}|$

$$T = G_k(\mu_1 + \mu_2) + (G_c + P_x)\mu_2 + N_c\mu_4 + (N_c - P_y)\mu_3, \text{ Н}; \quad (3.56)$$

при $|M_z| \geq |F_{xy7}|$

$$T = \frac{|M_z|}{y_7}(\mu_1 + \mu_2) - (G_c + P_x)\mu_2 + N_c\mu_4 + (N_c - P_y)\mu_3, \text{ Н} \quad (3.57)$$

Далее определяется необходимое усилие на штоках гидравлических цилиндров системы подачи отрывного исполнительного органа на забой. Так как современные струговые установки отрывного типа работают практически без отжатия (или с минимальным отжатием в 3 ÷ 5 см) от забоя, усилие на штоке определяется по формулам:

при установке гидроцилиндров на каждом рештаке:

$$P_c = 0,5K_3''P_y, \text{ Н}; \quad (3.58)$$

при установке гидроцилиндров через один рештак:

$$P_c = K_3''P_y, \text{ Н}. \quad (3.59)$$

где P_y – равнодействующая усилий отжима;

K_3'' – коэффициент влияния скорости движения исполнительного органа на величину усилий, развиваемых гидроцилиндром; при $v_c < 1,0$ м/с, $K_3'' = 1,2$;

при $1,0 \leq v_c \leq 3$ м/с $K_3'' = 1,4 \div 1,5$.

Для расчёта сил трения в опорах исполнительного органа скользящего типа необходимо изобразить вид исполнительного органа сбоку (рис. 3.7) и вид по стрелке А (рис. 3.8), указав направления и точки приложения действующих сил.

Силы, приложенные к исполнительному органу, рассматриваются в прямоугольной системе координат. Положительными направлениями координатных осей принимаются:

для оси Z – направление движения исполнительного органа;

для оси Y – направление подвигания забоя;

для оси X – к кровле пласта.

Вспомогательная система координат повернута относительно основной системы (относительно оси Z) на угол $180^\circ - \psi$ против часовой стрелки.

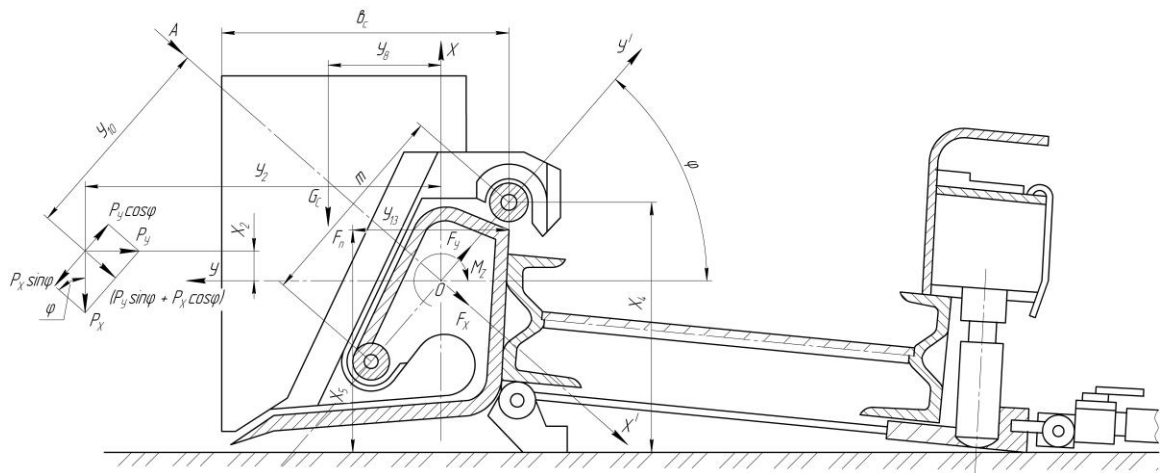


Рис. 3.7. Вид сбоку исполнительного органа струговой установки скользящего типа

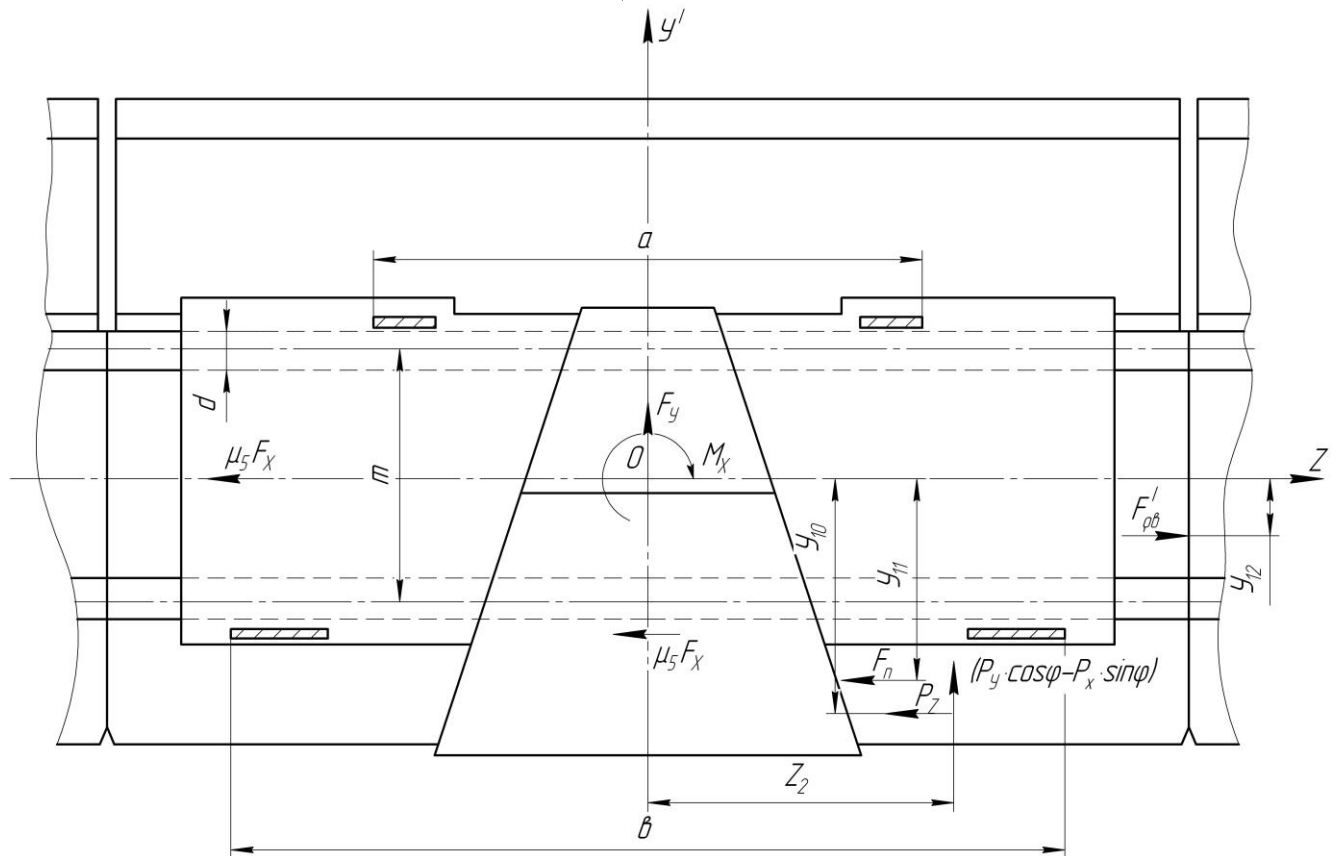


Рис. 3.8. Вид по стрелке «А» исполнительного органа струговой установки скользящего типа

Положительное направление действия приложенных к исполнительному органу сил принимается в соответствии с рис.3.7 и 3.8 На этих рисунках:

$F'_{р.в}$ - сила в точке закрепления рабочей ветви тяговой цепи на исполнительном органе, соответствующая силам трения в

опорах исполнительного органа при отсутствии его проекта относительно координатных осей X' и Z , Н;

F_x и F_y – суммы проекций сил P_x , P_y и G_c на координатные оси X' и Y' , Н;

M_x и M_z – суммы моментов сил P_x , P_y , G_c , F_n , $F'_{p.в}$ относительно координатных осей X и Z , Нм;

y_{10} – координата точки приложения силы P_z по оси y' , мм;

y_{11} – координата точки приложения силы F_n по оси y' , мм;

y_{12} – координата точки приложения силы $F'_{p.в}$ по оси y' , мм;

y_{13} – расстояние от конвейера на уровне высоты погрузки до точки приложения силы F_n по оси y , мм;

x_4 – расстояние от почвы до геометрического центра верхней трубчатой опоры наклонной направляющей по оси x , мм;

x_5 – расстояние от почвы до точки приложения силы F_n по оси x , мм;

m – расстояние между геометрическими центрами трубчатых опор наклонной направляющей по оси y , мм;

d – диаметр трубчатой опоры наклонной направляющей, мм;

a – расстояние между опорами исполнительного органа по верхней трубчатой опоре наклонной направляющей, мм;

b – расстояние между опорами исполнительного органа по нижней трубчатой опоре наклонной направляющей, мм;

ψ – угол, образованный наклонной направляющей и почвой пласта, град.

Координаты y_2 , y_8 , y_{10} , y_{12} , x_2 , z_2 , расстояние x_4 , а также параметры m , d , a , b и ψ , определяются по результатам эскизной проработки конструктивной схемы исполнительного органа.

Координаты y_2 , y_{10} , y_{12} , x_2 , z_2 и определяются графическим путем по результатам эскизной проработки исполнительного органа и по схеме его нагружения (при заданном положении начала координат – т. 0).

Расстояние от конвейера на уровне высоты погрузки до точки приложения силы F_n по оси Y :

$$Y_{13} = \frac{b_c}{2}, \text{ м.} \quad (3.60)$$

Расстояние от почвы до точки приложения силы F_n по оси X :

$$x_5 = \frac{(0,5F_2 + F_3 + 0,5F_4)H_n + 0,5(F_y + F_5)H_{c.\min}}{F_n}, \text{ м.} \quad (3.61)$$

Координата точки приложения силы F_n по оси Y' :

$$y_{11} = \left(y_{13} - \frac{x_4 - x_5}{\operatorname{tg}\varphi} \right) \cos\varphi - \left(0,5m - \frac{x_4 - x_5}{\sin\varphi} \right), \text{ м.} \quad (3.62)$$

Расстояния a и b в случае четырехопорного исполнительного органа принимаются равными расстояниями между крайними точками двух соответствующих опор, в случае трехопорного исполнительного органа расстояние a принимается равным длине верхней опоры исполнительного органа на направляющую.

Суммы проекций сил P_x , P_y и G_c на координатные оси X' и Y' :

$$F_x = (G_c + P_x)\cos\varphi + P_y\sin\varphi, \text{ Н;} \quad (3.63)$$

$$F_y = P_y\cos\varphi - (G_c + P_x)\sin\varphi, \text{ Н.} \quad (3.64)$$

Суммы моментов сил P_x , P_y , F_n , G_c $F'_{p.б}$ относительно координат осей X' и Z , Нм:

$$M_x = -F'_{p.б}y_{12} + F_n y_{11} + P_z y_{10} + F_y \left(\frac{d+m}{2} \right) \mu_5 - (P_y \cos\varphi - P_x \sin\varphi) Z_2, \quad (3.65)$$

$$M_z = P_y X_2 - P_x y_2 - G_c y_8, \text{ Нм,} \quad (3.66)$$

где μ_5 – коэффициент сопротивления движению исполнительного органа по наклонной направляющей, принимаемый равным 0,50,6 при $\ell_c \leq \ell_p$ и 0,60,7 при $\ell_c > \ell_p$.

В выражениях (3.67) и (3.68) учитываются направления действия сил, а также знаки координат точек их приложения.

Положительное направление сумм проекций F_x и F_y совпадает с положительным направлением вспомогательных координатных осей. Положительное направление моментов M_x и M_z принимается по часовой стрелке.

Усилие в точке закрепления рабочей ветви тяговой цепи на исполнительном органе:

$$F'_{p.б} = P_z + F_n + (F_x + F_y)\mu_5, \text{ Н,} \quad (3.67)$$

Силы трения T в опорах исполнительного органа на наклонную направляющую в зависимости от соотношения между суммами проекций F_x, F_y и суммами моментов M_x, M_z определяются по табл. 3.8.

**Формулы для расчёта сил трения в опорах исполнительного органа
на наклонную направляющую**

Соотношение между F_x, F_y и M_x, M_z		Сила трения в опорах исполнительного органа, Т, Н	
$ M_z \leq \left \frac{F_x m}{2} \right $	$F_y > 0$	$ M_x \leq \left \frac{F_y b}{2} \right $	$(F_x + F_y) \mu_5$
		$ M_x > \left \frac{F_y b}{2} \right ; M_{x1} < \left \frac{F_y b}{2} \right $	$(F_x + F_y) \mu_5$
		$ M_x > \left \frac{F_y b}{2} \right ; M_{x1} > \left \frac{F_y b}{2} \right $	$\left[\frac{4 M_{x1} }{a+b} + \frac{ F_y (a-b)}{a+b} + F_x \right] \mu_5$
	$F_y < 0$	$ M_x \leq \left \frac{F_y a}{2} \right $	$(F_x + F_y) \mu_5$
		$ M_x > \left \frac{F_y a}{2} \right ; M_{x1} < \left \frac{F_y a}{2} \right $	$(F_x + F_y) \mu_5$
		$ M_x > \left \frac{F_y a}{2} \right ; M_{x1} > \left \frac{F_y a}{2} \right $	$\left[\frac{4 M_{x1} }{a+b} + \frac{ F_y (a-b)}{a+b} + F_x \right] \mu_5$
$ M_z > \left \frac{F_x m}{2} \right $	$F_y < 0$	$ M_{x2} \leq \left \frac{F_y b}{2} \right $	$\left(F_y + \frac{2 M_z }{m} \right) \mu_5$
		$ M_{x2} > \left \frac{F_y b}{2} \right ; M_{x3} < \left \frac{F_y b}{2} \right $	$\left(F_y + \frac{2 M_z }{m} \right) \mu_5$
		$ M_{x2} > \left \frac{F_y b}{2} \right ; M_{x3} > \left \frac{F_y b}{2} \right $	$\left[\frac{2 M_z }{m} + \frac{4 M_{x3} }{a+b} + \frac{ F_y (a-b)}{a+b} \right] \mu_5$
$F_y < 0$	$F_y < 0$	$ M_{x2} \leq \left \frac{F_y a}{2} \right $	$\left(F_y + \frac{2 M_z }{m} \right) \mu_5$
		$ M_{x2} > \left \frac{F_y a}{2} \right ; M_{x3} < \left \frac{F_y a}{2} \right $	$\left(F_y + \frac{2 M_z }{m} \right) \mu_5$
		$ M_{x2} > \left \frac{F_y a}{2} \right ; M_{x3} > \left \frac{F_y a}{2} \right $	$\left[2 \frac{ M_z }{m} + \frac{4 M_{x3} }{a+b} + \frac{ F_y (a-b)}{a+b} \right] \mu_5$

В табл. 3.8 индексами M_{x1}, M_{x2} и M_{x3} обозначены моменты:

$$M_{x1} = \frac{M_x + \frac{2b|F_y|y_{12}\mu_5}{a+b}}{1 + \frac{4y_{12}\mu_5}{a+b}}, \text{ Нм}; \quad (3.68)$$

$$M_{x2} = M_x - \left(\frac{2|M_z|}{m} - |F_x| \right) y_{12}\mu_5 - |F_x| \frac{m}{2} \mu_5, \text{ Нм}; \quad (3.69)$$

$$M_{x3} = \frac{M_{x2} + \frac{2b|F_y|y_{12}\mu_5}{a+b}}{1 + \frac{4y_{12}\mu_5}{a+b}}, \text{ Нм.} \quad (3.70)$$

В формулах (3.69) и (3.70) слагаемое $\frac{2b|F_y|}{a+b}y_{12}\mu_5$ принимается со знаком «+» при $y_{12} < 0$ и со знаком «-» при $y_{12} > 0$; слагаемое $\frac{4y_{12}\mu_5}{a+b}$ принимается со знаком «+»: при $M_x > 0$ или $M_{x2} > 0$ и $y_{12} < 0$, при $M_x < 0$ или $M_{x2} < 0$ и $y_{12} > 0$;

Со знаком «-»: при $M_x > 0$ или $M_{x2} > 0$ и $y_{12} > 0$; при $M_x < 0$ или $M_{x2} < 0$ и $y_{12} < 0$.

В формуле (3.69) учитывается знак координаты y_{12} ; слагаемое $|F_x|\frac{m}{2}\mu_5$ принимается со знаком «-» при $M_z > 0$ и со знаком «+» при $M_z < 0$.

Среднее значение тяговых усилий в цепи исполнительного органа без учета влияния средней скорости движения исполнительного органа определяется по формуле (3.41).

Среднее значение тяговых усилий в цепи с учётом влияния средней скорости движения исполнительного органа равно

$$F_T = K_v F_T', \text{ Н} \quad (3.71)$$

Коэффициент влияния средней скорости исполнительного органа на усилие в его тяговой цепи K_v принимается:

$$K_v = 1,0 \text{ при } v_c = (0,40-0,70), \text{ м/с;}$$

$$K_v = 0,9 \text{ при } v_c = (0,71-1,10), \text{ м/с;}$$

$$K_v = 0,85 \text{ при } v_c > 1,10 \text{ м/с.}$$

Усилия на шток гидроцилиндров системы подачи определяется по формулам:

3.58 и 3.59.

3.5. Расчёт мощности привода исполнительного органа

Расчет мощности электродвигателей привода исполнительного органа следует начинать с определения её предварительного значения:

$$P_{\text{сум.н}} = \frac{F_{\text{э}}V_c}{100\eta_m}, \text{ кВт,} \quad (3.73)$$

где η_m - к.п.д. механической передачи привода, принимается по конструкторской документации на установку. При проектировочных расчетах рекомендуется принимать $\eta_m = 0,82$;

F_3 - эффективное значение тягового усилия в цепи исполнительного органа:

$$F_3 = F_T \sqrt{1 + \nu^2}, \quad (3.74)$$

где F_T - среднее значение тягового усилия в цепи исполнительного органа,

ν - результирующий коэффициент вариации тягового усилия в цепи исполнительного органа, при расчетах для отрывных струговых установок рекомендуется принимать $\nu = 0,305$, для скользящих - $\nu = 0,275$.

Следует отметить, что электродвигатели приводов исполнительного органа работают в повторно-кратковременном режиме с частыми пусками.

При отстающем режиме работы струговой установки ($\frac{V_c}{V_k} < 1$) фактическая относительная продолжительность включения электродвигателей привода исполнительного органа для электродвигателей с воздушным охлаждением от собственного вентилятора (самовентилируемый электродвигатель) $PВ_{факт} = 50\%$, а для электродвигателей с независимым водяным охлаждением - $PВ_{факт} = 40\%$; при опережающем режиме работы ($1 < \frac{V_c}{V_k} \leq 3,5$) - соответственно 40% и 30% .

Предварительно установленное значение необходимой номинальной мощности электродвигателя привода исполнительного органа в продолжительном режиме работы

$$P_n^1 = \frac{P_{сум.п}}{2 \sqrt{\frac{PВ'_{ном}}{PВ_{факт}} + \frac{\Delta P_{пост}}{\Delta P_{пер}} \left(\frac{PВ'_{ном}}{PВ_{факт}} - 1 \right)}}, \text{кВт} \quad (3.75)$$

По значению P_n^1 предварительно выбирается электродвигатель привода исполнительного органа, мощность которого должна быть выше или равна значению P_n^1 . По технической характеристике этого электродвигателя определяются его паспортные данные: P_n - номинальная мощность, кВт; M_n , M_n и M_k - соответственно номинальный,

пусковой и критический момент, кгс; S_n и S_k – номинальное и критическое скольжение; j – момент инерции ротора кгм²; R_1 и R_2 – сопротивления обмоток статора и ротора; O_m ; $\Delta P_{мех}$, $\Delta P_{пер}$; $\Delta P_{пост}$ – механические, переменные и постоянные потери, Вт; n_o – синхронное число оборотов, об/мин, $ПВ_{ном}$ – номинальная продолжительность включения, %; η – к.п.д. электродвигателя.

Определение эффективного значения момента электродвигателей головного $M_{\varepsilon 1}$ и концевого $M_{\varepsilon 2}$ приводов исполнительного органа производится по формулам:

$$M_{\varepsilon 1} = M_{01} \sqrt{1 + \nu_1^2}, \quad (3.76)$$

$$M_{\varepsilon 2} = M_{02} \sqrt{1 + \nu_2^2}, \quad (3.77)$$

где M_{01} и M_{02} – средние значения моментов электродвигателей головного и концевого приводов исполнительного органа, кгс.м;

ν_1 и ν_2 – результирующие коэффициенты вариации моментов электродвигателей головного и концевого приводов исполнительного органа.

Средние значения моментов электродвигателей определяются по формуле:

$$M_{01} = M_{02} = \frac{RF_m}{2U_p}, \quad (3.78)$$

где R – радиус начальной окружности тяговой звездочки привода исполнительного органа, м;

F_m – среднее значение тягового усилия в цепи исполнительного органа, кгс;

U_p – передаточное число редуктора привода исполнительного органа, принимается при опережающем режиме работы $U_p = 18,1$, при отстающем режиме работы $U_p = 35,56$.

Результирующий коэффициент вариации момента электродвигателя головного привода равен:

$$\nu_1 = \sqrt{\nu_{\partial n 1}^2 + \nu_{\partial \varepsilon 1}^2}, \quad (3.79)$$

где $\nu_{\partial n 1}$ и $\nu_{\partial \varepsilon 1}$ – коэффициенты вариации низкочастотной и высокочастотной составляющей момента электродвигателя головного привода.

Результирующий коэффициент вариации момента электродвигателя концевого привода равен

$$\nu_2 = \nu_{\partial n 2}, \quad (3.80)$$

где $v_{\partial n2}$ – коэффициент вариации низкочастотной составляющей момента электродвигателя концевго привода.

Значения $v_{\partial n1}$ и $v_{\partial n2}$ определяются по формулам:

$$v_{\partial n1} = 1,4v_n; \quad (3.81)$$

$$v_{\partial n2} = 0,6v_n, \quad (3.82)$$

где v_n – коэффициент вариации низкочастотной составляющей тягового усилия в цепи исполнительного органа.

Величина v_n определяется по формуле:

$$v_n = k_n v_L,$$

где k_n – коэффициент влияния неравномерности сил резания на неравномерность тягового усилия в цепи исполнительного органа, величина k_n принимается в соответствии с табл. 3.9.

Таблица 3.9

Зависимость коэффициента k_n от величины результирующей силы резания

Результирующая средних сил резания, P_z , кН	Значение коэффициента, k_n	
	отрывной исполнительный орган	скользящий исполнительный орган
10-20	0,2-0,35	0,32-0,47
20-30	0,35-0,45	0,47-0,57
30-40	0,45-0,52	0,57-0,64
40-50	0,52-0,57	0,64-0,69
50-60	0,57-0,61	0,69-0,73
60-70	0,61-0,63	0,73-0,76
80-100	0,64-0,66	0,76-0,79
100-120	0,65-0,68	0,79-0,82
120-150	0,68-0,70	0,82-0,84

Значение коэффициента вариации результирующей силы резания v_L , обусловленного изменчивостью средней сопротивляемости угля резанию по длине лавы принимается в соответствии с табл.3.10.

Зависимость коэффициента вариации ν_L от типа исполнительного органа, сопротивляемости резанию и хрупкости угля

Степень хрупкости угля	Значение коэффициента вариации ν_L	
	отрывной исполнительный орган	скользящий исполнительный орган
	$\bar{A}_p = 8,34 \text{ Н/м}$	$\bar{A}_p = 8,34 \text{ Н/м}$
Вязкий	0,15 0,10	0,20 0,15
Хрупкий	0,20 0,15	0,25 0,20

Коэффициент вариации высокочастотной составляющей момента электродвигателя головного привода исполнительного органа $\nu_{\partial\delta 1}$ равен

$$\nu_{\partial\delta 1} = 2\nu_{\partial\delta}, \quad (3.83)$$

где $\nu_{\partial\delta}$ – коэффициент вариации высокочастотной составляющей тягового усилия в цепи исполнительного органа для отрывного исполнительного органа - 0,29 при хрупком угле, 0,32 при вязком угле; для скользящего исполнительного органа соответственно 0,20 и 0,25.

Результирующее эффективное значение момента электродвигателя привода исполнительного органа равно:

$$M_{\partial} = \sqrt{\frac{M_{\partial 1}^2 + M_{\partial 2}^2}{2}} \quad (3.84)$$

Необходимая суммарная мощность электродвигателей привода исполнительного органа определяется по формуле:

$$P_{\text{сум}} = \frac{2M_{\partial}n_n}{955n_{NT}}, \text{кВт} \quad (3.85)$$

где n_n – номинальная частота вращения ротора электродвигателя

$$n_n = n_o(1 - S_n), \text{об/мин}, \quad (3.86)$$

где n_o и S_n - берутся из паспортных данных предварительно выбранного электродвигателя;

Если $P_{\text{сум}} \leq P_n^1$, значит выбранный предварительно электродвигатель по механическим характеристикам соответствует условиям работы. При $P_{\text{сум}} > P_n^1$ необходимо принять следующий по мощности электродвигатель.

Возможная тепловая мощность выбранного электродвигателя в повторно-кратковременном режиме работы определяется по формуле:

$$P_{н.к} = P_n \sqrt{\frac{ПВ_{ном}}{ПВ_{факт}} + \frac{\Delta P_{пост}}{\Delta P_{пер}} \left(\frac{ПВ_{ном}}{ПВ_{факт}} - 1 \right)}, \text{ кВт} \quad (3.87)$$

где P_n , $ПВ_{ном}$, $\Delta P_{пост}$ и $\Delta P_{пер}$ принимаются по технической характеристике электродвигателя.

Если $P_{сум} \leq 2P_{н.к}$, то выбранный электродвигатель пригоден для использования в составе привода исполнительного органа в заданном повторно-кратковременном режиме. Если нет, то нужно выбрать более мощный двигатель.

Мощность допустимых суммарных потерь в электродвигателе при работе в продолжительном режиме равна

$$\Delta P_1 = P_n \left[\left(\frac{100}{\eta} - 1 \right) + \frac{1,16}{\eta} - \frac{\Delta P_{мех}}{P_n} \right], \text{ кВт}, \quad (3.88)$$

где η , P_n , $\Delta P_{мех}$ берутся из технической характеристики электродвигателя.

Потери энергии в электродвигателе при пуске определяются по формуле:

$$\Delta A_n = \frac{J_1 \omega_o^2}{2} \left(1 + \frac{R_1}{R_2} \right), \text{ Вт} \quad (3.89)$$

где J_1 – момент инерции ротора электродвигателя и приведенный к нему момент инерции вращающихся элементов редуктора, кгм^2 ; $J_1 = J + J_n$, где J_n – приведенный к ротору электродвигателя момент инерций вращающихся частей редуктора; при опережающем режиме работы $J_n = 0,35$; при отстающем режиме работы $J_n = 0,10$;

$\omega_o = \frac{n_o \pi}{30}$, рад/с – синхронная угловая скорость вращения ротора электродвигателя;

R_1 и R_2 – сопротивление обмоток статора и ротора электродвигателя, Ом.

Мощность фактических суммарных потерь в электродвигателе в повторно-кратковременном режиме с частыми пусками определяется по формуле:

$$\Delta P^{1,2} = \Delta P_{ном} + \Delta P_{пер} \cdot \kappa_3^2 + \frac{\Delta A_p}{t_p}, \text{ Вт} \quad (3.90)$$

Коэффициент загрузки электродвигателей привода:
ГОЛОВНОГО:

$$k_{3.1} = \frac{P_{сум}}{P_H} k_{31}^1; \quad (3.91)$$

КОНЦЕВОГО:

$$k_{3.2} = \frac{P_{сум}}{P_{ном}} k_{3.2}^1. \quad (3.92)$$

Значения k_{31}^1 и $k_{3.2}^1$ определяются по табл.3.10.

Продолжительность периода установившейся работы электродвигателей привода исполнительного органа t_p определяется по формулам:

при отстоющем режиме работы

$$t_p = \frac{1440}{Z_{факт.i}} \quad (3.93)$$

при опережающем режиме работы

$$t_p = \frac{1080}{Z_{факт.i}} \quad (3.94)$$

Рекомендуется провести расчеты t_p при $Z_{факт} = 10; 35; 75; 120$ и 175 вкл/час.

Таблица 3.11

Значения коэффициентов k_{31}^1 и k_{32}^1 при $\Delta t = 0,3c$ (наименьшее значение выдержки времени Δt , реализованное в современных струговых установках) при различных величинах фактического числа включений ($Z_{факт.}$), скорости движения исполнительного органа (V_c), жесткости цепи исполнительного органа (C_o)

$Z_{факт.}$ вкл/ч			10	35	75	125	175
V_c	C_o	k_3^1					
	$C_o=(4-5)10^7H$	k_{31}^1	1.00	1.06	1.07	1.25	1.75
		k_{32}^1	1.00	0.93	0.87	0.85	0.83
$V_c=0.6-0.8$ м/с	$C_o=(6-7)10^7H$	k_{31}^1	1.00	0.99	0.98	0.85	0.73
		k_{32}^1	1.00	0.98	0.96	0.94	0.93
	$C_o=(8-9)10^7H$	k_{31}^1	1.00	1.00	0.90	0.90	0.85
		k_{32}^1	1.00	1.00	1.10	1.10	1.15
	$C_o=(4-5)10^7H$	k_{31}^1	1.00	1.02	1.03	1.03	1.02
		k_{32}^1	1.00	0.98	0.97	0.97	0.95
$V_c=1.0-1.2$ м/с	$C_o=(6-7)10^7H$	k_{31}^1	1.00	0.93	0.80	0.70	0.65
		k_{32}^1	1.00	1.07	1.20	1.30	1.35
	$C_o=(8-9)10^7H$	k_{31}^1	1.00	0.90	0.80	0.65	0.52
		k_{32}^1	1.00	1.10	1.20	1.35	1.48
	$C_o=(4-5)10^7H$	k_{31}^1	1.00	0.88	0.73	0.60	0.50
		k_{32}^1	1.00	1.03	1.12	1.26	1.37
$V_c=1.5-3.0$ м/с	$C_o=(6-7)10^7H$	k_{31}^1	1.00	0.90	0.78	0.70	0.60
		k_{32}^1	1.00	1.03	1.12	1.30	1.40
	$C_o=(8-9)10^7H$	k_{31}^1	1.00	0.90	0.83	0.73	0.62
		k_{32}^1	1.00	1.02	1.08	1.22	1.38

Рациональные значения выдержки времени между пусками электродвигателей привода исполнительного органа, обеспечивающие минимум механических перегрузок и тепловых потерь:

$$\Delta t = \frac{10^3 P_H}{\omega_n^2 C_2'}, \text{ сек,} \quad (3.95)$$

где ω_n - номинальная угловая скорость вращения ротора электродвигателя, рад/с, $\omega_n = \frac{n_n \cdot \pi}{30}$

C'_2 – приведенный к ротору электродвигателя коэффициент жесткости ветви тяговой цепи исполнительного органа;

$$C_2 = \frac{C_o R^2}{L_c U_p^2} \quad (3.96)$$

где C_o - жесткость тяговой цепи исполнительного органа, берется из технической документации на тяговую цепь.

Мощность допустимых суммарных потерь в электродвигателе в повторно-кратковременном режиме работы при различных значениях $Z_{фактi}$ определяется по формуле:

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \frac{100}{PB_{факт}} - \frac{\Delta A_n}{t_p}, \text{ кВт.} \quad (3.97)$$

Коэффициент тепловой перегрузки двигателей:

головного:

$$PT1 = \frac{\Delta P^1}{\Delta P_2}, \quad (3.98)$$

концевого:

$$PT2 = \frac{\Delta P^2}{\Delta P_2} \quad (3.99)$$

Если $PT1 < 1,4$ и $PT2 < 1,4$, то тепловая мощность двигателя соответствует требуемым режимам работы.

Устойчивое значение момента электродвигателя головного привода определяется по формуле:

$$M_{уст.1} = \frac{0,7M_k}{m_2(1+1,9v_{\partial.н.1})}, \text{ Нм;} \quad (3.100)$$

где M_k – критический момент электродвигателя привода исполнительного органа;

m_2 – кратность допустимой перегрузки электродвигателя головного привода по фактору высокочастотной составляющей момента сопротивлений на тяговой звездочке; m_2 определяется по графику на рис.3.9.

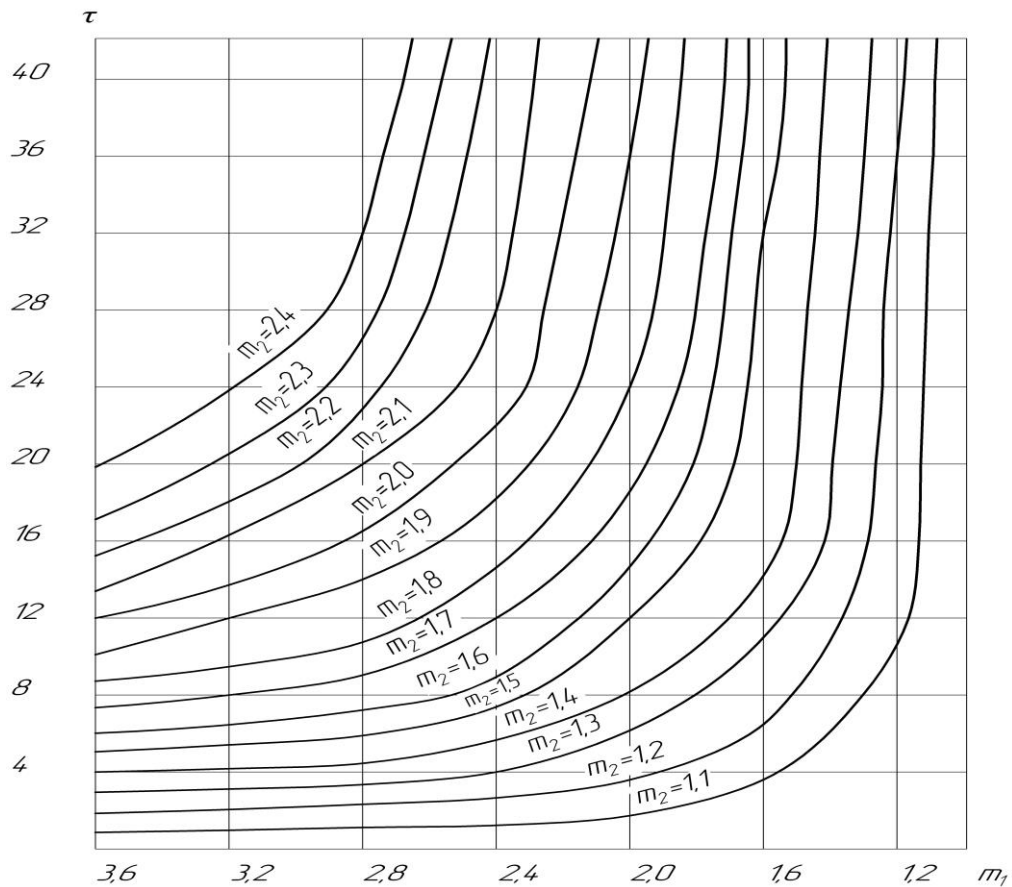


Рис. - 3.9. График для определения значений m_2

Предварительно нужно определить τ - относительное критическое время, и m_1 - кратность наибольших значений высокочастотной составляющей момента сопротивления на тяговой звездочке головного привода исполнительного органа.

$$\tau = \frac{T_K}{4T_{эм}}, \quad (3.101)$$

где T_K - период изменения высокочастотной составляющей момента сопротивления на тяговой звездочке головного привода,

$$T_K = 2\pi \sqrt{\frac{m}{c}}, \quad (3.102)$$

где m - приведенная масса системы "исполнительный орган - рабочая ветвь тяговой цепи"

$$m = m_c + \frac{L_c - 50}{3} \cdot q, \quad (3.103)$$

где q - масса 1 м тяговой цепи,

c - коэффициент жесткости рабочей ветви тяговой цепи,

$$c = \frac{c_0}{L_c - 50}; \quad (3.104)$$

$T_{эм}$ - электромеханическая постоянная,

$$T_{эм} = \frac{4q J_1 n_0 S_H}{375 M_H}, \quad (3.105)$$

где n_0, S_H, M_H - берутся из технической характеристики двигателя.

m_1 определяется по формуле:

$$m_1 = \frac{M_1}{M_{01}}, \quad (3.106)$$

где M_1 – наибольшее значение высокочастотной составляющей момента сопротивления на тяговой звездочке головного привода, рассчитывается по формуле:

$$M_1 = M_{01} + \frac{R}{U_p} A_{f \max}, \quad (3.107)$$

где $A_{f \max}$ – наибольшее значение амплитуды высокочастотной составляющей тягового усилия в цепи исполнительного органа:

$$A_{f \max} = 1,2 A'_{f \max} \cdot K_1 \cdot K_2; \quad (3.108)$$

m_1 – кратность наибольших значений высокочастотной составляющей момента сопротивления на тяговой звездочке головного привода, i - относительное критическое время.

$A'_{f \max}$ – стандартное наибольшее значение амплитуды высокочастотной составляющей, определяется по графику на рис.3.10;

K_1 -коэффициент влияния массы исполнительного органа; при $m_c=100-200$ кН, $K_1=0,9=0,95$; при $m_c=250$ кН $K_1=1$; при $m_c=300-400$ кН $K_1=1,1-1,2$;

K_2 -коэффициент влияния жесткости цепи исполнительного органа;

при $C_o=5,1 \cdot 10^7$ Н $K_2=1$; при $C_o=6,5 \cdot 10^7$ Н $K_2=1,05$, при $C_o=8,7 \cdot 10^7$ Н, $K_2=1,1$

Если $\frac{M_{ycm.1}}{K_{3.1}} \leq M_H$, то принятый электродвигатель пригоден для

его использования в составе привода исполнительного органа по фактору его работы без опрокидывания при заданных нагрузках. Значит, электродвигатель полностью соответствует требованиям.

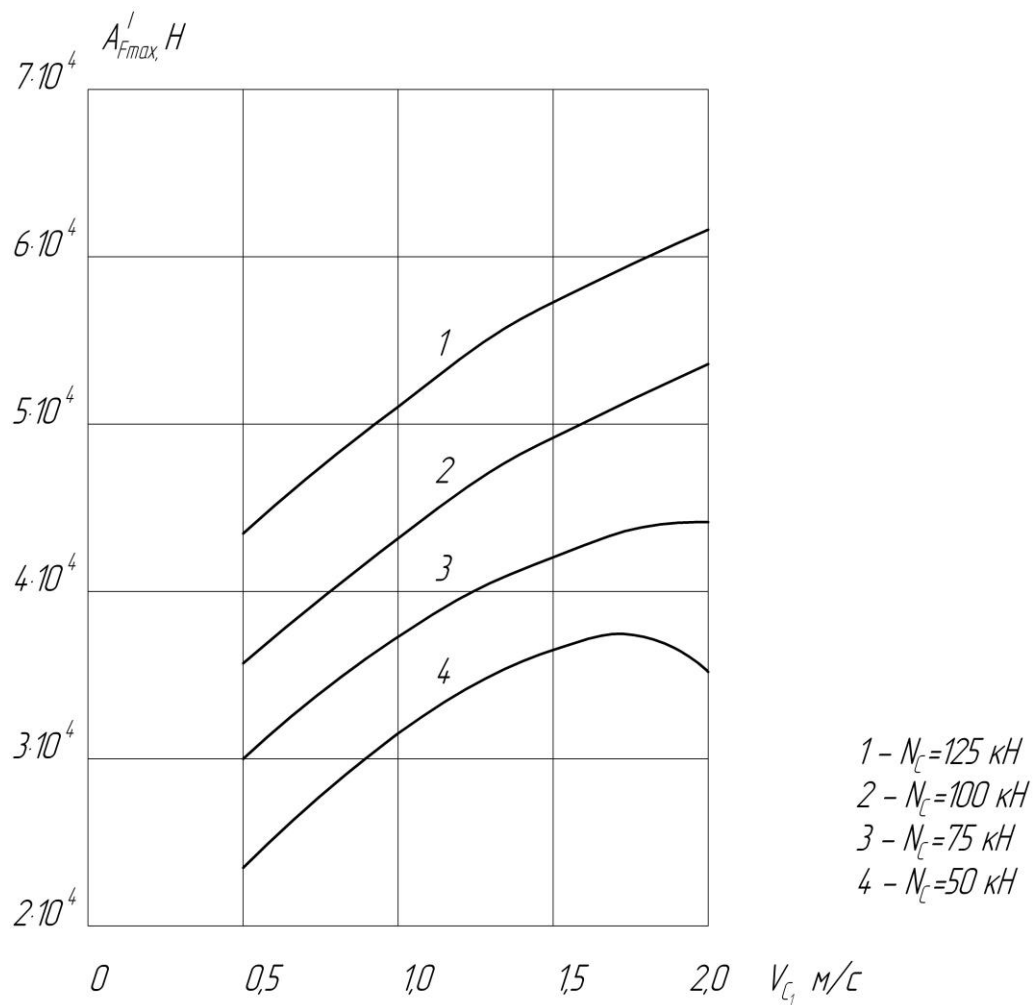


Рис.3.10. - График для определения A'_{Fmax} при различных значениях усилий подачи, N_c - сила подачи исполнительного органа на забой, V_c – скорость движения исполнительного органа

4. АЛГОРИТМЫ РАСЧЁТА ПАРАМЕТРОВ СТРУГОВЫХ УСТАНОВОК

4.1. Алгоритм расчёта сил на резцах исполнительного органа

4.1.1. Минимальное значение высоты исполнительного органа – по (3.3). В соответствии с техническим заданием принимается высота исполнительного органа H_c , равная или больше вычисленной $H_{c.min}$.

4.1.2. Рациональный шаг расстановки линейных резцов – по (3.4).

4.1.3. Уточненный средний шаг расстановки линейных резцов по (3.5).

4.1.4. Средняя ширина среза линейных резцов по (3.6).

4.1.5. Усилие резания на остром резце $Z_{o,i}$ – по (3.7). Тангенс угла бокового развала борозды резания $tg\phi_i$ по (3.8).

4.1.6. Средняя отжимающая сила на остром резце $V_{o,i}$ – по (3.9).

4.1.7. Средняя отжимающая сила на резце с учётом затупления $V_{z,i}$ – по (3.10).

4.1.8. Средняя сила резания на резце с учётом затупления $Z_{z,i}$ – по (3.12).

4.1.9. Средняя боковая сила на резцах $X_{z,i}$ по (3.13).

4.1.10. Равнодействующие средних сил резания P_z , отжимающих P_y и боковых P_x по (3.14), (3.15) и (3.16) соответственно.

4.1.11. Координаты точек приложения равнодействующих сил относительно координатных осей по (3.17-3.22).

4.1.12. Средняя ширина режущей кромки резцов v_{cp} – по (3.25).

4.1.13. Коэффициент, учитывающий влияние износа резцов на неравномерность силы резания (отжимающей силы) k_c – по (3.24).

4.1.14. Коэффициент вариации равнодействующей сил резания (отжимающих сил) $\gamma_{az(y)}$ определяется по (3.23)

4.2. Алгоритм расчёта усилий погрузки угля исполнительным органом

4.2.1. Усилие внедрения погрузочной поверхности в штабель угля F_1 определяется по (3.31).

4.2.2. Сила тяжести угля, расположенного на погрузочной поверхности ниже высоты погрузки G_1 по (3.33).

4.2.3. Составляющая усилия перемещения по погрузочной поверхности исполнительного органа до уровня высоты погрузки F_2 – по (3.32).

4.2.4. Сила тяжести угля, расположенного на погрузочной поверхности исполнительного органа выше уровня погрузки G_2 по (3.35).

4.2.5. Составляющая усилия перемещения угля по погрузочной поверхности выше уровня высоты погрузки F_3 по (3.34).

4.2.6. Сила тяжести угля, перемещаемого на конвейер G_3 по (3.37).

4.2.7. Составляющая усилия перемещения угля на конвейер F_4 – по (3.36).

4.2.8. Высота штабеля угля перед исполнительным органом $H_{ш}$ определяется по (3.39). Если рассчитанная $H_{ш} > H_c$, принимается $H_{ш} = H_c$.

4.2.9. Усилие, затрачиваемое на преодоление сопротивления внутреннего трения в штабеле угля перед исполнительным органом F_5 – по (3.38).

4.2.10. Усилие погрузки угля исполнительным органом $F_{п}$ – по (3.30).

4.2.11. При α_1 и ρ_1 больше 55° , усилие погрузки по (3.40).

4.3. Алгоритм расчёта усилий в тяговой цепи цепи и усилий подачи отрывного исполнительного органа

Схема нагрузки на исполнительный орган приведена на рис. 3.6 (а и б).

4.3.1. Координата точки приложения силы P_z по оси Y, y_2 – по (3.43).

4.3.2. Координата точки приложения силы F_n по оси Y, y_5 – по (3.44).

4.3.3. Координата точки приложения силы T по оси Y, y_6 – по (3.45).

4.3.4. Координаты точек приложения реакций R_a и R_c по оси Z, z_1 – по (3.46).

4.3.5. Сила тяжести участка конвейера, расположенного на подконвейерной плите исполнительного органа G_k , по (3.48).

4.3.6. Сумма проекций сил G_k, G_c и P_z на ось X, F_x – по (3.49).

4.3.7. Координата точки приложения силы трения T_3 по оси $-Y - y_4$ по (3.47).

4.3.8. Силы трения в точках контакта подконвейерной плиты исполнительного органа с конвейером T_1 и T_2 по (3.50) и (3.51) соответственно.

4.3.9. Сила трения между подконвейерной плитой исполнительного органа и почвой T_3 по (3.52).

4.3.10. Усилие подачи исполнительного органа на забой N_c по (3.53).

4.3.11. Сумма моментов сил и реакций $P_x, G_c, G_k, N_c, T_8^1$ и R_8 относительно координатной оси - по (3.54).

4.3.12. Сила трения в опорах исполнительного органа T по (3.56) и (3.57), усилия на штоках гидроцилиндров системы подачи исполнительного органа на забой P_c – по (3.58) или (3.59).

4.3.13. Усилие протягивания 1 м тяговой цепи исполнительного органа w_9 , по табл.3.6.

4.3.14. Усилие протягивания тяговой цепи исполнительного органа, F_u по (3.42).

4.3.15. Равнодействующая средних сил резания, P_z по (3.14).

4.3.16. Усилия погрузки угля исполнительным органом, F_n по (3.30).

4.3.17. Усилия в тяговой цепи исполнительного органа, F_T по (3.41)

4.4. Алгоритм расчёта усилий в тяговой цепи и усилий подачи скользящего исполнительного органа

Схема нагрузки на исполнительный орган представлена на рис.3.6 и 3.7

4.4.1. Расстояние от конвейера на уровне высоты погрузки до точки приложения силы F_n по оси Y, y_{13} – по (3.60).

4.4.2. Расстояние от почвы до точки приложения силы F_n по оси X, x_5 – по (3.61).

4.4.3. Координата точки приложения силы F_n по оси Y^1, y_{11} – по (3.62).

4.4.4. Суммы проекций сил P_x, P_y и G_c на координатные оси X^1 и Y^1, F_x и F_y – по (3.63) и (3.64) соответственно.

4.4.5. Усилие в точке закрепления рабочей ветви тяговой цепи на исполнительный орган $F_{p.в}^1$ по (3.67).

4.4.6. Усилие подачи исполнительного органа на забой N_c по (3.53).

4.4.7. Суммы моментов сил P_x, P_y, F_n, G_c и $F_{p.в}^1$ относительно координатных осей X^1 и Z, M_x и M_z определяется по (3.65) и (3.66) соответственно.

4.4.8. Значения M_x, M_{x2} и M_{x3} по (3.68), (3.69) и (3.70) соответственно.

4.4.9. Силы трения в опорах исполнительного органа на наклонную направляющую T в зависимости от соотношения между суммами проекций F_x, F_y и суммами моментов M_x и M_z определяются по формулам табл. 3.8.

Далее расчет производится в соответствии с п.п.4.3.13-4.3.17.

4.5. Алгоритм расчёта мощности привода

4.5.1. Среднее значение тягового усилия F_T по (3.71).

4.5.2. Эффективное значение тягового усилия, $F_э$ по (3.74).

4.5.3. Предварительное значение необходимой суммарной мощности приводов исполнительного органа, $P_{сум.п.}$ определяется по (3.73).

4.5.4. Предварительно установленное значение необходимой номинальной мощности одного электродвигателя привода исполнительного органа в продолжительном режиме работы, P_n^1 по (3.75). По этому значению мощности выбирается электродвигатель привода исполнительного органа, паспортные характеристики которого используются в дальнейшем расчете.

4.5.5. Среднее значение моментов головного M_{01} и концевого M_{02} приводов по (3.78).

4.5.6. Производится проверка. Если $M_k > 2SM_{01}$, то расчет производится для выбранного двигателя. Если нет выбирается другой двигатель.

4.5.7. Результирующие значения коэффициентов вариации моментов головного (v_1) и концевого (v_2) приводов исполнительного органа определяется по (3.79), (3.80).

4.5.8. Эффективные значения моментов головного ($M_{э.1}$) и концевого ($M_{э.2}$) приводов исполнительного органа по (3.76) и (3.77).

4.5.9. Результирующее значение эффективного момента электродвигателя привода исполнительного органа $M_э$ по (3.84)

4.5.10. Необходимая суммарная мощность электродвигателей привода исполнительного органа $P_{сум}$ по (3.85).

4.5.11. Номинальная частота вращения ротора электродвигателя n_n по (3.86).

4.5.12. Возможная тепловая мощность выбранного электродвигателя в повторно-кратковременном режиме работы, $P_{п.к}$ по (3.87).

4.5.13. Производится проверка, если $P_{сум} \leq 2P_{п.к}$, значит выбранный двигатель пригоден для использования в повторно-кратковременном режиме работы.

4.5.14. Мощность допустимых суммарных потерь в электродвигателе в продолжительном режиме работы, ΔP_1 по (3.88).

4.5.15. Потери энергии в электродвигателе при пуске, ΔA_n по (3.89).

4.5.16. Продолжительность периода установившейся работы электродвигателя привода, t_p по (3.93), (3.94).

4.5.17. Мощность допустимых суммарных потерь в электродвигателе в повторно-кратковременном режиме с частыми пусками, ΔP_2 по (3.97).

4.5.18. Коэффициенты загрузки электродвигателей привода исполнительного органа головного $k_{3.1}$ и концевого $k_{3.2}$ по (3.92) и (3.93) соответственно. Значения $k_{3.1}$ и $k_{3.2}$ принимаются по табл.3.10.

4.5.19. Мощность фактических суммарных потерь в каждом электродвигателе привода исполнительного органа в повторно-кратковременном режиме с частыми пусками ΔP по (3.90).

4.5.20. Коэффициенты тепловой перегрузки электродвигателей, $P_{T1.2}$ по (3.98), (3.99).

4.5.21. Наибольшее значение амплитуды высокочастотной составляющей тягового усилия $A_{f\max}$ по (3.108) с учетом данных графика рис.3.6.

4.5.22. Приведенная масса системы "исполнительный орган-рабочая ветвь тяговой цепи", m , по (3.103).

4.5.23. Коэффициент жесткости рабочей ветви тяговой цепи, c , по (3.104).

4.5.24. Период изменения высокочастотной составляющей момента сопротивления на тяговой звездочке головного привода, T_K , по (3.102).

4.5.25. Электромеханическая постоянная, $T_{эм}$, по (3.105).

4.5.26. Относительное критическое время, τ , по (3.101).

4.5.27. Наибольшее значение высокочастотной составляющей момента сопротивления на тяговой звёздочке головного привода M_1 по (3.99).

4.5.28. Значение m_1 по (3.98).

4.5.29. Устойчивое значение момента электродвигателя головного двигателя $M_{уст1}$ по (3.97) с учётом данных графика на рис.3.8.

4.5.30. Проверка выполнения условия $M_H \leq \frac{M_{уст1}}{k_{31}}$. Если условие выполняется, то двигатель пригоден к использованию по фактору работы без опрокидывания.

5. ПРИМЕРЫ РАСЧЁТА ПАРАМЕТРОВ СТРУГОВЫХ УСТАНОВОК

5.1. Исходные данные для расчета. Расчет толщины стружки

Струговая установка 2СО2623. Исполнительный орган с гидровставкой

Производительность очистной выемки $Q=5,2$ м²/мин

Мощность пласта, максимальная $H_{\min}=0,55$ м

минимальная $H_{\max}=1,4$ м

Высота исполнительного органа $H_{\text{сmin}}=0,51$ м

Скорость движения исполнительного органа $V_{\text{сmin}}=0,71$ м/с

$V_{\text{сmax}}=1,735$ м/с

Скорость движения тяговых цепей конвейера $V_{\text{кmin}}=0,59$ м/с

$V_{\text{кmax}}=1,44$ м/с

Допустимая площадь поперечного сечения грузопотока конвейера $F_g=0,129$ м²

Плотность угля в массиве $\rho=16 \cdot 10^3$ кН/м³

Коэффициент разрыхления угля $\phi=1,50$

Схема работы установки челноковая

Компоновка установки одноструговая

Сопrotивляемость угля резанию $\bar{A}_p=25$ Н/м

Характеристика угля по хрупко-пластическим свойствам хрупкий

Количество верхних резцов $m_{\text{в}}=1$ шт.

Количество нижних резцов $m_{\text{н}}=1$ шт.

Количество линейных резцов $m_{\text{л}}=5$ шт.

в т.ч. расположенных по линейной схеме $m_{\text{лл}}=2$ шт.

ступенчатой схеме $m_{\text{лст}}=3$ шт.

Тип резцов, линейных РС3

верхнего и нижнего РС4

Угол установки резцов к направлению подачи, град. (линейного, нижнего, верхнего) $\beta_i=0$

Расчет толщины стружки

$$h^e = \frac{Q}{60 \cdot V_c} = \frac{5,2}{60 \cdot 1,735} = 0,05 \text{ м} = 5,0 \text{ см}$$

Наибольшее значение толщины стружки по пропускной способности конвейера

$$h^6 = \frac{F_k(c^2 - 1)}{m \cdot \varphi \cdot c(3c - 1)} = \frac{F \cdot \left[\left(\frac{V_c}{V_k} \right)^2 - 1 \right]}{m \cdot \varphi \cdot \frac{V_c}{V_k} \left(3 \frac{V_c}{V_k} - 1 \right)} =$$

$$= \frac{0,129 \left[\frac{1,735^2}{(0,59)} - 1 \right]}{0,55 \cdot 1,50 \cdot \frac{1,735}{0,59} \cdot \left(\frac{1,735}{0,59} - 1 \right)} = 0,05 \text{ м} = 5,0 \text{ см}$$

5.2. Расчет сил на резцах исполнительного органа

При расчете учитываются следующие факторы:

- верхний резец гидроставки работает с двумя плоскостями обнажения;

- верхний резец головного исполнительного органа работает в режиме линейного, расположенного по ступенчатой схеме.

Количество резцов:

верхних – 1 шт;

нижних – 1 шт;

линейных (n_e) – 6 шт;

в т.ч., расположенных по линейной схеме – 3 шт,

по ступенчатой схеме – 3 шт,

Средний расчетный рациональный шаг расстановки линейных резцов

$$\sum_{i=1}^n t_{uy}^i$$

$$t_{uy} = \frac{\quad}{n}, \text{ см,}$$

$$\text{Где } n = n_p - 1$$

$$t_{uy} = \frac{9,0 + 9,0 + 7,0 + 8,0 + 6,0}{5} = 7,8 \text{ см}$$

Средняя ширина линейных резцов равна:

$$t_{cp.} = \frac{9,0 + 9,0 + 9,0 + 7,0 + 8,0 + 6,0 + 6,0}{7} = 7,7 \text{ см}$$

Тангенс угла бокового развала борозды $tg \psi = 0,91$

Коэффициент обнажения забоя

- для линейных резцов

$$K_3 = 0,38$$

- для верхнего резца с учетом 2-х плоскостей обнажения:

$$K_{3B} = 0,75;$$

- для нижнего резца

$$K_{3H} = 1,2.$$

Коэффициент влияния угла резания:

- для линейных и верхнего резцов $K_y = 0,95;$

- для нижнего резца $K_y = 1,1.$

Коэффициент формы передней грани $K_\phi = 1,0$

Коэффициент схемы резания

- для линейной $K_{cx} = 1,0;$

- для ступенчатой $K_{cx} = 1,17.$

Коэффициент отжима $K_{от} = 0,50.$

Средняя сила резания на острых резцах:

$$Z_{o.i} = 1,1 \cdot A_p \left(\frac{0,35 \cdot B_p + 0,3}{B_p + h_i \cdot tg \varphi} \right)_{K_\phi} \cdot h \cdot t_{cp} \cdot k_{zi} \cdot k_y \cdot k_\phi \cdot k_{cx} \cdot k_{cm} \cdot \frac{1}{\cos \beta},$$

- на линейном, работающем в линейной схеме:

$$Z_{ol} = 1,1 \cdot 250 \left(\frac{0,35 \cdot 3,2 + 0,3}{3,2 + 5,0 \cdot 0,91} \right) \cdot 1,0 \cdot 5 \cdot 7,7 \cdot 0,38 \cdot 0,95 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 0,5 \cdot 1,0 = 3430,98H;$$

- линейном, работающем в ступенчатой схеме:

$$Z_{o.cm} = 1,1 \cdot 250 \left(\frac{0,35 \cdot 3,2 + 0,3}{3,2 + 5,0 \cdot 0,91} \right) \cdot 1,0 \cdot 5 \cdot 7,0 \cdot 0,38 \cdot 0,95 \cdot 1,0 \cdot 1,17 \cdot 0,5 \cdot 1,0 = 4014,08H;$$

- то же на верхнем резце исполнительного органа:

$$Z_{o.v.cm} = 1,1 \cdot 250 \left(\frac{0,35 \cdot 3,2 + 0,3}{3,2 + 5,0 \cdot 0,91} \right) \cdot 1,0 \cdot 5 \cdot 6,0 \cdot 0,38 \cdot 0,95 \cdot 1,0 \cdot 1,17 \cdot 0,5 \cdot 1,0 = 3128,16H;$$

- то же на верхнем резце гидровставки:

$$Z_{o.v.z} = 1,1 \cdot 250 \left(\frac{0,35 \cdot 3,2 + 0,3}{3,2 + 5,0 \cdot 0,91} \right) \cdot 1,0 \cdot 5 \cdot 3,0 \cdot 0,75 \cdot 0,95 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 0,5$$

$$\cdot \frac{1}{0,906} = 2902,76H;$$

- то же на нижнем резце исполнительного органа:

$$Z_{o.n} = 1,1 \cdot 250 \left(\frac{0,35 \cdot 3,2 + 0,3}{3,2 + 5,0 \cdot 0,91} \right) \cdot 1,0 \cdot 5 \cdot 5,5 \cdot 1,2 \cdot 1,1 \cdot 1,0 \cdot 1,17 \cdot 0,5$$

$$\cdot \frac{1}{0,866} = 12058,80H;$$

Средняя отжимающая сила на острых резцах

$$y_{oi} = Z_{oi} \cdot k_n, \text{кГс}$$

линейном в линейной схеме $y_{o.l.} = 350,1 \cdot 0,4 = 1372,39 \text{ H}$

линейном в ступенчатой схеме $y_{o.c.m} = 409,6 \cdot 0,4 = 1605,63 \text{ H}$

верхнем резце головного исполнительного органа

$$y_{o.v.c.m} = 413,9 \cdot 0,4 = 1622,49 \text{ H}$$

верхнем резце гидровставки $y_{o.v.z} = 296,2 \cdot 0,4 = 1161,1 \text{ H}$

нижнем резце $y_{o.n.} = 1230,49 \cdot 0,4 = 4823,46 \text{ H}$

Средняя отжимающая сила с учетом затупления

$$y_{zi} = y_{oi} (1 + 1,8 S_3)$$

$$y_{z.l} = 3842,58H; y_{z.c.m} = 4495,26H;$$

$$y_{z.v.c.m} = 4542,3H; y_{z.v.z} = 3249,68H ;$$

$$y_{z.n} = 13505,38H$$

Средняя сила резания на резцах:

$$Z_{z.i} = Z_{oi} + f' y_{z,i}, \text{кГс} ; f' = 0,38 ;$$

$$Z_{z.l} = 350,1 + 0,38 \cdot 392,1 = 4891,18H ;$$

$$Z_{z.c.m} = 409,6 + 0,38 \cdot 458,7 = 5722,22H ;$$

$$Z_{z.v.c.m} = 319,2 + 0,38 \cdot 463,5 = 4853,94H ;$$

$$Z_{z.v.z} = 296,2 + 0,38 \cdot 331,6 = 4137,56H ;$$

$$Z_{z.n} = 1230,5 + 0,38 \cdot 1378,1 = 17191,16H .$$

Средняя боковая сила на резцах

$$X_{3,i} = K_{\sigma} \left[2,2 \bar{A}_p \cdot K_{om} + 75h_i k_i - 40t_{wy} - 100 \right],$$

Принимаем $K_{\sigma Л}=1,0$; $K_{\sigma В}=1,3$; $K_{\sigma Н}=1,5$; $K_n=1,0$; $t_{wy}=7,8$.

$$X_{3,в.з} = 1,3 [650 - 40 \cdot 6,0 - 100] = 3949,4H;$$

$$X_{3,н} = -1,5 [550 - 40 \cdot 9] = -2793H;$$

$$X_{3,л} = 1,0 [550 - 40 \cdot 7,8] = -2332,4H;$$

Равнодействующая средних сил на исполнительном органе:

- для сил резания:

$$P_z = \sum_{i=1}^m Z_{3,н,i} + \sum_{i=1}^m Z_{3,в,i} + k_1 \sum_{i=1}^m (Z_{3,л,i} + Z_{3,см,i}),$$

здесь $K_1=0,9$.

$$P_z = 1754,2 + 422,2 + 0,9 \cdot 3 \cdot 499,1 + 2 \cdot 583,9 + 495,3 = 49202,86H;$$

- для отжимающих сил:

$$P_y = 1378,1 + 331,6 + 0,9 \cdot 3 \cdot 392,1 + 2 \cdot 458,7 + 463,5 = 39307,8H;$$

- для боковых сил:

$$P_x = -285,0 + 403,0 + 0,9 \cdot 3 \cdot 238,0 = 7453,88H$$

Координаты точки приложения равнодействующей силы резания

- по оси X:

$$d_z = \frac{1754,2 \cdot 1,0 + 422,2 \cdot 56,0 + 0,9 \cdot 499,1 \cdot (28 + 35 + 43) + 583,9 \cdot (10 + 19) + 495,3 \cdot 49}{5020,7} = 21,9 \text{ см};$$

- по оси Y:

$$r_z = \frac{Z_{3,н} r_{н} + Z_{3,в} r_{в} + k_1 \sum_{i=1}^m Z_{3,л} r_{л,i}}{P_z} = \frac{1754,2 \cdot 33,0 + 422,2 \cdot 31,5 + 0,9 \cdot 35 \cdot (499,1 \cdot 3) + 583,9 \cdot (32,0 \cdot 2) + 495,3 \cdot 35}{5020,7} = 33,4 \text{ см}$$

Координаты точки приложения равнодействующей отжимающей силы

$$d_y = \frac{y_{3.H} \cdot d_H + y_{3.B} \cdot d_B + k_1 \sum_{i=1}^m y_{3.L.i} \cdot d_{L.i}}{P_y};$$

$$d_y = \frac{1378,1 \cdot 1,0 + 331,6 \cdot 56 + 0,9 \cdot 392,1 \cdot (35 + 43 + 49) + 458,7 \cdot (1,0 + 19 + 28)}{4011} = 22,0 \text{ см};$$

$$\ell_y = \frac{y_{3.H} \cdot \ell_H + y_{3.B} \cdot \ell_B + k_1 \sum_{i=1}^m y_{3.L.i} \cdot \ell_{L.i}}{P_y};$$

$$\ell_y = \frac{1378,1 \cdot 110 + 331,6 \cdot 11,0 + 0,9 \cdot 392,1(87,5 \cdot 2 + 74,5) + 458,7 \cdot (105 + 100 + 87)}{4011} = 90,7 \text{ см}.$$

Координата точки приложения равнодействующей боковой силы

- по оси Y:

$$r_x = \frac{-X_{3.H} \cdot r_H + X_{3.B} \cdot r_B + k_1 \sum_{i=1}^m X_{3.L.i} \cdot r_{L.i}}{P_y}, \text{ см};$$

$$r_x = \frac{-285,0 \cdot 33,0 + 403 \cdot 31,5 + 0,9 \cdot 238,0(32,0 \cdot 2 + 35,0)}{760,6} = 32,2 \text{ см};$$

- по оси Z:

$$\ell_x = \frac{-X_{3.H} \cdot \ell_H + X_{3.B} \cdot \ell_B + k_1 \sum_{i=1}^m X_{3.L.i} \cdot \ell_{L.i}}{P_X}, \text{ см};$$

$$\ell_x = \frac{-285,0 \cdot 110 + 403,0 \cdot 11,0 + 0,9 \cdot 238,0(100 + 105 + 87,5)}{760,6} = 46,9 \text{ см};$$

Расчет неравномерности нагрузок на резцах исполнительного органа

Коэффициент вариации равнодействующей силы резания:

$$V_{cz} = \sqrt{\frac{(V_{az} \cdot e^{-K_2})^2}{n} + V_L^2},$$

здесь $V_{az} = 0,95$;

$$k_2 = \frac{S_3 C_i}{v_{cp}^2} = \frac{1,0 \cdot 2,7}{3,2^2} = 0,263,$$

$$V_{cz} = \sqrt{\frac{(0,95 \cdot 2,71^{-0,263})^2}{8} + 0,1^2} = 0,421 \text{ ,}$$

Коэффициент вариации равнодействующей отжимающей силы:

$$V_{cy} = \sqrt{\frac{(0,6 \cdot 2,71^{-0,283})^2}{8} + 0,1^2} = 0,395 \text{ ,}$$

здесь $k_2 = \frac{1,0 \cdot 2,9}{3,2^2} = 0,283.$

5.3. Расчет усилий погрузки угля исполнительным органом

Сила внедрения погрузочной поверхности исполнительного органа в штабель угля

$$F_1 = 5400 v_c, \text{ Н,}$$

где $v_c = 0,295 \text{ м;}$

$$F_1 = 5400 \cdot 0,295 = 1,593 \text{ Н.}$$

Силы тяжести угля, расположенного на погрузочной поверхности исполнительного органа ниже высоты погрузки

$$G_1 = \gamma h_{\max} (H_{\min} + H_n - H_{c \min}) H_n \operatorname{ctg} \alpha, \text{ Н}$$

где $\gamma = 16,0 \cdot 10^3 \text{ кН/м}^3;$

$$h_{\max} = 0,05 \text{ м;}$$

$$H_{\min} = 0,65 \text{ м;}$$

$$H_n = 0,285 \text{ м;}$$

$$H_{c \min} = 0,560 \text{ м;}$$

$$\alpha_1 = 60^\circ,$$

$$G_1 = 16,0 \cdot 10^3 \cdot 0,05 \cdot (0,65 + 0,285 - 0,560) \cdot 0,285 \cdot 0,577 = 49,33 \text{ Н}$$

Составляющая усилия перемещения угля по погрузочной поверхности исполнительного органа до уровня высоты погрузки

$$F_2 = G_1 \frac{f_0 + \operatorname{tg} \alpha}{1 - f_0 \operatorname{tg} \alpha}, \text{ Н,}$$

где $f_0 = 0,2.$

$$F_2 = 49,33 \frac{0,2 + 1,732}{1 - 0,2 \cdot 1,732} = 145,82 \text{ Н}$$

Сила тяжести угля, расположенного на погрузочной поверхности исполнительного органа выше высоты погрузки

$$G_2 = \gamma_{\text{max}} \cdot v_c (H_{c \text{ min}} - H_n + B_c \cdot \text{tg } \Psi) \cos \rho, \text{ Н},$$

где $\psi = 50^\circ$

$$\rho = 50^\circ$$

$$G_2 = 16,0 \cdot 10^3 \cdot 0,05 \cdot 0,295 \cdot (0,560 - 0,285 + 0,295 \cdot 1,192) \cdot 0,643 = 95,09 \text{ Н}$$

Составляющая усилия перемещения угля по погрузочной поверхности исполнительного органа выше высоты погрузки

$$F_3 = G_2 \frac{\sin \alpha_2 + f_0 \cos \alpha_2}{\left[\cos(\alpha_2 - \alpha) - f_0 \sin(\alpha_2 - \alpha) \right] \cos \alpha}, \text{ Н},$$

где $\alpha_2 = 90^\circ$

$$F_3 = 95,09 \frac{1}{0,866 - 0,2 \cdot 0,5} = 248,28 \text{ Н}$$

Сила тяжести угля, перемещаемого на конвейер

$$G_3 = \gamma_{\text{max}} \cdot v_c^2 \text{tg } \Psi \cos \rho, \text{ Н}$$

$$G_3 = 16,0 \cdot 10^3 \cdot 0,05 \cdot 0,295^2 \cdot 1,192 \cdot 0,643 = 53,36 \text{ Н}$$

Составляющая усилия перемещения угля на конвейер

$$F_4 = \frac{k_p \cdot f_1 G_3}{\cos \rho - f_0 \sin \rho}, \text{ Н},$$

где $K_p = 1,15$;

$$f_1 = 0,4.$$

$$F_4 = \frac{1,15 \cdot 0,4 \cdot 53,36}{0,643 - 0,2 \cdot 0,766} = 50,11 \text{ Н}$$

Высота штабеля угля перед исполнительным органом

$$H_{ш} = H_{\Pi} + v_c \cdot \text{tg } \phi, \text{ М}$$

$$H_{ш} = 0,285 + 0,295 \cdot 1,192 = 0,637 \text{ м},$$

т.к. $H_{ш} > H_{c \text{ min}}$, то принимаем $H_{ш} = H_{c \text{ min}} = 0,560 \text{ м}$

Силы преодоления сопротивления внутреннего трения в штабеле угля перед исполнительного органа

$$F_5 = \frac{2H_{\Pi} \cdot v_c}{\sin 2\sigma} \left[\alpha + \mu \gamma \frac{H_{ш} \sin(\alpha + \sigma) \cos \sigma}{2 \sin \alpha} \right], \text{ Н}$$

где $\sigma = 48^\circ$,

$$\tau_0 = 27,4 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^2;$$

$$\mu = 0,85$$

$$F_5 = \frac{2 \cdot 0,285 \cdot 0,295}{0,995} 27,4 \cdot 10^3 + 0,85 \cdot 16,0 \cdot 10^3 \frac{0,560 \cdot 0,951 \cdot 0,699}{2 \cdot 0,866} =$$

$$= 5103,24 \text{ Н}$$

Результирующая сила погрузки угля исполнительным органом

$$F_n = 1,5 (F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5), \text{ Н}$$

$$F_n = 1,5 \cdot (1593 + 145,8 \cdot 2 + 248,28 + 50,11 + 5103,24) = 10710,68 \text{ Н}$$

5.4. Расчет сил трения в опорах исполнительного органа

Координата точки приложения сил P_Z по оси Y :

$$y_2 = e_c + h + y_1,$$

здесь $y_1 = 0,35 \text{ м}$,

$$e_c = 0,295 \text{ м}$$

$$y_2 = 0,295 + 0,05 + 0,35 = 0,695 \text{ м}$$

Координата точки приложения силы F_{II} по оси Y :

$$y_5 = \frac{e_c}{2} + y_1 = \frac{0,295}{2} + 0,35 = 0,498 \text{ м}$$

Координата точки приложения силы T по оси Y :

$$y_6 = e_c + y_1 = 0,295 + 0,35 = 0,645 \text{ м}$$

Координата точки приложения реакции R_A и R_C по оси Z :

$$Z_1 = \frac{\ell_c}{2} = \frac{2805}{2} = 1,402 \text{ м},$$

Сила тяжести участка конвейера, расположенного на подконвейерной плите исполнительного органа

$$G_K = q_k k'_p = 1107,5 \cdot 3 = 32560,5 \text{ Н}$$

здесь $k'_p = 30$;

$$q_k = G_{pi} + G_p + G_{ku} + G_{\delta} + G_{ЭГК} + G_{УГ} + G_{угля},$$

$$q_k = 542,6 + 24 + 194 + 40 + 52,5 + 48 + 206,4 = 10853,5 \text{ Н},$$

$$\text{здесь } G_{угля} = F_p \cdot \ell_{реш} \cdot \gamma k_{разр}^{-1} = 0,129 \cdot 1,5 \cdot 1600 \frac{1}{1,5} = 2022,72 \text{ Н}$$

Сумма проекции сил G_K, G_C, P_L и P_X на ось X:

$$F_x = G_K + G_C + P_L + P_X = 3322,5 + 5330 + 1160 + 760,6 = 84015,4 \text{ Н}$$

$$G_C = 32634 \text{ Н (с гидровставкой)}$$

Координата точки приложения силы трения T_3 по оси Y:

$$y_4 = \frac{G_C y_8 + P_X y_2 - G_K y_9 + P_L y_L}{F_X},$$

где $y_8 = 0,33 \text{ м}$,

$$y_9 = 0,21 \text{ м}$$

$$y_4 = \frac{3330 \cdot 0,33 + 760,6 \cdot 0,697 - 3322,5 \cdot 0,21 + 1160 \cdot 0,534}{3330 + 760,6 + 3322,5 + 1160} = 0,180 \text{ м}$$

Сила трения в точках контактов подконвейерной плиты с конвейером

$$T_1 = G_K \frac{y_7 - y_9}{2y_7} \mu_1 = 3322,5 \frac{0,25 - 0,21}{2 \cdot 0,25} \cdot 0,2 = 520,9 \text{ Н}$$

здесь $y_7 = 0,25$,

$$\mu_1 = 0,2;$$

$$T_2 = G_K \frac{y_7 + y_9}{2y_7} \mu_1 = 3322,5 \frac{0,25 + 0,21}{2 \cdot 0,25} \cdot 0,2 = 5988,78 \text{ Н}$$

Сила трения между подконвейерной плитой исполнительного органа и почвой

$$F_3 = F_x \mu_2 = 7413 \cdot 0,3 = 2223,9 \text{ кгс (21794,22 Н)}$$

Требуемая сила подачи исполнительного органа на забой:

$$N_c = \frac{k_3 \cdot k_{ГУ} [P_Z (y_2 + y_3) + P_y (Z_3 - Z_2) - P_y (y_6 - y_3) + F_n (y_5 + y_3) + T_3 (y_4 + y_3) + T_2 (y_3 - y_7) + T_1 (y_3 + y_7) + P_L (y_L + y_3) \mu_2]}{Z_3 + (2K_1 - 1) Z_1 - (y_3 + y_6) \mu_3 - (y_3 - y_1) \mu_4}$$

Принимаем $\mu_2 = 0,3$;

$$\mu_3 = 0,35;$$

$$\mu_4 = 0,25.$$

$K_{ГУ}$ - коэффициент, учитывающий горизонтальную устойчивость исполнительного органа.

$$K_{гв} \approx 0,9$$

$$N_C = \frac{1,25 \cdot 0,9 \cdot 5020,7(0,695 + 0,73) + 4011 \cdot (1,467 - 0,90) - 4011 \cdot 1,467 + (2 \cdot 0,6 - 1) \cdot 1,430 - (0,430 + 0,647) \cdot 0,35 - (0,645 - 0,43) \cdot 0,35 + 1091,8(0,498 + 0,430) + 2223,9 \cdot (0,18 + 0,430) + (0,430 + 0,350) \cdot 0,25 + 611,1(0,430 - 0,250) - 53,16(0,430 + 0,25) + 1160(0,5 + 0,43) \cdot 0,3}{=} = 6630,85H$$

Сила трения в опоре ограничителя толщины стружки

$$T'_e = R_e \mu_3 = (N_C - P_y - P_L \mu_2) \mu_3 = (6292,23 - 4011 - 1160 \cdot 0,3) \cdot 0,35 = 6630,97H$$

Момент сил и реакций относительно оси Z:

$$M_{Z1} = P_y X_2 + G_k y_9 + G_c y_8 - N_c X_3 - R_8 X_1 - T_8 y_6 - P_x y_2$$

$$M_{Z1} = 4011,0 \cdot 0,034 + 3322,5 \cdot 0,21 - 3300 \cdot 0,33 - 6292,23 \cdot 0,035 - 676,6 \cdot 0,645 - 2642,4 \cdot (-0,04) - 4011 \cdot 0,695 = 136,37 - 697,72 - 1089,0 + 188,77 - 437,76 + 105,70 - 2795,67 = 44975,23H.m$$

$$M'_{Z1} = F_x \cdot y_7 = 8573 \cdot 0,25 = 21003,36H.m;$$

$$|M_{Z1}| > |M'_{Z1}|$$

Сила трения в опорах исполнительного органа:

$$T = \frac{M_Z}{y_7} (\mu_1 + \mu_2) - (G_c + P_x) \mu_2 + N_c \cdot \mu_4 + (N_c - P_y) \mu_3 + 2P_L \mu_2 =$$

$$= \frac{4589,31}{0,25} (0,2 + 0,3) - (3330 + 760,6) \cdot 0,3 + 6292,23 \cdot 0,25$$

$$+ (6292,23 - 4011,0) \cdot 0,35 + 2 \cdot 1160,0 \cdot 0,3 = 107985,4H$$

Требуемое усилие в штоках гидросистемы подачи

$$P_C = 24,2кН = 23716H$$

5.5. Расчет усилий в тяговой цепи исполнительного органа

Расчет усилий на протягивание струговых цепей (по РТМ 12.14.001-78):

$$F_{\mu} = 2\lambda_c \cdot W_{\mu} = 2,200 \cdot 32,34 = 12,94кН$$

Значение W_{μ} принимается согласно п.5.1, табл.6 РТМ 12.14.001-78.

Расчет среднего значения тягового усилия (по РТМ 12.14.001-78):

$$F_T = k_v(P_z + F_n + T + F_u) = 0,85(46,781 + 7,227 + 67,88 + 12,94) = 114,60 \text{ кН}$$

Расчет основных параметров неравномерности тяговых усилий в цепи исполнительного органа (по РТМ 12.14.001-78):

Коэффициент вариации низкочастотной составляющей тяговых усилий в цепи исполнительного органа:

$$V_H = K_n \cdot V_L = 0,53 \cdot 0,17 = 0,09$$

Коэффициент вариации V_L и коэффициент K_n принимаются по п.7.1.2, табл.8 и п.7.1.1, табл. 7 РТМ 12.14.001-78.

Коэффициент, характеризующий наибольшее значение результирующей силы резания в момент скола элемента стружки:

$$V_F = \frac{V_{az} e^{-k_2^1}}{\sqrt{n}} \cdot k_{10} = \frac{0,95 e^{-0,198}}{\sqrt{7}} \cdot 2,5 = 0,73$$

Коэффициент k_{10} принимается по п.7.2.1.4 РТМ 12.14.001-78.

Средневзвешенное значение амплитуды высокочастотной составляющей тяговых усилий в цепи исполнительного органа за проход по лаве:

$$A_F = A'_F \cdot k_6 \cdot k_7 \cdot k_8 \cdot k_9 = 38 \cdot 0,9 \cdot 1,0 \cdot 1,22 \cdot 1,0 = 42 \text{ кН}$$

Амплитуда A'_F определяется в соответствии с черт.11, п.7.2.1.1 РТМ 12.14.001-78.

Коэффициенты k_6, k_7, k_8, k_9 определяется по п.п. 7.2.1.2, 7.2.1.3, 7.2.1.5 РТМ 12.14.001-78.

Коэффициент вариации высокочастотной составляющей тяговых усилий в цепи исполнительного органа:

$$V_8 = \frac{A_F}{\sqrt{2} \cdot F_T} = \frac{42}{\sqrt{2} \cdot 114,6} = 0,26$$

Результирующий коэффициент вариации тяговых усилий в цепи исполнительного органа:

$$V = \sqrt{V_H^2 + V_8^2} = \sqrt{0,09^2 + 0,26^2} = 0,28$$

Таким образом, в результате расчетов получено:

Результирующая сила погрузки - $F_n = 7227,1 \text{ Н}$;

Требуемая сила подачи струга на забой - $N_c = 81,66 \text{ кН}$.

Сила трения в опорах исполнительного органа - $T = 67,88 \text{ кН}$.

Требуемое усилие на штоках гидроцилиндров системы подачи - $P_c = 24,2 \text{ кН}$.

Усилие на протягивание цепей исполнительного органа - $F_{ц} = 12,94 \text{ кН}$.

Среднее тяговое усилие - $F_T = 114,6 \text{ кН}$.

Результирующий коэффициент вариации тяговых усилий в цепи исполнительного органа - $\nu = 0,28$.

5.6. Расчет поперечной устойчивости конвейера струговой установки

Конструкция струговой установки предусматривает возможность присоединения гидроцилиндра системы подачи исполнительного органа со струговым конвейером в шести положениях X_1 (0,087 м; 0,137 м; 0,187 м; 0,164 м; 0,214 м; 0,265 м). Расчет проводится для положений X_1 0,214 м и 0,265 м – как наиболее опасных для устойчивости струговой установки.

Вертикальная составляющая усилия, развиваемого гидроцилиндром системы подачи

$$P'_{с.в.} = P'_c \frac{X_1 - X_2}{\ell_{ц1}}, \text{ кН}$$

Здесь $P'_c = \eta_{ц} P_c$, $P_c = 0,85 \cdot 24,2 = 20,57 \text{ кН}$

$\eta_{ц}$ - коэффициент полезного действия гидроцилиндра подачи,

P_c - определяется согласно РТМ 12.14.001-78

В расчете принято: $x_2 = 0,08 \text{ м}$; $\ell_{ц1} = 1,257 \text{ м}$; $P'_c = 20,57 \text{ кН}$

при $X_1 = 0,214 \text{ м}$

$$P'_{с.в.} = 20,57 \frac{0,214 - 0,08}{1,257} = 2,1928 \text{ кН}$$

при $X_1 = 0,265 \text{ м}$

$$P'_{с.в.} = 20,57 \frac{0,265 - 0,08}{1,257} = 3,0274 \text{ кН}$$

Горизонтальная составляющая усилия, развиваемого гидроцилиндром системы подачи

$$P'_{с.г.} = P'_c \cdot \sqrt{\frac{\ell_{ц1}^2 - (X_1 - X_2)^2}{\ell_{ц1}^2}}, \text{ кН}$$

при $X_1=0,214$ м

$$P'_{с.в.}=20,57 \sqrt{\frac{1,257^2 - (0,214 - 0,08)^2}{1,257^2}} = 20,4528 \text{ кН}$$

при $X_1=0,265$ м

$$P'_{с.в.}=20,57 \sqrt{\frac{1,257^2 - (0,265 - 0,08)^2}{1,257^2}} = 20,3460 \text{ кН}$$

Момент сил, опрокидывающих конвейер

$$M'_{о.б.}=P'_{с.в.} \cdot y_3 + P'_{с.г.} \cdot X_1, \text{ кН} \cdot \text{м}$$

В расчете принято: $y_3=1,018$ м

при $X_1=0,214$ м

$$M'_{о.б.}=2,1928 \cdot 1,018 + 20,4528 \cdot 0,214 = 6,6092 \text{ кН} \cdot \text{м},$$

при $X_1=0,265$ м

$$M'_{о.б.}=3,0274 \cdot 1,018 + 20,3460 \cdot 0,265 = 8,4736 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Момент сил, удерживающих конвейер

$$M'_{у.б.}=G'_{рy1} + G'_{б.к.}y_2 = 8,8035 \cdot 0,342 + 5,595 \cdot 0,864 = 7,8449 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Здесь $G'_p = G_p K'_{p1} = 5,869 \cdot 1,5 = 8,8035$ кН,

$$G'_{бк} = G_{бк} K'_{p1} = 3,73 \cdot 1,5 = 5,595 \text{ кН}$$

K'_{p1} - коэффициент зависящий от шага расстановки гидроцилиндров

В расчете принято: $K'_{p1}=1,5$; $y_1=0,342$ м; $y_2=0,864$ м;

$$G_p=5,869$$

$G_{бк}=3,73$ кН (Сила тяжести бортовых коммуникаций $G_{бк}$ состоит из сил тяжести борта, двух распорок, электрогидрокоммуникаций и системы орошения, кожуха и струговой цепей, упора и гидроцилиндра /принимается 2/3 силы тяжести гидроцилиндра/, кронштейнов)

Коэффициент запаса поперечной устойчивости конвейера

$$K_{у.б.} = \frac{M'_{у.б.}}{M'_{о.б.}}$$

при $X_1=0,214$ м

$$K_{у.б.} = \frac{7,8449}{6,6092} = 1,1870 > 1,1$$

при $X_1=0,265$ м

$$K_{у.б.} = \frac{7,8449}{8,4736} = 0,9258 < 1,1$$

при $X_1=0,265$ м конвейер неустойчива.

Наибольшее значение усилия, развиваемого гидроцилиндром подачи, при котором конвейер не теряет поперечной устойчивости

$$P'_{\text{оmax}} = \frac{M'_{y.б}}{1,1 \left[\frac{y_3(x_1 - x_2)}{l_{y1}} + X_1 \sqrt{\frac{l_{y1}^2 - (x_1 - x_2)^2}{l_{y1}^2}} \right]} =$$

$$= \frac{7,8449}{1,1 \left[\frac{1,018 \cdot (0,265 - 0,08)}{1,257} + 0,265 \sqrt{\frac{1,257^2 - (0,265 - 0,08)^2}{1,257^2}} \right]} = 17,312 \text{ кН}$$

Наибольшее значение давления рабочей жидкости в гидроцилиндре системы подачи, при котором конвейер не теряет поперечной устойчивости

$$P = \frac{4P_c^2 \text{max}}{\pi P_{ц}^2 \eta_{ц}} = \frac{4 \cdot 17,312}{3,14 \cdot 8^2 \cdot 0,85} = 406 \text{ Н/см}^2$$

Здесь $P_{ц}$ - диаметр гидроцилиндра подачи

$\eta_{ц}$ - к.п.д. гидроцилиндра подачи

в расчете принято $P_{ц}=8$ см; $\eta_{ц}=0,85$

5.7. Расчет поперечной устойчивой системы "исполнительный орган - конвейер"

Расчет проводился для положения $X_1=0,087$ м – как наиболее опасного для устойчивости струговой установки.

Момент сил, стремящихся опрокинуть систему "исполнительный орган - конвейер"

$$M'_{o.c.} = (1 + 1,65 V_L) \cdot P'_y \cdot x_6 + R'_8 \cdot x_5 =$$

$$= (1 + 1,65 \cdot 0,1) \cdot 32,107 \cdot 0,225 + 44,55 \cdot 0,130 = 14,2075 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

где V_L - коэффициент вариации отжимающей силы, $V_L=0,1$; $x_5=0,130$ м; $x_6=0,225$ м; $P'_y=32,107$ кН; $R'_8=44,55$ кН

Момент сил, удерживающих систему "исполнительный орган - конвейер"

$$M'_{y.c.} = G_{p1}y_0 + G_{c1}y_{11} + P'_{x.y12} + N_{cx1} =$$

$$= 23,476 \cdot 0,377 + 26,852 \cdot 0,68 + 6,88 \cdot 1,2 + 81,66 \cdot 0,087 = 42,4702$$

кН·м,

где $G_{p1} = G_p \cdot K'_p = 5,869 \cdot 4 = 23,476$ кН

K'_p - коэффициент, учитывающий количество рештаков, расположенных на подконвейерной плите, $K'_p=4$; $y_{11}=0,680$ м; $y_{12}=1,2$ м; $x_1=0,087$ м; $G_{p1}=23,476$ кН; $G_{c1}=26,852$ кН; $P'_x=6,88$ кН; $N_c=81,66$ кН;

$$y_0 = \frac{y_{10} + y_9}{2y_{10} + y_9} \cdot 2y_{10} = \frac{0,292 + 0,238}{2 \cdot 0,292 + 0,238} \cdot 2 \cdot 0,292 = 0,377 \text{ м}$$

Коэффициент запаса поперечной устойчивости системы "исполнительный орган - конвейер"

$$K_{y.c.} = \frac{M'_{y.c.}}{M'_{o.c.}} = \frac{42,4702}{14,2075} = 2,9893 > 1,3$$

Таким образом, конвейер и система "исполнительный орган - конвейер" устойчива.

5.8. Выбор электродвигателя привода исполнительного органа

Исходные данные

Жесткость цепи исполнительного органа $C_0=5,1 \cdot 10^7$ Н

Радиус начальной окружности тяговой

звездочки привода исполнительного органа $R_3=0,179$ м

Передаточное число редуктора

при $V_c=1,73$ м/с $i=15,98$

Выдержка времени между пусками электродвигателей концевой и головного

приводов исполнительного органа $\Delta t=0,3$ с

коэффициент полезного действия механической

передачи электропривода исполнительного органа $\eta_M=0,77$

Эффективное значение тягового усилия в цепи исполнительного органа:

$$F_{\Delta} = F_T \sqrt{1 + V^2} = 114,6 \cdot \sqrt{1 + 0,28^2} = 119,0 \text{ кН}$$

Предварительно установленное значение необходимой суммарной мощности электродвигателей привода исполнительного органа:

$$P_{\text{сум.п.}} = \frac{F_{\Delta} V_c}{\eta_M} = \frac{119,01 \cdot 1,73}{0,77} = 267,39 \text{ кВт}$$

Предварительно установленное значение необходимой номинальной мощности электродвигателя в продолжительном режиме:

$$P'_{\text{H}} = \frac{P_{\text{сум.п.}}}{2 \sqrt{\frac{ПВ_{\text{НОМ}}}{ПВ_{\text{фак}}} + \frac{\Delta P_{\text{пост}}}{\Delta P_{\text{пер}}} \left(\frac{ПВ_{\text{НОМ}}}{ПВ_{\text{фак}}} - 1 \right)}} =$$

$$= \frac{267,39}{2 \sqrt{\frac{100}{30} + 0,6 \left(\frac{100}{30} - 1 \right)}} = 61,33 \text{ кВт}$$

Т.к. $V_c > V_K$, то для двигателя с независимым водяным охлаждением:

$$ПВ_{\text{фак.}} = 30\%; \text{ ПВ}_{\text{НОМ}} = 100\%;$$

$$\frac{\Delta P_{\text{пост}}}{\Delta P_{\text{пер}}} = 0,6.$$

В качестве электродвигателей привода исполнительного органа принимаем предварительно электродвигатель ЭКВ4УС2 в режиме $S_4 = 110$ кВт с независимым водяным охлаждением. Паспортные характеристики электродвигателя ЭКВ4УС2:

$$P_{\text{H}} = 160 \text{ кВт}; M_{\text{H}} = 1050 \text{ Нм}; M_{\text{П}} = 2500 \text{ Нм}; M_{\text{K}} = 3350 \text{ Нм};$$

$$S_{\text{H}} = 0,0133; S_{\text{K}} = 0,18;$$

$$J = 1,405 \text{ кгм}^2; R_1 = 0,088 \text{ Ом}; R_2 = 0,086 \text{ Ом}; \Delta P_{\text{мех}} = 1100 \text{ Вт};$$

$$\Delta P_{\text{пер}} = 5713 \text{ Вт};$$

$$\Delta P_{\text{пост.}} = 6500 \text{ Вт}; n_0 = 1500 \text{ об/мин}; \text{ ПВ}_{\text{НОМ}} = 100 \%; \eta = 0,92;$$

класс изоляции – F.

Среднее значение моментов электродвигателей головного и концевого приводов исполнительного органа:

$$M_{01} = M_{02} = \frac{R_3 F T}{2} = \frac{0,179 \cdot 114,6}{2 \cdot 15,98} = 641,8 \text{ Нм}$$

Коэффициент вариации низкочастотной составляющей момента электродвигателей головного и концевого приводов исполнительного органа:

$$V_{\text{д.н.1}} = 1,4 V_{\text{H}} = 1,4 \cdot 0,09 = 0,126;$$

$$V_{\text{д.н.2}} = 0,6 V_{\text{H}} = 0,6 \cdot 0,09 = 0,054.$$

Коэффициент вариации высокочастотной составляющей момента электродвигателя головного исполнительного органа:

$$V_{\text{д.в.1}} = 1,8 \cdot 0,26 = 0,468$$

Результирующий коэффициент вариации момента электродвигателя головного привода:

$$V_1 = \sqrt{V_{\partial.в.1}^2 + V_{\partial.н.1}^2} = \sqrt{0,468^2 + 0,126^2} = 0,485$$

Эффективные значения моментов электродвигателей головного и концевого приводов исполнительного органа:

$$M_{Э1} = M_{01} \sqrt{1 + V_1^2} = 641,8 \sqrt{1 + 0,485^2} = 713,3 \text{ Нм}$$

$$M_{Э2} = M_{02} \sqrt{1 + v_{\partial.н.2}^2} = 641,8 \sqrt{1 + 0,054^2} = 641,8 \text{ Нм}$$

Результирующее значение эффективного момента электродвигателя привода исполнительного органа:

$$M_{э} = \sqrt{\frac{M_{Э1}^2 + M_{Э2}^2}{2}} = \sqrt{\frac{713,3^2 + 641,8^2}{2}} = 678,49 \text{ Нм}$$

Необходимая суммарная мощность электродвигателей привода исполнительного органа:

$$P_{\text{сум.}} = \frac{2 M_{э} \eta_H}{9550 \eta_M} = \frac{2 \cdot 678,5 \cdot 1475}{9550 \cdot 0,77} = 272,2 \text{ кВт}$$

Возможная тепловая мощность принятого электродвигателя в повторно-кратковременном режиме без учета высокой частоты пусков:

$$P_{\text{п.к.}} = P_H \cdot \sqrt{\frac{P_{ВНОМ}}{P_{Вфак}} + \frac{\Delta P_{\text{пост}}}{\Delta P_{\text{пер}}} \left(\frac{P_{ВНОМ}}{P_{Вфак}} - 1 \right)};$$

где $\Delta P_{\text{пост}}$, $\Delta P_{\text{пер}}$ - постоянные и переменные потери в электродвигателе;

$$P_{\text{п.к.}} = 160 \sqrt{\frac{100}{30} + \frac{6500}{5713} \left(\frac{100}{30} - 1 \right)} = 397 \text{ Вт}$$

Мощность допустимых суммарных потерь в электродвигателе в длительном режиме работы, кВт:

$$\Delta P_1 = P_H \left[\left(\frac{100}{\eta} - 1 \right) + \frac{K_g^{1-0,5}}{\eta} - \frac{\Delta P_{\text{мех}}}{P_H} \right] = 160 \left[\left(\frac{100}{92} - 1 \right) + \frac{1,66 - 0,5}{92} - \frac{1,1}{160} \right] = 14,4.$$

Потери энергии в электродвигателе при пуске:

$$A_{\text{п}} = \frac{J_1 \omega_0^2}{2} \left(1 + \frac{R_1}{R'_2} \right) = \frac{1,755 \cdot 157^2}{2} \left(1 + \frac{0,88}{0,086} \right) = 43662 \text{ Вт}\cdot\text{с}$$

где J_1 - момент инерции вращающихся элементов привода:

$$J_1 = J_{\text{дв}} + J_{\text{р}} = 1,405 + 0,35 = 1,755 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

Синхронная угловая скорость вращения ротора электродвигателя:

$$\omega_0 = \frac{n_0 \pi}{30} = \frac{1500 \pi}{30} = 157 \text{ рад/с}$$

Продолжительность периода установившейся работы электродвигателя при различных значениях числа включений в час $Z_{\text{факт } i}$:

$$t_p = \frac{1080}{Z_{\text{факт } i}} \text{ (при } V_c > V_K \text{)}$$

Результаты расчетов t_p приведены в табл.5.1.

Таблица 5.1

$Z_{\text{факт } i}$, ВКЛ/ч	10	35	75	125	175
t_p , С	108,0	30,8	14,4	8,6	6,2

Мощность допустимых потерь в электродвигателе в повторно-кратковременном с частыми пусками режиме работы при различных значениях $Z_{\text{факт } i}$:

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \frac{100}{\Pi_{\text{вф}}} - \frac{\Delta A_n}{t_p}$$

Результаты расчетов допустимых потерь P_2 представлены в табл.5.2.

Таблица 5.2

$t_{\text{факт } i}$, ВКЛ/ч	10	35	75	125	175
ΔP_2 , кВт	43,62	46,75	47,42	47,65	47,75

Коэффициент загрузки электродвигателей головного и концевого приводов исполнительного органа:

$$K_{31} = \frac{P_{\text{сум}}}{2P_H} \cdot K'_{31}; K_{32} = \frac{P_{\text{сум}}}{2P_H} \cdot K'_{32}$$

Результаты расчета коэффициентов загрузки K_{31} и K_{32} приведены в табл.5.3.

Таблица 5.3

$Z_{\text{факт } i}$:	10	35	75	125	175
K_{31}	0,85	0,75	0,62	0,51	0,46
K_{32}	0,85	0,88	0,95	1,07	1,16

Мощность фактических суммарных потерь в электродвигателях головного ($\Delta P'_i$) и концевого ($\Delta P''_i$) приводов исполнительного органа при различных значениях $Z_{\text{факт } i}$:

$$\Delta P'_i = P_{\text{пост}} + P_{\text{пер}} \cdot K_{31}^2 + \frac{\Delta A_{\Pi}}{t_p};$$

$$\Delta P''_i = P_{\text{пост}} + P_{\text{пер}} \cdot K_{32}^2 + \frac{\Delta A_{II}}{t_p};$$

В результате расчетов, потери в электродвигателе приведены в таблице 5.4.

Таблица 5.4

$Z_{\text{факт}i}$:	10	35	75	125	175
$\Delta P'_i$	11,04	11,13	11,74	13,08	14,77
$\Delta P''_i$	11,04	12,34	14,70	18,13	21,25

Коэффициенты тепловой перегрузки электродвигателей головного (P_{T1}) и концевого (P_{T2}) приводов:

$$P_{T1} = \frac{\Delta P'_i}{\Delta P_2}; P_{T2} = \frac{\Delta P''_i}{\Delta P_2};$$

Результаты расчетов коэффициентов P_{T1} , P_{T2} представлены в таблице 5.5

Таблица 5.5

$Z_{\text{факт}i}$:	10	35	75	125	175
P_{T1} , кВт	0,25	0,24	0,25	0,27	0,31
P_{T2} , кВт	0,25	0,26	0,25	0,38	0,45

Так как для всех $Z_{\text{факт}i}$ значения P_{T1} , P_{T2} меньше 1,4 то следовательно, тепловая мощность электродвигателя ЭКВ4УС2 соответствует заданному режиму работы электропривода исполнительного органа.

Наибольшее значение амплитуды высокочастотной составляющей тягового усилия в цепи исполнительного органа:

$$A_{F_{\text{max}}} = A'_{F_{\text{max}}} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_{31}; A'_{F_{\text{max}}} = 43 \text{ кН};$$

$$K_1 = 0,95; K_2 = 1,0; K_3 = 1,22;$$

$$A_{F_{\text{max}}} = 43 \cdot 0,95 \cdot 1,0 \cdot 1,22 = 49,8 \text{ кН}$$

$$(N_c = 81,66 \text{ кН}; m_c = 2200 \text{ кг})$$

Период изменения высокочастотной составляющей момента сопротивления на тяговой звездочке головного привода исполнительного органа:

$$T_K = 2 \pi \sqrt{\frac{m}{c}} = 2 \pi \sqrt{\frac{2880}{3,4 \cdot 10^5}} = 0,58 \text{ с}$$

Приведенная масса системы " исполнительный орган - рабочая ветвь цепи исполнительного органа ":

$$m = m_c + \frac{\ell}{3} q = 2200 + \frac{150}{3} \cdot 13,6 = 2880 \text{ кг}$$

Коэффициент жесткости рабочей ветви тяговой цепи исполнительного органа:

$$C = \frac{C_0}{\ell} = \frac{5,1 \cdot 10^7}{150} = 3,4 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$$

Электромеханическая постоянная времени электродвигателя:

$$T_{эм} = \frac{4n_0 \cdot J_{1g} \cdot S_H}{375 M_H} = \frac{4 \cdot 1500 \cdot 1,755 \cdot 9,81 \cdot 0,0133}{375 \cdot 1050} = 0,0035 \text{ с}$$

Относительное критическое время:

$$\tau = \frac{T_K}{4T_{эм}} = \frac{0,58}{4 \cdot 0,0035} = 41,4$$

Наибольшее значение высокочастотной составляющей момента сопротивления на тяговой звездочке головного привода исполнительного органа:

$$M_1 = M_{01} + \frac{R_z}{i} \cdot A_{Fmax} = 641,8 + \frac{0,179}{15,98} \cdot 49,8 \cdot 10^3 = 1199,63 \text{ Нм}$$

Кратность наибольших значений высокочастотной составляющей момента сопротивления на тяговой звездочке головного привода исполнительного органа:

$$m_1 = \frac{M_1}{M_{01}} = \frac{1199,63}{641,8} = 1,87$$

Кратность допустимой перегрузки электродвигателя головного привода исполнительного органа:

$$m_2 = 1,8 \text{ (черт.1 РТМ 12.14.001-81)}$$

Устойчивое значение момента электродвигателя головного привода исполнительного органа:

$$M_{уст.1} = \frac{0,7 \cdot M_K}{2(I + K_g \cdot V_{g.H})} = \frac{0,7 \cdot 3350}{1,8(1 + 1,9 \cdot 0,126)} = 1051,5 \text{ Нм}$$

Так как условие $M_H \leq \frac{M_{уст.1}}{K_{з1}}$ выполняется ($1050 < \frac{1051,5}{0,85}$),

то, следовательно, электродвигатель ЭКВ4УС2 пригоден для использования в составе привода исполнительного органа по фактору его работы без опрокидывания. Таким образом, электродвигатель ЭКВ4УС2 полностью удовлетворяет заданным условиям работы электропривода исполнительного органа.

5.9. Анализ работы действующей струговой установки GH 5.7N/9-38ve и разработка мероприятий по повышению нагрузки на забой

Общие положения

Расчёт основных режимных и силовых параметров струговой установки GH 5.7N/9-38ve выполнен для трех вариантов её эксплуатации: проектный вариант; фактический вариант; предлагаемый вариант.

Алгоритм расчёта режимных и силовых параметров струговой установки скользящего типа, а также наименования и условные обозначения исходных данных для расчета и сведения о том, на основании каких документов принимаются их величины, приведены в разделе 4.

Основные результаты расчетов режимных и силовых параметров струговой установки GH 5.7N/9-38ve

5.9.1. Проектный вариант

Условия работы струговой установки: вынимаемая исполнительным органом мощность пласта $H_{ПЛ} = H_C = 0,85$ м (работа только по угольной пачке); дополнительное обрушение вслед за проходом исполнительного органа на толщину стружки слоя пород «ложной» кровли высотой до 10% от вынимаемой мощности пласта.

Режимные параметры работы струговой установки: высокая скорость конвейера $V_K = 1,31$ м/с, высокая скорость исполнительного органа $V_{C.B} = 1,92$ м/с при встречном движении (вверх) и низкая $V_{C.П} = 0,64$ м/с при попутном движении (вниз).

Результаты расчетов: таблицы 5.9 – 5.14.

Выводы по результатам расчётов проектного варианта:

1). Максимальная толщина стружки, которая может быть погружена на конвейер, составляет: при попутном движении исполнительного органа ($V_{C.П} = 0,64$ м/с) – $h_{П.макс} = 243$ мм; при встречном движении исполнительного органа ($V_{C.B} = 1,92$ м/с) – $h_{B.макс} = 390$ мм (таблица 5.14).

2). При высоте исполнительного органа $H_C = 850$ мм (работа только по угольной пачке) суммарная мощность приводов исполнительного органа $N_{\Sigma C} = 2 \times 400 / 135$ кВт обеспечивает

устойчивую (без частых заклиниваний) работу исполнительного органа: на высокой скорости движения $V_{C.B} = 1,92$ м/с – с толщиной стружки не более $h_B = 140$ мм; на низкой скорости движения $V_{C.П} = 0,64$ м/с – с толщиной стружки не более $h_{П} = 95$ мм (таблица 5.13).

3). Для устойчивого транспортирования с высокой скоростью $V_K = 1,31$ м/с наибольшего грузопотока, образующегося при встречном движении исполнительного органа (вверх) с толщиной стружки $h_B = 140$ мм, необходимая суммарная мощность приводов конвейера должна составлять не менее $N_{\Sigma K.факт.} = 776,3$ кВт (таблица 5.14).

Суммарная установленная мощность приводов конвейера при работе на высокой скорости $V_K = 1,31$ м/с составляет $N_{\Sigma K} = 2 \times 400 = 800$ кВт, чего с запасом достаточно для обеспечения такого режима работы.

Таблица 5.9

Исходные данные и результаты расчета сил на резцах исполнительного органа при встречном движении
($V_{C.B} = 1,92$ м/с)

Исходные данные для расчета сил на резцах исполнительного органа											
Порядковый номер резца в схеме	N_2	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
а) Характеристики режима работы											
Толщина снимаемой стружки, мм	h_C	140									
б) Характеристики угольного массива											
Характеристика вязкости угля		$X_{рyп.}$	$X_{рyп.}$	$X_{рyп.}$	$X_{рyп.}$	$X_{рyп.}$	$X_{рyп.}$	$X_{рyп.}$	$X_{рyп.}$	$X_{рyп.}$	$X_{рyп.}$
Сопrotивляемость пласта резанию в неотжатой зоне, кН/м	A_P	220	220	220	220	220	220	220	220	220	220
Коэфф. сопротивления резанию	f'	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412
Коэфф. отношения отжимающей силы к силе разания	$k_{П}$	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Коэфф., учитыв. хрупко-пластические свойства угля	k_{Ψ}	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Коэффициент ширины среза	$k_{Ш}$	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Коэффициент отжима	k_{OT}	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
в) Параметры и характеристики схемы набора режущего инструмента											
Положение резца в схеме резания	$KEYI$	H^*	$ЛC^*$	$ЛC$	$ЛC$	$ЛC$	$ЛC$	$ЛC$	$ЛC$	$ЛC$	B^*
Ширина резца, мм	b_P	40	40	22	22	22	22	22	22	22	40
Площадь затупления резца, см ²	S_3	1,25	1,25	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	1,25
Угол установки резца, град	β	8,0	0,0	23,0	10,0	10,0	10,0	0,0	20,0	30,0	0,0
Ширина среза, мм	t_{CP}	40	91,5	87,5	72,5	66	81,5	109	122,5	97,5	97,5
Шаг установки резца, мм	$t_{Ш.У}$	20	90	93	82	63	69	94	124	121	74
Коэф. схемы резания	k_{CXP}	1,17	1,17	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07	1,17	1,17
Коэф. ослабления забоя схемой резания	$k_{OC.P}$	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Коэф. одновременности работы резцов	k_{OD}	1	1	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	1
Коэф. влияния полож. резца на боковые силы	k_B	1	1	0,6	1	0,6	1	0,7	1	1	1

Продолжение табл. 5.9

Коэф. влияния полож. резца на напр. боковых сил	$k_{СХБ}$	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Способ определения к-та затупления	KEY2	3	P	P	P	P	P	P	P	P	3
Коэф. обнажения забоя	k_{O3}	1,25	0	0	0	0	0	0	0	0	1,15
Коэф. влияния угла резания	k_{γ}	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08
Коэф. влияния толщ. стружки на боковые силы	k_h	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Коэф. влияния формы резца на силы резания	$k_{\Phi,P}$	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
Коэф. влияния формы резца на боковые силы	$k_{\Phi,B}$	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
Координата $X(r)$ установки резца, мм	$X(r)$	1030	1096	1146	1200	1186	1232	1216	1240	1188	1124
Координата $Y(d)$ установки резца, мм	$Y(d)$	20	110	203	285	348	417	511	635	756	830
Координата $Z(l)$ установки резца, мм	$Z(l)$	1276	1225	1181	1166	1136	1125	1100	1095	1074	1062

Результаты расчета сил на резцах исполнительного органа

Порядковый номер резца в схеме	№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Сила резания на единичном резце, Н	$P_{РЕЗ.ед}$	18384	15363	8592	7227	7959	9209	9792	11056	10378	40826
Сила отжима на единичном резце, Н	$P_{ОТЖ.ед}$	15564	13006	5822	4897	5393	6240	6635	7492	7032	34562
Боковая сила на единичном резце, Н	$P_{БОК.ед}$	-10137	7527	4449	7826	5120	8310	5165	6260	6372	8124
Равнодействующие средних сил, Н											
резания	$P_{РЕЗ.}$	135576									
отжима	$P_{ОТЖ.}$	106642									
боковых	$P_{БОК.}$	46842									
Координаты точек приложения равнодействующих средних сил, мм											
резания по оси $X(r)$	$X_{Ррез.}$	1144									
резания по оси $Y(d)$	$Y_{Ррез.}$	477									
отжима по оси $Y(d)$	$Y_{Отж.}$	468									
отжима по оси $Z(l)$	$Z_{Отж.}$	1114									
боковых по оси $X(r)$	$X_{Рбок.}$	1211									
боковых по оси $Z(l)$	$Z_{Рбок.}$	1097									

*Н-нижние резцы,
ЛС-линейные резцы,
В-верхние резцы

Таблица 5.10

Исходные данные и результаты расчета сил на резцах исполнительного органа при попутном движении
($V_{C.П} = 0,64$ м/с)

Исходные данные для расчета сил на резцах исполнительного органа											
Порядковый номер резца в схеме	<i>№</i>	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
а) Характеристики режима работы											
Толщина снимаемой стружки, мм	<i>h_с</i>	95									
б) Характеристики угольного массива											
Характеристика вязкости угля		<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>
Сопrotивляемость пласта резанию в неотжатой зоне, кН/м	<i>A_p</i>	220	220	220	220	220	220	220	220	220	220
Коэфф. сопротивления резанию	<i>f'</i>	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412
Коэфф. отношения отжимающей силы к силе разания	<i>k_П</i>	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Коэфф., учитыв. хрупко-пластические свойства угля	<i>k_ψ</i>	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Коэффициент ширины среза	<i>k_Ш</i>	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Коэффициент отжима	<i>k_{от}</i>	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
в) Параметры и характеристики схемы набора режущего инструмента											
Положение резца в схеме резания	<i>KEY1</i>	<i>H</i>	<i>ЛС</i>	<i>ЛС</i>	<i>ЛС</i>	<i>ЛС</i>	<i>ЛС</i>	<i>ЛС</i>	<i>ЛС</i>	<i>ЛС</i>	<i>B</i>
Ширина резца, мм	<i>b_p</i>	40	40	22	22	22	22	22	22	22	40
Площадь затупления резца, см ²	<i>S_з</i>	1,25	1,25	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	1,25
Угол установки резца, град	<i>β</i>	8,0	0,0	23,0	10,0	10,0	10,0	0,0	20,0	30,0	0,0
Ширина среза, мм	<i>t_{ср}</i>	40	91,5	87,5	72,5	66	81,5	109	122,5	97,5	97,5
Шаг установки резца, мм	<i>t_{ш.у}</i>	20	90	93	82	63	69	94	124	121	74
Коэф. схемы резания	<i>k_{сх.р}</i>	1,17	1,17	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07	1,17	1,17
Коэф. ослабления забоя схемой резания	<i>k_{ос.р}</i>	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Коэф. одновременности работы резцов	<i>k_{од}</i>	1	1	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	1
Коэф. влияния полож. резца на боковые силы	<i>k_б</i>	1	1	0,6	1	0,6	1	0,7	1	1	1
Коэф. влияния полож. резца на напр. боковых сил	<i>k_{сх.б}</i>	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Способ определения к-та затупления	<i>KEY2</i>	3	<i>P</i>	<i>P</i>	<i>P</i>	<i>P</i>	<i>P</i>	<i>P</i>	<i>P</i>	<i>P</i>	3
Коэф. обнажения забоя	<i>k_{о.з}</i>	1,25	0	0	0	0	0	0	0	0	1,15
Коэф. влияния угла резания	<i>k_у</i>	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08

Продолжение табл.5.10

Коэф. влияния толщ. стружки на боковые силы	k_h	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Коэф. влияния формы резца на силы резания	$k_{Ф.Р}$	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
Коэф. влияния формы резца на боковые силы	$k_{Ф.Б}$	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
Координата $X (r)$ установки резца, мм	$X (r)$	1030	1096	1146	1200	1186	1232	1216	1240	1188	1124
Координата $Y (d)$ установки резца, мм	$Y (d)$	20	110	203	285	348	417	511	635	756	830
Координата $Z (l)$ установки резца, мм	$Z (l)$	1276	1225	1181	1166	1136	1125	1100	1095	1074	1062

Результаты расчета сил на резцах исполнительного органа											
Порядковый номер резца в схеме	№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Сила резания на единичном резце, Н	$P_{РЕЗ.ед}$	14864	11432	6742	5517	6015	6952	7709	10118	9332	33008
Сила отжима на единичном резце, Н	$P_{ОТЖ.ед}$	12584	9678	4568	3738	4076	4710	5224	6856	6323	27944
Боковая сила на единичном резце, Н	$P_{БОК.ед}$	-6992	4382	2562	4681	3233	5165	2963	3115	3227	4979
Равнодействующие средних сил, Н											
резания	$P_{РЕЗ.}$	109070									
отжима	$P_{ОТЖ.}$	85701									
боковых	$P_{БОК.}$	26068									
Координаты точек приложения равнодействующих средних сил, мм											
резания по оси X (r)	$X_{Ррез.}$	1145									
резания по оси Y (d)	$Y_{Ррез.}$	486									
отжима по оси Y (d)	$Y_{Ротж.}$	476									
отжима по оси Z (l)	$Z_{Ротж.}$	1112									
боковых по оси X (r)	$X_{Рбок.}$	1218									
боковых по оси Z (l)	$Z_{Рбок.}$	1091									

Таблица 5.11

**Исходные данные и результаты расчета усилия погрузки угля
исполнительным органом**

Исходные данные для расчета усилия погрузки угля исполнительным органом		Встреч- ное	Попут- ное
Толщина снимаемой стружки, мм	h_c	140	95
Мощность пласта, мм	$H_{пл}$	850	850
Высота исполнительного органа, мм	H_c	850	850
Высота погрузки, мм	$H_{пог}$	549	549
Ширина погрузочной поверхности, мм	$B_{пог}$	290	290
Угол наклона погрузочной поверхности ниже высоты погрузки, град	α_1	65	65
Угол наклона погрузочной поверхности выше высоты погрузки, град	α_2	120	120
Угол погрузочной поверхности по отношению к забою, град.	ρ	60	60
Коэффициент режима работы исполнительного органа	$k_{РАБ.}$	1,10	1,2
Плотность угля (пласта) в целике, кг/м ³	$\gamma_{ц}$	1350	1350
Прочность штабеля угля на сдвиг, Н/м ²	τ_0	27400	27400
Угол естественного откоса разрыхленного угля, град.	ψ	50	50
Угол между плоскостью сдвига призмы выжима и почвой пласта, град.	θ	50,33	50,33
Коэффициент внутреннего трения угля	μ	0,85	0,85
Коэффициент трения движения угля по погрузочной поверхности	f_0	0,20	0,20
Коэффициент трения угля по углю	f_1	0,40	0,40
Коэффициент разрыхления угля (пласта)	$k_{РАЗР.}$	1,35	1,35
Коэффициент, учитывающий углы наклона погрузочных поверхностей	$k_{\alpha, \rho}$	1,55	1,55
Результаты расчета усилия погрузки угля исполнительным органом		Встреч- ное	Попут- ное
Минимально необходимая высота исполнительного органа из условия полной погрузки, мм	$H_{с.мин}$	895	895
Усилие погрузки угля исполнительным органом, Н	$R_{пог.}$	19195	18230

Таблица 5.12

**Исходные данные и результаты расчета сил трения в опорах
исполнительного органа**

Исходные данные для расчета сил трения в опорах исполнительного органа		
Масса исполнительного органа, кг	m_c	4270
Расстояние между опорами исполнительного органа на направляющие максимальное, мм	$l_{c_{max}}$	2960
Расстояние между соседними гидроцилиндрами системы подачи, мм	$l_{ц}$	3500
Длина рештака стругового конвейера, мм	l_p	1750
Координаты точек приложения сил по оси OX , мм:		
силы подачи исполнительного органа на забой	x_{cn}	506
веса исполнительного органа	x_c	910
силы погрузки угля исполнительным органом	x_n	950
тягового усилия в цепи исполнительного органа	x_m	542
Координаты точек приложения сил по оси OY , мм:		
силы подачи исполнительного органа на забой	y_{cn}	210
веса исполнительного органа	y_c	485
силы погрузки угля исполнительным органом	y_n	430
тягового усилия в цепи исполнительного органа	y_m	158
Координаты точек приложения сил по оси OZ , мм:		
веса исполнительного органа	z_c	0
тягового усилия в цепи исполнительного органа	z_m	1740
Координаты опорных точек исполнительного органа на направляющих, мм:		
по оси OX	x_1	621
	x_2	752
	x_3	705
	x_4	516
	x_5	474
	x_6	447
по оси OY	y_1	184
	y_2	60
	y_3	160
	y_4	510
	y_5	549
	y_6	510
по оси OZ :		
в направлении движения исполнительного органа	z'_1	1480
	z'_2	1480
	z'_3	1480
	z'_4	1330
	z'_5	1330

Продолжение табл. 5.12

	z'_6	1330	
в направлении противоположном направлению движения исполнительного органа	z''_1	-1480	
	z''_2	-1480	
	z''_3	-1480	
	z''_4	-1330	
	z''_5	-1330	
	z''_6	-1330	
Углы, между координатными осями и направлением реакций в опорах исполнительного органа, град.	φ_1	0	
	φ_2	8	
	φ_3	-10	
	φ_4	0	
	φ_5	0	
	φ_6	0	
Коэффициент трения корпуса исполнительного органа о направляющие	μ_5	0,25	
Количество рештаков, на направляющие которых опирается исполнительный орган, шт.	$k_{реш.}$	2	
Коэффициент запаса усилия системы подачи	$k_{зан}$	1,25	
Угол наклона пласта при работе по падению (восстанию), град.	$\alpha_{пв}$	-3	
Результаты расчета сил трения в опорах исполнительного органа		Встречное	Попутное
<i>Сила трения в опорах исполнительного органа, Н</i>	<i>Топ.</i>	106427	85620

Таблица 5.13

**Исходные данные и результаты расчета среднего необходимого
и допустимых по параметрам электродвигателей значений тягового
усилия в цепи исполнительного органа**

Исходные данные для расчета среднего необходимого и допустимых по параметрам электродвигателей значений тягового усилия		Встречное	Попутное
Скорость исполнительного органа, м/с	V_c	1,92	0,64
Длина струговой установки, м	L_c	310	310
Масса 1 п.м тяговой цепи исполнительного органа, кг/м	q_c	27,6	27,6
Угол наклона пласта при работе по падению, град.	α	2	2
Коэффициент сопротивления перемещению цепи исполнительного органа	W_u	0,3	0,3
Коэффициент влияния скорости исполнительного органа	k_v	0,85	1,0
Коэффициент влияния искривления забойного конвейера	k_u	1,07	1,07
Номинальная мощность электродвигателя, кВт	P_n	400	135
Механические потери	$\Delta P_{мех.}$	н/д	н/д
Постоянные потери, кВт	$\Delta P_{пос.}$	н/д	н/д
Переменные потери, кВт	$\Delta P_{пер.}$	н/д	н/д
Номинальный момент	M_n	н/д	н/д
Критический момент	M_k	н/д	н/д
Сопротивление обмотки статора	R_1	н/д	н/д
Сопротивление обмотки ротора	R_2	н/д	н/д
Номинальная частота вращения ротора, об./мин.	$n_{ном}$	1486	492
Номинальная продолжительность включения, %	$ПВ_{ном}$	н/д	н/д
Момент инерции вращающихся элементов привода исполнительного органа, приведенный к ротору электродвигателя, кг·м ²	I_p	н/д	н/д
Момент инерции ротора электродвигателя, кг·м ²	I_g	н/д	н/д
Радиус начальной окружности звезды привода исполнительного органа, мм	$R_{з.с}$	258	258
Жесткость цепи исполнительного органа, Н/м	C_c	н/д	н/д
Передаточное отношение привода исполнительного органа	$U_{p.c}$	20,946	20,946
К. п. д. механической передачи привода исполнительного органа (0,9×0,85)	η_m	0,765	0,765

Продолжение табл. 5.13

Исходное значение числа включений электродвигателя, Вкл/ч	z	<i>н/д</i>	<i>н/д</i>
Фактическое число включений электродвигателя, Вкл/ч	z_{ϕ}	<i>н/д</i>	<i>н/д</i>
Фактическая относительная продолжительность включения, %	PB_{ϕ}	<i>н/д</i>	<i>н/д</i>
Результаты расчета среднего необходимого и допустимых по параметрам электродвигателей значений тягового усилия		Встречное	Попутное
<i>Толщина стружки, мм</i>	h_c	140	95
<i>Необходимое тяговое усилие на звезде исполнительного органа, Н</i>	$F_{ТЯГ}$	303025	299158
<i>Допустимое значение тягового усилия на звезде исполнительного органа, Н</i>			
<i>по установленной мощности электродвигателей</i>	$[F_T]_N$	304108	299996
<i>по тепловому режиму работы электродвигателей</i>	$[F_T]_t$	<i>н/д</i>	<i>н/д</i>
<i>по устойчивому моменту электродвигателей</i>	$[F_T]_M$	<i>н/д</i>	<i>н/д</i>

Таблица 5.14

Исходные данные и результаты расчета режимных и тяговых параметров стругового конвейера

Исходные данные для расчета режимных и тяговых параметров стругового конвейера		Встречное	Попутное
Площадь загрузочного сечения конвейера, м ²	F_K	0,32	0,32
Мощность угольного пласта (пачки), м	H_U	0,85	0,85
Коэффициент разрыхления угля	ψ_U	1,5	1,5
Мощность присекаемой породы, м	$H_{Пор}$	0,00	0,00
Коэффициент разрыхления породы	$\psi_{Пор}$	1,25	1,25
Доля пород, обрушающихся из кровли, %	$\Delta H_{Пор}$	10	10
Скорость движения исполнительного органа, м/с:			
при встречном движении	$V_{С.В}$	1,92	
при попутном движении	$V_{С.П}$		0,64
Скорость движения конвейера, м/с	V_K	1,31	1,31
Результаты расчета режимных параметров стругового конвейера		Встречное	Попутное
Максимальная возможная толщина стружки, м	$[h_K]$	0,390	0,243
Коэффициент использования сечения	$k_{Ф.ном}$	1,000	0,511
Фактическая толщина стружки, м:			
при встречном движении (по условию резания)	h_B	0,140	
при попутном движении (по условию резания)	$h_{П}$		0,095
Коэффициент использования сечения фактический	$k_{Ф.факт}$	0,359	0,200
Коэффициент использования сечения	$k_{Ф.мах}$	0,409	0,250
Угол наклона пласта по падению, град.	α	2,00	2,00
Длина конвейера, м	L_K	310,00	310,00
Масса 1 п.м тягового органа конвейера, кг/м	q_K	91,40	91,40
Плотность угля в целике, кг/м ³	γ_U	1350,0	1350,0
Плотность породы, кг/м ³	$\gamma_{П}$	2540,0	2540,0
Насыпной удельный вес груза на конвейере, кг/м ³		1002,9	1002,9
Масса 1 п.м насыпного груза на конвейере, кг/м	$q_{Г}$	320,9	320,9
Коэффициент сопротивления перемещению тягового органа груженой ветви конвейера	$f_{Г}$	0,49	0,49
Коэффициент сопротивления перемещению тягового органа порожней ветви конвейера	$f_{П}$	0,40	0,40
Коэффициент сопротивления перемещению груза	w	0,49	0,49
Коэффициент сопротивления перемещению тягового органа груженой ветви конвейера из состояния покоя	$f_{Г.П}$	0,65	0,65
Коэффициент сопротивления перемещению тягового органа порожней ветви конвейера из состояния покоя	$f_{П.П}$	0,55	0,55

Продолжение табл. 5.14

Коэффициент сопротивления перемещению груза из состояния покоя	w_{II}	0,60	0,60
Коэффициент неодновременности реализации статического тягового усилия приводов	k_{Σ}	0,90	0,90
Разрушающая нагрузка тяговой цепи	$P_{Раз.}$	1450,0	1450,0
Коэффициент неравномерности нагружения цепей тягового органа в рабочем режиме	$k_{Н.Р}$	1,25	1,25
Коэффициент запаса прочности тягового органа	k_I	2,00	2,00
Коэффициент перегрузки привода при пуске	k_{II}	2,50	2,50
Коэффициент, учитывающий изгибы рештачного става в плоскости пласта	$k_{И.Г}$	1,04	1,04
Коэффициент, учитывающий изгибы рештачного става в вертикальной плоскости на порожней ветви	ψ_{II}	1,00	1,00
Коэффициент, учитывающий изгибы рештачного става в вертикальной плоскости на груженой ветви	$\psi_{Г}$	1,00	1,00
Номинальная частота вращения	n_H	1485,0	1485,0
Передаточное число редуктора привода	$U_{Р.К}$	33,382	33,382
Число зубьев звездочки конвейера, шт.	$N_{З.К}$	7,00	7,00
Диаметр звезды привода конвейера, м	$D_{З.К}$	0,562	0,562
К. п. д. приводного блока	η	0,792	0,792
Коэффициент падения напряжения в питающей электросети при пуске электродвигателя привода конвейера	$k_{П.Н}$	0,85	0,85
Результаты расчета тяговых параметров стругового конвейера		Встречное	Попутное
<i>Сила сопротивления перемещению груженой ветви тягового органа конвейера, кН</i>			
<i>при фактической загрузке конвейера</i>	$F_{ГР.факт}$	296,9	223,7
<i>при максимальной загрузке конвейера</i>	$F_{ГР.мах}$	320,0	246,7
<i>Сила сопротивления перемещению порожней ветви тягового органа конвейера, кН</i>	$F_{ПОР}$	125,5	125,5

Продолжение табл.5.14

Необходимая мощность привода груженой ветви конвейера, кВт			
<i>при фактической загрузке конвейера</i>	$N_{ГР.факт}$	491,1	369,9
<i>при максимальной загрузке конвейера</i>	$N_{ГР.мах}$	529,2	408,1
Необходимая мощность привода порожней ветви конвейера, кВт	$N_{ПОР}$	207,6	207,6
Необходимая суммарная мощность приводов конвейера, кВт			
<i>при фактической загрузке конвейера</i>	$N_{\Sigma К.факт}$	776,3	641,7
<i>при максимальной загрузке конвейера</i>	$N_{\Sigma К.мах}$	818,6	684,0
Допустимая мощность единичного привода конвейера по прочности тяговой цепи, кВт	$N_{ДОП}$	852,7	852,7
Необходимый пусковой момент привода груженой ветви конвейера, Нм			
<i>при фактической загрузке конвейера</i>	$M_{П.ГР.факт}$	3322,4	2239,7
<i>при максимальной загрузке конвейера</i>	$M_{П.ГР.мах}$	3394,6	2311,8

5.9.2. Фактический вариант

Условия работы струговой установки: вынимаемая исполнительным органом мощность пласта $H_{Пл} = H_C = 1,12$ м; мощность угольной пачки по лаве $H_Y = 0,85$ м; крепость пород строгаемой «ложной» кровли $f = 3$ (эквивалентная сопротивляемость резанию 280 кН/м), крепость пород строгаемой непосредственной кровли $f = 4$ (эквивалентная сопротивляемость резанию 350 кН/м); дополнительное обрушение вслед за проходом исполнительного органа на толщину стружки слоя пород непосредственной кровли высотой до 10% от вынимаемой мощности пласта.

Режимные параметры работы струговой установки: опережающий режим работы I – высокая $V_K = 1,31$ м/ скорость конвейера, высокая скорость исполнительного органа $V_C = 1,92$ м/с при движении в обоих направлениях.

Результаты расчетов: таблицы 5.15 – 5.21.

Выводы по результатам расчётов фактического варианта.

1). Суммарная мощность приводов исполнительного органа $N_{\Sigma C} = 2 \times 400 / 135$ кВт обеспечивает устойчивую работу исполнительного органа: на высокой скорости движения $V_{C.B} = 1,92$ м/с – с толщиной стружки не более $h_B = 45$ мм при встречном движении исполнительного органа (вверх) и с толщиной стружки не более $h_B = 39$ мм при попутном движении исполнительного органа (вниз); на низкой скорости движения $V_{C.П} = 0,64$ м/с – с толщиной стружки не более $h_{П} = 34$ мм при попутном движении исполнительного органа (вниз) (таблица 5.20).

2). Максимальная толщина стружки, которая может быть погружена на конвейер, ограничивается соотношением скоростей исполнительного органа и конвейера и соотношением толщин стружек при встречном и попутном движении исполнительного органа и при высокой скорости движения конвейера $V_K = 1,31$ м/с составляет: $[h_K] = 42$ мм при $h_B = h_{П}$, $[h_K]_{П} = 39$ мм при $h_B / h_{П} = 1,33$, $[h_K]_{П} = 33$ мм при $h_B / h_{П} = 2,0$ (таблица 5.21).

3). При работе струговой установки с высокой скоростью конвейера $V_K = 1,31$ м/с и фактическими стружками, допустимыми по условиям резания, возможна реализация трех основных вариантов опережающего режима работы: $h_B = h_{П} = 30$ мм

(опережающий I-1); $h_B = 40$ мм, $h_{II} = 30$ мм (опережающий I-2); $h_B = 40$ мм, $h_{II} = 20$ мм (опережающий I-3). Суммарная необходимая мощность приводов конвейера при работе в этих режимах работы может достигать величин $N_{\Sigma K.факт} = 853,5$ кВт, $N_{\Sigma K.факт} = 867,4$ кВт и $N_{\Sigma K.факт} = 793,9$ кВт соответственно (таблица 5.21).

4). Суммарная установленная мощность приводов конвейера составляет $N_{\Sigma K.уст} = 2 \times 400 / 200 = 800 / 400$ кВт, Это свидетельствует о том, что из-за отсутствия резерва мощности в действующей лаве возможно эффективное использование только одного варианта опережающего режима работы с высокой скоростью конвейера $V_K = 1,31$ м/с и толщинами стружки $h_B = 40$ мм, $h_{II} = 20$ мм (опережающий I-3) (таблица 5.21).

5). При фактическом варианте и реально достижимом среднем коэффициенте машинного времени исполнительного органа $k_M = 0,30 \dots 0,32$ среднесуточная нагрузка на лаву не может превышать $Q_{сут} = 1280 - 1370$ т/сут., а резервы мощности исполнительного органа и конвейера для ее увеличения отсутствуют.

Таблица 5.15

Исходные данные и результаты расчета сил на резцах исполнительного органа при встречном движении,

$$V_{C.B} = 1,92 \text{ м/с}$$

Исходные данные для расчета сил на резцах исполнительного органа											
Порядковый номер резца в схеме	№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
а) Характеристики режима работы											
Толщина снимаемой стружки, мм	h_C	45									
б) Характеристики угольного массива											
Характеристика вязкости угля		$X_{рун.}$	$X_{рун.}$	$X_{рун.}$	$X_{рун.}$	$X_{рун.}$	$X_{рун.}$	$X_{рун.}$	$X_{рун.}$	$X_{рун.}$	$X_{рун.}$
Сопrotивляемость пласта резанию в неотжатой зоне, кН/м	A_P	220	220	220	220	220	220	220	220	220	220
Коэфф. сопротивления резанию	f'	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412
Коэфф. отношения отжимающей силы к силе разания	$k_{П}$	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Коэфф., учитыв. хрупко-пластические свойства угля	k_{Ψ}	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Коэффициент ширины среза	$k_{Ш}$	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Коэффициент отжима	k_{OT}	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
в) Параметры и характеристики схемы набора режущего инструмента											
Положение резца в схеме резания	$KEYI$	H	$ЛС$	$ЛС$	$ЛС$	$ЛС$	$ЛС$	$ЛС$	$ЛС$	$ЛС$	B
Ширина резца, мм	b_P	40	40	22	22	22	22	22	22	22	40
Площадь затупления резца, см ²	S_3	1,25	1,25	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	1,25
Угол установки резца, град	β	8,0	0,0	23,0	10,0	10,0	10,0	0,0	20,0	30,0	0,0
Ширина среза, мм	t_{CP}	40	91,5	87,5	72,5	66	81,5	109	122,5	97,5	97,5
Шаг установки резца, мм	$t_{Ш.V}$	20	90	93	82	63	69	94	124	121	74
Коэф. схемы резания	$k_{CX.P}$	1,17	1,17	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07	1,17	1,17
Коэф. ослабления забоя схемой резания	$k_{OC.P}$	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Коэф. одновременности работы резцов	k_{OD}	1	1	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	1
Коэф. влияния полож. резца на боковые силы	k_B	1	1	0,6	1	0,6	1	0,7	1	1	1

Продолжение табл. 5.15

Коэф. влияния полож. резца на напр. боковых сил	$k_{СХ.Б}$	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Способ определения к-та затупления	KEY2	3	P	P	P	P	P	P	P	P	3
Коэф. обнажения забоя	$k_{O.З}$	1,25	0	0	0	0	0	0	0	0	1,15
Коэф. влияния угла резания	$k_{У}$	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08
Коэф. влияния толщ. стружки на боковые силы	k_h	1,13	1,13	1,13	1,13	1,13	1,13	1,13	1,13	1,13	1,13
Коэф. влияния формы резца на силы резания	$k_{Ф.Р}$	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
Коэф. влияния формы резца на боковые силы	$k_{Ф.Б}$	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
Координата $X (r)$ установки резца, мм	$X (r)$	1030	1096	1146	1200	1186	1232	1216	1240	1188	1124
Координата $Y (d)$ установки резца, мм	$Y (d)$	20	110	203	285	348	417	511	635	756	830
Координата $Z (l)$ установки резца, мм	$Z (l)$	1276	1225	1181	1166	1136	1125	1100	1095	1074	1062

Исходные данные для расчета сил на резцах исполнительного органа

Порядковый номер резца в схеме	№	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
--------------------------------	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

а) Характеристики режима работы

Толщина снимаемой стружки, мм	h_C	45									
-------------------------------	-------	----	--	--	--	--	--	--	--	--	--

б) Характеристики угольного массива

Характеристика вязкости угля		Пор.	Пор.	Пор.	Пор.						
Сопrotивляемость пласта резанию в неотжатой зоне, кН/м	A_P	280	350	350	350						
Коэфф. сопротивления резанию	f'	0,05	0,05	0,05	0,05						
Коэфф. отношения отжимающей силы к силе резания	$k_{П}$	0,4	0,4	0,4	0,4						
Коэфф., учитыв. хрупко-пластические свойства угля	$k_{У}$	1,00	1,00	1,00	1,00						
Коэффициент ширины среза	$k_{Ш}$	1,00	1,00	1,00	1,00						
Коэффициент отжима	$k_{ОТ}$	1,0	1,0	1,0	1,0						

в) Параметры и характеристики схемы набора режущего инструмента

Положение резца в схеме резания	KEY1	ЛС	ЛС	ЛС	В						
---------------------------------	------	----	----	----	---	--	--	--	--	--	--

Продолжение табл. 5.15

Ширина резца, мм	b_P	22	22	22	40						
Площадь затупления резца, см ²	S_3	1,00	1,00	1,00	1,50						
Угол установки резца, град	β	10,0	20,0	30,0	0,0						
Ширина среза, мм	t_{CP}	70,5	88,5	64,5	64,5						
Шаг установки резца, мм	$t_{III.V}$	45	96	81	48						
Коэф. Схемы резания	$k_{CX.P}$	1,07	1,07	1,17	1,17						
Коэф. Ослабления забоя схемой резания	$k_{OC.P}$	0,80	0,80	0,80	0,80						
Коэф. Одновременности работы резцов	k_{OD}	1	1	1	1						
Коэф. Влияния полож. Резца на боковые силы	k_B	1	1	1	1						
Коэф. Влияния полож. Резца на напр. Боковых сил	$k_{CX.B}$	1	1	1	1						
Способ определения к-та затупления	$KEY2$	P	P	P	3						
Коэф. Обнажения забоя	$k_{O.3}$	0	0	0	1,20						
Коэф. Влияния угла резания	k_Y	1,08	1,08	1,08	1,08						
Коэф. Влияния толщ. Стружки на боковые силы	k_h	1,13	1,13	1,13	1,13						
Коэф. Влияния формы резца на силы резания	$k_{\Phi.P}$	0,93	0,93	0,93	0,93						
Коэф. Влияния формы резца на боковые силы	$k_{\Phi.B}$	0,95	0,95	0,95	0,95						
Координата $X (r)$ установки резца, мм	$X (r)$	1220	1220	1200	1136						
Координата $Y (d)$ установки резца, мм	$Y (d)$	875	971	1052	1100						
Координата $Z (l)$ установки резца, мм	$Z (l)$	320	308	283	248						

Результаты расчета сил на резцах исполнительного органа

Порядковый номер резца в схеме	№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Сила резания на единичном резце, Н	$P_{PE3.ed}$	8944	6261	4430	3289	3289	3859	5117	9095	8172	19861
Сила отжима на единичном резце, Н	$P_{OTJ.ed}$	7572	5301	3002	2228	2229	2615	3467	6163	5537	16814

Боковая сила на единичном резце, Н	$P_{\text{БОК.ед}}$	-3890	1281	701	1579	1372	2064	792	13	125	1877
Порядковый номер резца в схеме	№	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Сила резания на единичном резце, Н	$P_{\text{РЕЗ.ед}}$	7300	9189	7439	38617						
Сила отжима на единичном резце, Н	$P_{\text{ОТЖ.ед}}$	7742	9746	7889	53215						
Боковая сила на единичном резце, Н	$P_{\text{БОК.ед}}$	5291	4481	5040	6270						
Равнодействующие средних сил, Н											
резания	$P_{\text{РЕЗ.}}$	13300									
отжима	$P_{\text{ОТЖ.}}$	0									
боковых	$P_{\text{БОК.}}$	13352									
Координаты точек приложения равнодействующих средних сил, мм											
резания по оси $X (r)$	$X_{\text{Ррез.}}$	0									
резания по оси $Y (d)$	$Y_{\text{Ррез.}}$	1158									
отжима по оси $Y (d)$	$Y_{\text{Ротж.}}$	761									
отжима по оси $Z (l)$	$Z_{\text{Ротж.}}$	825									
боковых по оси $X (r)$	$X_{\text{Рбок.}}$	611									
боковых по оси $Z (l)$	$Z_{\text{Рбок.}}$	1207									
		606									

Таблица 5.16

**Исходные данные и результаты расчета сил на резцах исполнительного органа при попутном движении,
V_C=1,92 м/с**

Исходные данные для расчета сил на резцах исполнительного органа											
Порядковый номер резца в схеме	<i>№</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>
а) Характеристики режима работы											
Толщина снимаемой стружки, мм	<i>h_C</i>	39									
б) Характеристики угольного массива											
Характеристика вязкости угля		<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>
Сопротивляемость пласта резанию в неотжатой зоне, кН/м	<i>A_P</i>	220	220	220	220	220	220	220	220	220	220
Коэфф. сопротивления резанию	<i>f'</i>	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412
Коэфф. отношения отжимающей силы к силе разания	<i>k_П</i>	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Коэфф., учтив. хрупко-пластические свойства угля	<i>k_У</i>	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Коэффициент ширины среза	<i>k_Ш</i>	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Коэффициент отжима	<i>k_{ОТ}</i>	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
в) Параметры и характеристики схемы набора режущего инструмента											
Положение резца в схеме резания	<i>KEY1</i>	<i>H</i>	<i>ЛС</i>	<i>ЛС</i>	<i>ЛС</i>	<i>ЛС</i>	<i>ЛС</i>	<i>ЛС</i>	<i>ЛС</i>	<i>ЛС</i>	<i>B</i>
Ширина резца, мм	<i>b_P</i>	40	40	22	22	22	22	22	22	22	40
Площадь затупления резца, см ²	<i>S_З</i>	1,25	1,25	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	1,25
Угол установки резца, град	<i>β</i>	8,0	0,0	23,0	10,0	10,0	10,0	0,0	20,0	30,0	0,0
Ширина среза, мм	<i>t_{СР}</i>	40	91,5	87,5	72,5	66	81,5	109	122,5	97,5	97,5
Шаг установки резца, мм	<i>t_{Ш.У}</i>	20	90	93	82	63	69	94	124	121	74
Коэф. схемы резания	<i>k_{СХ.Р}</i>	1,17	1,17	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07	1,17	1,17
Коэф. ослабления забоя схемой резания	<i>k_{ОС.Р}</i>	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Коэф. одновременности работы резцов	<i>k_{ОД}</i>	1	1	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	1
Коэф. влияния полож. резца на боковые силы	<i>k_Б</i>	1	1	0,6	1	0,6	1	0,7	1	1	1

Продолжение табл. 5.16

Коэф. влияния полож. резца на напр. боковых сил	$k_{CX.B}$	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Способ определения к-та затупления	KEY2	3	P	P	P	P	P	P	P	P	3
Коэф. обнажения забоя	$k_{O.3}$	1,25	0	0	0	0	0	0	0	0	1,15
Коэф. влияния угла резания	k_{γ}	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08
Коэф. влияния толщ. стружки на боковые силы	k_h	1,28	1,28	1,28	1,28	1,28	1,28	1,28	1,28	1,28	1,28
Коэф. влияния формы резца на силы резания	$k_{\Phi.P}$	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
Коэф. влияния формы резца на боковые силы	$k_{\Phi.B}$	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
Координата X (r) установки резца, мм	X (r)	1030	1096	1146	1200	1186	1232	1216	1240	1188	1124
Координата Y (d) установки резца, мм	Y (d)	20	110	203	285	348	417	511	635	756	830
Координата Z (l) установки резца, мм	Z (l)	1276	1225	1181	1166	1136	1125	1100	1095	1074	1062

Исходные данные для расчета сил на резцах исполнительного органа											
Порядковый номер резца в схеме	№	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
а) Характеристики режима работы											
Толщина снимаемой стружки, мм	h_c	39									
б) Характеристики угольного массива											
Характеристика вязкости угля		Пор.	Пор.	Пор.	Пор.						
Сопротивляемость пласта резанию в неотжатой зоне, кН/м	A_p	280	350	350	350						
Коэфф. сопротивления резанию	f'	0,05	0,05	0,05	0,05						
Коэфф. отношения отжимающей силы к силе резания	k_{Π}	0,4	0,4	0,4	0,4						
Коэфф., учитыв. хрупко-пластические свойства угля	k_{Ψ}	1,00	1,00	1,00	1,00						
Коэффициент ширины среза	$k_{\Pi\Pi}$	1,00	1,00	1,00	1,00						
Коэффициент отжима	k_{OT}	1,0	1,0	1,0	1,0						
в) Параметры и характеристики схемы набора режущего инструмента											

Продолжение табл.5.16

Положение резца в схеме резания	<i>KEY1</i>	<i>ЛС</i>	<i>ЛС</i>	<i>ЛС</i>	<i>В</i>						
Ширина резца, мм	b_P	22	22	22	40						
Площадь затупления резца, см ²	S_3	1,00	1,00	1,00	1,50						
Угол установки резца, град	β	10,0	20,0	30,0	0,0						
Ширина среза, мм	t_{CP}	70,5	88,5	64,5	64,5						
Шаг установки резца, мм	$t_{Ш.У}$	45	96	81	48						
Коэф. схемы резания	$k_{СХ.Р}$	1,07	1,07	1,17	1,17						
Коэф. ослабления забоя схемой резания	$k_{ОС.Р}$	1,00	1,00	1,00	1,00						
Коэф. одновременности работы резцов	$k_{ОД}$	1	1	1	1						
Коэф. влияния полож. резца на боковые силы	k_B	1	1	1	1						
Коэф. влияния полож. резца на напр. боковых сил	$k_{СХ.Б}$	1	1	1	1						
Способ определения к-та затупления	<i>KEY2</i>	<i>P</i>	<i>P</i>	<i>P</i>	<i>3</i>						
Коэф. обнажения забоя	$k_{O.3}$	0	0	0	1,20						
Коэф. влияния угла резания	$k_{У}$	1,08	1,08	1,08	1,08						
Коэф. влияния толщ. стружки на боковые силы	k_h	1,28	1,28	1,28	1,28						
Коэф. влияния формы резца на силы резания	$k_{Ф.Р}$	0,93	0,93	0,93	0,93						
Коэф. влияния формы резца на боковые силы	$k_{Ф.Б}$	0,95	0,95	0,95	0,95						
Координата $X (r)$ установки резца, мм	$X (r)$	1220	1220	1200	1136						
Координата $Y (d)$ установки резца, мм	$Y (d)$	875	971	1052	1100						
Координата $Z (l)$ установки резца, мм	$Z (l)$	320	308	283	248						

Результаты расчета сил на резцах исполнительного органа

Порядковый номер резца в схеме	№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Сила резания на единичном резце, Н	$P_{РЕЗ.ед}$	8011	5560	4122	2988	2906	3430	4772	8928	7995	17790
Сила отжима на единичном резце, Н	$P_{ОТЖ.ед}$	6782	4707	2793	2025	1969	2324	3233	6050	5417	15061
Боковая сила на единичном резце, Н	$P_{БОК.ед}$	-3827	1218	664	1516	1335	2001	748	-49	62	1814
Порядковый номер резца в схеме	№	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Сила резания на единичном резце, Н	$P_{РЕЗ.ед}$	7786	10436	8178	41940						
Сила отжима на единичном резце, Н	$P_{ОТЖ.ед}$	8258	11069	8674	57794						
Боковая сила на единичном резце, Н	$P_{БОК.ед}$	6156	5577	6136	7366						
Равнодействующие средних сил, Н											
резания	$P_{РЕЗ.}$	133085									
отжима	$P_{ОТЖ.}$	136155									
боковых	$P_{БОК.}$	30402									
Координаты точек приложения равнодействующих средних сил, мм											
резания по оси X (r)	$X_{Ррез.}$	1159									
резания по оси Y (d)	$Y_{Ррез.}$	786									
отжима по оси Y (d)	$Y_{Ротж.}$	849									
отжима по оси Z (l)	$Z_{Ротж.}$	576									
боковых по оси X (r)	$X_{Рбок.}$	1205									
боковых по оси Z (l)	$Z_{Рбок.}$	580									

Таблица 5.17

**Исходные данные и результаты расчета сил на резцах исполнительного органа при попутном движении,
 $V_C=0,64$ м/с**

Исходные данные для расчета сил на резцах исполнительного органа											
Порядковый номер резца в схеме	№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
а) Характеристики режима работы											
Толщина снимаемой стружки, мм	h_C	34									
б) Характеристики угольного массива											
Характеристика вязкости угля		<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>	<i>Хруп.</i>
Сопrotивляемость пласта резанию в неотжатой зоне, кН/м	A_P	220	220	220	220	220	220	220	220	220	220
Кoэфф. сопротивления резанию	f'	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412
Кoэфф. отношения отжимающей силы к силе разания	k_{II}	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Кoэфф., учитыв. хрупко-пластические свойства угля	k_{Ψ}	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Кoэффциент ширины среза	k_{III}	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Кoэффциент отжима	k_{OT}	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
в) Параметры и характеристики схемы набора режущего инструмента											
Положение резца в схеме резания	$KEYI$	<i>H</i>	<i>ЛС</i>	<i>ЛС</i>	<i>ЛС</i>	<i>ЛС</i>	<i>ЛС</i>	<i>ЛС</i>	<i>ЛС</i>	<i>ЛС</i>	<i>B</i>
Ширина резца, мм	b_P	40	40	22	22	22	22	22	22	22	40
Площадь затупления резца, см ²	S_3	1,25	1,25	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	1,25
Угол установки резца, град	β	8,0	0,0	23,0	10,0	10,0	10,0	0,0	20,0	30,0	0,0
Ширина среза, мм	t_{CP}	40	91,5	87,5	72,5	66	81,5	109	122,5	97,5	97,5
Шаг установки резца, мм	$t_{III,Y}$	20	90	93	82	63	69	94	124	121	74
Кoэф. схемы резания	$k_{CX,P}$	1,17	1,17	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07	1,17	1,17
Кoэф. ослабления забоя схемой резания	$k_{OC,P}$	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Продолжение табл. 5.17

Коэф. одновременности работы резцов	k_{OD}	1	1	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	1
Коэф. влияния полож. резца на боковые силы	k_B	1	1	0,6	1	0,6	1	0,7	1	1	1
Коэф. влияния полож. резца на напр. боковых сил	$k_{CX.B}$	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Способ определения к-та затупления	$KEY2$	3	P	P	P	P	P	P	P	P	3
Коэф. обнажения забоя	$k_{O.3}$	1,25	0	0	0	0	0	0	0	0	1,15
Коэф. влияния угла резания	k_Y	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08
Коэф. влияния толщ. стружки на боковые силы	k_h	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40
Коэф. влияния формы резца на силы резания	$k_{\Phi.P}$	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
Коэф. влияния формы резца на боковые силы	$k_{\Phi.B}$	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
Координата $X (r)$ установки резца, мм	$X (r)$	1030	1096	1146	1200	1186	1232	1216	1240	1188	1124
Координата $Y (d)$ установки резца, мм	$Y (d)$	20	110	203	285	348	417	511	635	756	830
Координата $Z (l)$ установки резца, мм	$Z (l)$	1276	1225	1181	1166	1136	1125	1100	1095	1074	1062

Исходные данные для расчета сил на резцах исполнительного органа											
Порядковый номер резца в схеме	N_2	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
а) Характеристики режима работы											
Толщина снимаемой стружки, мм	h_C	34									
б) Характеристики угольного массива											
Характеристика вязкости угля		Пор.	Пор.	Пор.	Пор.						
Сопrotивляемость пласта резанию в неотжатой зоне, кН/м	A_P	280	350	350	350						
Коэфф. сопротивления резанию	f'	0,05	0,05	0,05	0,05						
Коэфф. отношения отжимающей силы к силе резания	k_{II}	0,4	0,4	0,4	0,4						
Коэфф., учитыв. хрупко-пластические свойства угля	k_{Ψ}	1,00	1,00	1,00	1,00						

Коэффициент ширины среза	$k_{Ш}$	1,00	1,00	1,00	1,00						
Коэффициент отжима	$k_{ОТ}$	1,0	1,0	1,0	1,0						
в) Параметры и характеристики схемы набора режущего инструмента											
Положение резца в схеме резания	$KEY1$	$ЛС$	$ЛС$	$ЛС$	$В$						
Ширина резца, мм	b_P	22	22	22	40						
Площадь затупления резца, см ²	S_3	1,00	1,00	1,00	1,50						
Угол установки резца, град	β	10,0	20,0	30,0	0,0						
Ширина среза, мм	t_{CP}	70,5	88,5	64,5	64,5						
Шаг установки резца, мм	$t_{Ш.У}$	45	96	81	48						
Коэф. схемы резания	$k_{СХ.Р}$	1,07	1,07	1,17	1,17						
Коэф. ослабления забоя схемой резания	$k_{ОС.Р}$	1,00	1,00	1,00	1,00						
Коэф. одновременности работы резцов	$k_{ОД}$	1	1	1	1						
Коэф. влияния полож. резца на боковые силы	k_B	1	1	1	1						
Коэф. влияния полож. резца на напр. боковых сил	$k_{СХ.Б}$	1	1	1	1						
Способ определения к-та затупления	$KEY2$	P	P	P	3						
Коэф. обнажения забоя	$k_{О.З}$	0	0	0	1,20						
Коэф. влияния угла резания	k_U	1,08	1,08	1,08	1,08						
Коэф. влияния толщ. стружки на боковые силы	k_h	1,40	1,40	1,40	1,40						
Коэф. влияния формы резца на силы резания	$k_{Ф.Р}$	0,93	0,93	0,93	0,93						
Коэф. влияния формы резца на боковые силы	$k_{Ф.Б}$	0,95	0,95	0,95	0,95						
Координата $X (r)$ установки резца, мм	$X (r)$	1220	1220	1200	1136						
Координата $Y (d)$ установки резца, мм	$Y (d)$	875	971	1052	1100						
Координата $Z (l)$ установки резца, мм	$Z (l)$	320	308	283	248						

Результаты расчета сил на резцах исполнительного органа											
Порядковый номер резца в схеме	<i>№</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>
Сила резания на единичном резце, Н	<i>P_{РЕЗ.ед}</i>	7185	4959	3862	2732	2575	3062	4480	8779	7838	15955
Сила отжима на единичном резце, Н	<i>P_{ОТЖ.ед}</i>	6082	4198	2617	1851	1745	2075	3035	5948	5311	13507
Боковая сила на единичном резце, Н	<i>P_{БОК.ед}</i>	-3679	1069	575	1368	1246	1852	644	-198	-86	1666
Порядковый номер резца в схеме	<i>№</i>	<i>11</i>	<i>12</i>	<i>13</i>	<i>14</i>	<i>15</i>	<i>16</i>	<i>17</i>	<i>18</i>	<i>19</i>	<i>20</i>
Сила резания на единичном резце, Н	<i>P_{РЕЗ.ед}</i>	6714	9635	7309	36838						
Сила отжима на единичном резце, Н	<i>P_{ОТЖ.ед}</i>	7121	10219	7752	50764						
Боковая сила на единичном резце, Н	<i>P_{БОК.ед}</i>	5898	5292	5851	7081						
Равнодействующие средних сил, Н											
резания	<i>P_{РЕЗ.}</i>	120258									
отжима	<i>P_{ОТЖ.}</i>	122227									
боковых	<i>P_{БОК.}</i>	28309									
Координаты точек приложения равнодействующих средних сил, м											
резания по оси <i>X (r)</i>	<i>X_{Ррез.}</i>	1160									
резания по оси <i>Y (d)</i>	<i>Y_{Ррез.}</i>	782									
отжима по оси <i>Y (d)</i>	<i>Y_{Ротж.}</i>	845									
отжима по оси <i>Z (l)</i>	<i>Z_{Ротж.}</i>	584									
боковых по оси <i>X (r)</i>	<i>X_{Рбок.}</i>	1206									
боковых по оси <i>Z (l)</i>	<i>Z_{Рбок.}</i>	566									

Таблица 5.18

**Исходные данные и результаты расчета усилия погрузки угля
исполнительным органом**

Исходные данные для расчета усилия погрузки угля исполнительным органом		Встречное $V_C=1,92$ м/с	Попутное $V_C=1,92$ м/с	Попутное $V_C=0,64$ м/с
Толщина снимаемой стружки, мм	h_C	45	39	34
Мощность пласта, мм	$H_{ПЛ}$	1120	1120	1120
Высота исполнительного органа, мм	H_C	1120	1120	1120
Высота погрузки, мм	$H_{ПОГ}$	549	549	549
Ширина погрузочной поверхности, мм	$B_{ПОГ}$	290	290	290
Угол наклона погрузочной поверхности ниже высоты погрузки, град	α_1	65	65	65
Угол наклона погрузочной поверхности выше высоты погрузки, град	α_2	120	120	120
Угол погрузочной поверхности по отношению к забою, град.	ρ	60	60	60
Коэффициент режима работы исполнительного органа	$k_{РАБ.}$	1,10	1,10	1,10
Плотность угля и породы (пласта) в целике средневзвешенная, кг/м ³	$\gamma_{Ц}$	1637	1637	1637
Прочность штабеля угля на сдвиг, Н/м ²	τ_0	27400	27400	27400
Угол естественного откоса разрыхленного угля, град.	ψ	50	50	50
Угол между плоскостью сдвига призмы выжима и почвой пласта, град.	θ	50,33	50,33	50,33
Коэффициент внутреннего трения угля	μ	0,85	0,85	0,85
Коэффициент трения движения угля по погрузочной поверхности	f_0	0,20	0,20	0,20
Коэффициент трения угля по углю	f_1	0,40	0,40	0,40
Коэффициент разрыхления угля (пласта)	$k_{РАЗР.}$	1,45	1,45	1,45
Коэффициент, учитывающий углы наклона погрузочных поверхностей	$k_{\alpha,\rho}$	1,55	1,55	1,55

Результаты расчета усилия погрузки угля исполнительным органом		Встреч- ное $V_C=1,92$ м/с	Попут- ное $V_C=1,92$ м/с	Попут- ное $V_C=0,64$ м/с
Минимально необходимая высота исполнительного органа из условия полной погрузки, мм	$H_{с.мин}$	895	895	895
Усилие погрузки угля исполнительным	$R_{пог.}$	17534	17351	17198

Таблица 5.19

**Исходные данные и результаты расчета сил трения в опорах
исполнительного органа**

Исходные данные для расчета сил трения в опорах исполнительного органа		
Масса исполнительного органа, кг	m_c	4270
Расстояние между опорами исполнительного органа на направляющие максимальное, мм	$l_{c_{max}}$	2960
Расстояние между соседними гидроцилиндрами системы подачи, мм	$l_{ц}$	3500
Длина рештака стругового конвейера, мм	l_p	1750
Координаты точек приложения сил по оси OX , мм:		
силы подачи исполнительного органа на забой	$x_{сн}$	506
веса исполнительного органа	x_c	910
силы погрузки угля исполнительным органом	x_n	950
тягового усилия в цепи исполнительного органа	x_m	542
Координаты точек приложения сил по оси OY , мм:		
силы подачи исполнительного органа на забой	$y_{сн}$	210
веса исполнительного органа	y_c	485
силы погрузки угля исполнительным органом	y_n	430
тягового усилия в цепи исполнительного органа	y_m	158
Координаты точек приложения сил по оси OZ , мм:		
веса исполнительного органа	z_c	0
тягового усилия в цепи исполнительного органа	z_m	1740
Координаты опорных точек исполнительного органа на направляющих, мм:		
по оси OX	x_1	621
	x_2	752
	x_3	705
	x_4	516
	x_5	474

Окончание табл. 5.19

	x_6	447
по оси OY	y_1	184
	y_2	60
	y_3	160
	y_4	510
	y_5	549
	y_6	510
по оси OZ :		
в направлении движения исполнительного органа	z'_1	1480
	z'_2	1480
	z'_3	1480
	z'_4	1330
	z'_5	1330
	z'_6	1330
в направлении противоположном направлению движения исполнительного органа	z''_1	-1480
	z''_2	-1480
	z''_3	-1480
	z''_4	-1330
	z''_5	-1330
	z''_6	-1330
Углы, между координатными осями и направлением реакций в опорах исполнительного органа, град.	φ_1	0
	φ_2	8
	φ_3	-10
	φ_4	0
	φ_5	0
	φ_6	0
Коэффициент трения корпуса исполнительного органа о направляющие	μ_5	0,25
Количество рештаков, на направляющие которых опирается исполнительный орган, шт.	$k_{реш.}$	2
Коэффициент запаса усилия системы подачи	$k_{зан}$	1,25
Угол наклона пласта при работе по падению (восстанию), град.	$\alpha_{не}$	-3

Результаты расчета сил трения в опорах исполнительного органа		Встречное $V_C=1,92$ м/с	Попутное $V_C=1,92$ м/с	Попутное $V_C=0,64$ м/с
Сила трения в опорах исполнительного органа H	$T_{оп.}$	123025	123104	105225

Таблица 5.20

Исходные данные и результаты расчета среднего необходимого и допустимых по параметрам электродвигателей значений тягового усилия в цепи исполнительного органа *

Исходные данные для расчета среднего необходимого и допустимых по параметрам электродвигателей значений тягового усилия		Встречное $V_c=1,92$ м/с	Попутное $V_c=1,92$ м/с	Попутное $V_c=0,64$ м/с
Скорость исполнительного органа, м/с	V_c	1,92	1,92	0,64
Длина струговой установки, м	L_c	310	310	310
Масса 1 п.м тяговой цепи исполнительного органа, кг/м	q_c	27,6	27,6	27,6
Угол наклона пласта при работе по падению, град.	α	2	2	2
Коэффициент сопротивления перемещению цепи исполнительного органа	$W_{ц}$	0,3	0,3	0,3
Коэффициент влияния скорости исполнительного органа	k_v	0,85	1,0	1,0
Коэффициент влияния искривления забойного конвейера	$k_{и}$	1,07	1,07	1,07
Номинальная мощность электродвигателя, кВт	P_n	400	400	135
Номинальная частота вращения ротора, об./мин.	$n_{ном}$	1486	1486	492
Радиус начальной окружности звезды привода исполнительного органа, мм	$R_{з.с}$	258	258	258
Передаточное отношение привода исполнительного органа	$U_{p.c}$	20,946	20,946	20,946
К. п. д. механической передачи привода исполнительного органа (0,9×0,85)	η_m	0,765	0,765	0,765

* Ввиду различий в номенклатуре параметров, включаемых в состав технических характеристик электродвигателей в России и Германии, выполнить расчет допустимого тягового усилия по тепловому режиму работы и устойчивому моменту электродвигателя не представляется возможным, поэтому отсутствующие данные из таблицы исключены

Окончание табл. 5.20

Результаты расчета среднего необходимого и допустимых по параметрам электродвигателей значений тягового усилия		Встречное $V_C=1,92$ м/с	Попутное $V_C=1,92$ м/с	Попутное $V_C=0,64$ м/с
<i>Толщина стружки, мм</i>	h_c	45	39	34
<i>Необходимое тяговое усилие на звезде исполнительного органа, Н</i>	$F_{ТЯГ}$	308483	308464	303716
<i>Допустимое значение тягового усилия на звезде исполнительного органа, Н</i>				
<i>по установленной мощности электродвигателей</i>	$[F_T]_N$	308516	308516	304201
<i>по тепловому режиму работы электродвигателей</i>	$[F_T]_t$	н/д	н/д	н/д
<i>по устойчивому моменту электродвигателей</i>	$[F_T]_M$	н/д	н/д	н/д

Таблица 5.21

Исходные данные и результаты расчета режимных и тяговых параметров стругового конвейера

Исходные данные для расчета режимных и тяговых параметров стругового конвейера		Встречное	Попутное	Опер. I-1 $h_B=h_{II}$	Опер. I-2 $h_B>h_{II}$	Опер. I-3 $h_B>h_{II}$	Опер. II-3 $h_B>h_{II}$
Площадь загрузочного сечения конвейера, м ²	F_K	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32
Мощность угольного пласта (пачки), м	H_U	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
Коэффициент разрыхления угля	ψ_U	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Мощность присекаемой породы, м	$H_{Пор}$	0,27	0,27	0,27	0,27	0,27	0,27
Коэффициент разрыхления породы	$\psi_{Пор}$	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
Доля пород, обрушающихся из кровли, %	$\Delta H_{Пор}$	10	10	10	10	10	10
Скорость движения исполнительного органа, м/с:							
при встречном движении	$V_{C.B}$	1,92		1,92	1,92	1,92	1,92
при попутном движении	$V_{C.II}$		0,64	1,92	1,92	1,92	1,92
Скорость движения конвейера, м/с	V_K	1,31	1,31	1,31	1,31	1,31	0,655
Соотношение толщин стружек при встречном и попутном движении (для опережающего режима)		λ		1,000	1,333	2,000	2,000
Результаты расчета режимных параметров стругового конвейера		Встречное	Попутное	Опер. I-1 $h_B=h_{II}$	Опер. I-2 $h_B>h_{II}$	Опер. I-3 $h_B>h_{II}$	Опер. II-3 $h_B>h_{II}$
Допустимая толщина стружки, м	$[h_K]$	0,307	0,191	0,042	0,039	0,033	0,041
Коэффициент загрузки конвейера по длине лавы номинальный	$k_{F.ном}$	1,000	0,511	0,274	0,265	0,249	0,441

Продолжение табл. 5.21

Фактическая толщина стружки, м:							
при встречном движении (по резанию)	h_B	0,060		0,030	0,040	0,040	0,040
при попутном движении (по резанию)	h_{II}		0,075	0,030	0,030	0,020	0,020
Коэффициент заполнения сечения конвейера фактический	Ψ	0,195	0,392	0,712	0,778	0,605	0,493
Коэффициент загрузки конвейера по длине лавы фактический	$k_{F.факт}$	0,195	0,201	0,195	0,206	0,151	0,217
Коэффициент загрузки конвейера по длине лавы максимальный	$k_{F.max}$	0,225	0,231	0,225	0,236	0,181	0,247
Угол наклона пласта по падению, град.	α	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00
Длина конвейера, м	L_K	310,00	310,00	310,00	310,00	310,00	310,00
Масса 1 п.м тягового органа, кг/м	q_K	91,40	91,40	91,40	91,40	91,40	91,40
Плотность угля в целике, кг/м ³	γ_U	1350,0	1350,0	1350,0	1350,0	1350,0	1350,0
Плотность породы, кг/м ³	γ_{II}	2540,0	2540,0	2540,0	2540,0	2540,0	2540,0
Насыпной удельный вес груза, кг/м ³		1251,0	1251,0	1251,0	1251,0	1251,0	1251,0
Масса 1 п.м насыпного груза, кг/м	q_G	400,32	400,32	400,32	400,32	400,32	400,32
Коэффициент сопротивления перемещению тягового органа груженой ветви	f_G	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60
Коэффициент сопротивления перемещению тягового органа порожней ветви	f_{II}	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40
Коэффициент сопротивления перемещению груза	w	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
Коэффициент сопротивления перемещению тягового органа груженой ветви из состояния покоя	$f_{G.п}$	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70

Продолжение табл. 5.21

Коэффициент сопротивления перемещению тягового органа порожней ветви из состояния покоя	$f_{П.П}$	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
Коэффициент сопротивления перемещению груза из состояния покоя	$w_{П}$	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65
Коэффициент неодновременности реализации статического тягового усилия	k_{Σ}	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Разрушающая нагрузка тяговой цепи, кН	$P_{Раз.}$	1450,0	1450,0	1450,0	1450,0	1450,0	1450,0
Коэффициент неравномерности нагружения цепей в рабочем режиме	$k_{Н.Р}$	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
Коэффициент запаса прочности тягового органа	k_1	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00
Коэффициент перегрузки привода при пуске	$k_{П}$	2,50	2,50	2,50	2,50	2,50	2,50
Коэффициент, учитывающий изгибы в плоскости пласта	$k_{И.Г}$	1,080	1,080	1,080	1,080	1,080	1,080
Коэффициент, учитывающий изгибы в вертикальной плоскости на порожней ветви	$\psi_{П}$	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Коэффициент, учитывающий изгибы в вертикальной плоскости на грузе ветви	$\psi_{Г}$	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02
Номинальная частота вращения электродвигателя, об/мин	$n_{Н}$	1485,0	1485,0	1485,0	1485,0	1485,0	742,0
Передаточное число редуктора привода конвейера	$U_{Р.К}$	33,382	33,382	33,382	33,382	33,382	33,382
Число зубьев звездочки конвейера, шт.	$N_{З.К}$	7,00	7,00	7,00	7,00	7,00	7,00
Диаметр звезды привода конвейера, м	$D_{З.К}$	0,562	0,562	0,562	0,562	0,562	0,562
К. п. д. приводного блока	η	0,792	0,792	0,792	0,792	0,792	0,792
Коэффициент падения напряжения в питающей электросети при пуске электродвигателя привода конвейера	$k_{П.Н}$	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85

Результаты расчета тяговых параметров стругового конвейера		Встреч- ное	Попут- ное	Опер. I-1 $h_B=h_{II}$	Опер. I-2 $h_B>h_{II}$	Опер. I-3 $h_B>h_{II}$	Опер. II-3 $h_B>h_{II}$
<i>Сила сопротивления перемещению груженой ветви тягового органа конвейера, кН</i>							
<i>при фактической загрузке конвейера</i>	$F_{ГР.факт}$	307,5	311,2	307,5	314,7	276,9	322,6
<i>при максимальной загрузке конвейера</i>	$F_{ГР.мах}$	328,2	331,9	328,2	335,4	297,6	343,3
<i>Сила сопротивления перемещению порожней ветви тягового органа конвейера, кН</i>							
	$F_{ПОР}$	131,1	131,1	131,1	131,1	131,1	131,1
<i>Необходимая мощность привода груженой ветви конвейера, кВт</i>							
<i>при фактической загрузке конвейера</i>	$N_{ГР.факт}$	508,7	514,8	508,7	520,5	458,0	266,6
<i>при максимальной загрузке конвейера</i>	$N_{ГР.мах}$	542,9	549,0	542,9	554,7	492,2	283,7
<i>Необходимая мощность привода порожней ветви конвейера, кВт</i>							
	$N_{ПОР}$	216,8	216,8	216,8	216,8	216,8	108,3
<i>Необходимая суммарная мощность приводов конвейера, кВт</i>							
<i>при фактической загрузке конвейера</i>	$N_{\Sigma.факт}$	780,1	786,7	853,5	867,4	793,9	441,1
<i>при максимальной загрузке конвейера</i>	$N_{\Sigma.мах}$	816,9	823,5	893,8	907,7	834,2	461,2
<i>Допустимая мощность единичного привода конвейера по прочности тяговой цепи, кВт</i>							
	$N_{ДОП}$	825,2	825,2	902,9	902,9	902,9	451,2
<i>Необходимый пусковой момент привода груженой ветви конвейера, Нм</i>							
<i>при фактической загрузке конвейера</i>	$M_{П.ГР.фа}$ <small>кт</small>	3179,2	3232,1	3179,2	3281,5	2739,9	2190,3
<i>при максимальной загрузке конвейера</i>	$M_{П.ГР.ма}$ <small>х</small>	3244,0	3296,8	3244,0	3346,3	2804,7	2255,1

5.9.3. Предлагаемый вариант

Условия работы струговой установки: вынимаемая исполнительным органом мощность пласта $H_{ПЛ} = H_C = 1,12$ м (вариант 2) или $H_{ПЛ} = H_C = 1,01,02$ м (вариант 3); мощность угольной пачки по лаве $H_Y = 0,85$ м; крепость пород строгаемой «ложной» кровли $f = 3$ (эквивалентная сопротивляемость резанию 280 кН/м), крепость пород строгаемой непосредственной кровли $f = 4$ (эквивалентная сопротивляемость резанию 350 кН/м); дополнительное обрушение вслед за проходом исполнительного органа на толщину стружки слоя пород непосредственной кровли высотой до 10% от вынимаемой мощности пласта.

Режимные параметры работы струговой установки: опережающий режим работы – скорость конвейера $V_K = 0,97$ м/с (передаточное число редуктора $U_{P.K} = 44,494$), высокая скорость исполнительного органа $V_C = 1,92$ м/с при движении в обоих направлениях; площадь загрузочного сечения: $F_K = 0,32$ м² (вариант 2) – при вынимаемой исполнительным органом мощность пласта $H_{ПЛ} = 1,12$ м, $F_K = 0,25$ м² (варианты 3-1 и 3-2) – при демонтированных дополнительных бортах, $F_K = 0,29$ м² (варианты 3-3 и 3-4) – при укороченных дополнительных бортах.

Результаты расчетов: таблицы 5.22 – 5.27.

Выводы по результатам расчётов предлагаемого варианта:

1). Суммарная мощность приводов исполнительного органа $N_{\Sigma C} = 2 \times 400 / 135$ кВт обеспечивает при вынимаемой мощности пласта $H_{ПЛ} = 1,0...1,02$ м устойчивую работу исполнительного органа на высокой скорости движения $V_{C.B} = 1,92$ м/с со стружками толщиной до $h_B = 58$ мм при встречном движении исполнительного органа (вверх) и до $h_{П} = 50$ мм при попутном движении исполнительного органа (вниз) (таблица 5.26).

2). При скорости конвейера $V_K = 0,97$ м/с возможны опережающие режимы работы струговой установки со стружками: $h_B = h_{П} = 45$ мм (Вариант 3-1) или $h_{П} = 40$ мм, $h_B = 50$ мм (Вариант 3-2) – при демонтированных дополнительных бортах; $h_B = h_{П} = 50$ мм (Вариант 3-3), $h_{П} = 45$ мм, $h_B = 55$ мм (Вариант 3-4) – при укороченных дополнительных бортах (таблица 5.27).

3). Суммарная необходимая мощность приводов конвейера при работе в опережающих режимах по п.2 не превосходит величины $N_{\Sigma K.факт} = 742,9$ кВт, что существенно ниже установленной мощности $N_{\Sigma K} = 2 \times 400 / 200$ кВт и свидетельствует о гарантированной возможности их реализации (таблица 5.27).

4). Работа струговой установки с рекомендуемыми параметрами при реально достижимом среднем коэффициенте машинного времени исполнительного органа $k_M = 0,30 \dots 0,32$ позволит обеспечить среднесуточную нагрузку на лаву по угольной пачке $Q_{сут} = 1930 - 2050$ т/сут. – при демонтированных дополнительных бортах и $Q_{сут} = 2140 - 2280$ т/сут. – при укороченных дополнительных бортах. Увеличение нагрузки в сравнении с максимально возможной нагрузкой при фактическом варианте работы струговой установки GH 5.7N/9-38ve составляет 50-67%.

5). При изменении соотношения скоростей исполнительного органа и конвейера без снижения мощности присекаемых пород кровли (вариант 2) возможна реализация опережающего режима работы со стружками $h_B = 40$ мм, $h_{II} = 30$ мм, при этом суммарная необходимая мощность приводов конвейера может достигать величины $N_{\Sigma K.факт} = 674,5$ кВт (таблица 5.27). Вместе с тем, работа в таком режиме позволит увеличить нагрузку на очистной забой только на 17%.

Таблица 5.22

**Исходные данные и результаты расчета сил на резцах исполнительного органа при встречном движении (вверх),
 $V_C=1,92$ м/с**

Исходные данные для расчета сил на резцах исполнительного органа											
Порядковый номер резца в схеме	№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
а) Характеристики режима работы											
Толщина снимаемой стружки, мм	h_C	58									
б) Характеристики угольного массива											
Характеристика вязкости угля		220	220	220	220	220	220	220	220	220	220
Сопrotивляемость пласта резанию в неотжатой зоне, кН/м	A_P	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412
Коэфф. сопротивления резанию	f'	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Коэфф. отношения отжимающей силы к силе разания	$k_{П}$	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Коэфф., учитыв. хрупко-пластические свойства угля	k_{Ψ}	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Коэффициент ширины среза	$k_{Ш}$	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
Коэффициент отжима	k_{OT}	220	220	220	220	220	220	220	220	220	220
в) Параметры и характеристики схемы набора режущего инструмента											
Положение резца в схеме резания	$KEYI$	H	$ЛС$	$ЛС$	$ЛС$	$ЛС$	$ЛС$	$ЛС$	$ЛС$	$ЛС$	B
Ширина резца, мм	b_P	40	40	22	22	22	22	22	22	22	40
Площадь затупления резца, см ²	S_3	1,25	1,25	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	1,25
Угол установки резца, град	β	8,0	0,0	23,0	10,0	10,0	10,0	0,0	20,0	30,0	0,0
Ширина среза, мм	t_{CP}	40	80	84	73	59	76	110,5	103,5	67,5	67,5
Шаг установки резца, мм	$t_{Ш.V}$	20	75	85	83	63	55	97	124	83	52
Коэф. схемы резания	$k_{CX.P}$	1,17	1,17	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07	1,17	1,17
Коэф. ослабления забоя схемой резания	$k_{OC.P}$	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Продолжение табл. 5.22

Коэф. одновременности работы резцов	k_{OD}	1	1	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	1
Коэф. влияния полож. резца на боковые силы	k_B	1	1	0,6	1	0,6	1	0,7	1	1	1
Коэф. влияния полож. резца на напр. боковых сил	$k_{СХ.Б}$	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Способ определения к-та затупления	$KEY2$	3	P	P	P	P	P	P	P	P	3
Коэф. обнажения забоя	$k_{O.З}$	1,25	0	0	0	0	0	0	0	0	1,15
Коэф. влияния угла резания	k_Y	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08
Коэф. влияния толщ. стружки на боковые силы	k_h	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Коэф. влияния формы резца на силы резания	$k_{Ф.Р}$	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
Коэф. влияния формы резца на боковые силы	$k_{Ф.Б}$	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
Координата $X (r)$ установки резца, мм	$X (r)$	1030	1096	1146	1200	1186	1232	1216	1240	1188	1124
Координата $Y (d)$ установки резца, мм	$Y (d)$	20	95	180	263	326	381	478	602	685	737
Координата $Z (l)$ установки резца, мм	$Z (l)$	1276	1225	1181	1166	1136	1125	1100	1095	1074	1062

Исходные данные для расчета сил на резцах исполнительного органа

Порядковый номер резца в схеме	N_2	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
а) Характеристики режима работы											
Толщина снимаемой стружки, мм	h_C	58									
б) Характеристики угольного массива											
Характеристика вязкости угля		220	280	350	350						
Сопротивляемость пласта резанию в неотжатой зоне, кН/м	A_P	0,412	0,05	0,05	0,05						
Коэфф. сопротивления резанию	f'	0,4	0,4	0,4	0,4						
Коэфф. отношения отжимающей силы к силе разания	$k_{П}$	1,00	1,00	1,00	1,00						
Коэфф., учитыв. хрупко-пластические свойства угля	k_{Ψ}	1,00	1,00	1,00	1,00						

Коэффициент ширины среза	$k_{Ш}$	0,45	1,0	1,0	1,0					
Коэффициент отжима	$k_{ОТ}$	220	280	350	350					
<i>в) Параметры и характеристики схемы набора режущего инструмента</i>										
Положение резца в схеме резания	$KEY1$	$ЛС$	$ЛС$	$ЛС$	B					
Ширина резца, мм	b_P	22	22	22	40					
Площадь затупления резца, см ²	S_3	0,75	1,00	1,00	1,50					
Угол установки резца, град	β	10,0	20,0	30,0	0,0					
Ширина среза, мм	t_{CP}	58	89	63,5	55					
Шаг установки резца, мм	$t_{Ш.У}$	19	97	81	81					
Коэф. схемы резания	$k_{СХ.Р}$	1,07	1,07	1,07	1,17					
Коэф. ослабления забоя схемой резания	$k_{ОС.Р}$	1	1,00	0,80	0,80					
Коэф. одновременности работы резцов	$k_{ОД}$	1	1	1	1					
Коэф. влияния полож. резца на боковые силы	k_B	1	1	1	1					
Коэф. влияния полож. резца на напр. боковых сил	$k_{СХ.Б}$	1	1	1	1					
Способ определения к-та затупления	$KEY2$	P	P	P	3					
Коэф. обнажения забоя	$k_{О.З}$	0	0	0	1,20					
Коэф. влияния угла резания	k_U	1,08	1,08	1,08	1,08					
Коэф. влияния толщ. стружки на боковые силы	k_h	1,00	1,00	1,00	1,00					
Коэф. влияния формы резца на силы резания	$k_{Ф.Р}$	0,93	0,93	0,93	0,93					
Коэф. влияния формы резца на боковые силы	$k_{Ф.Б}$	0,95	0,95	0,95	0,95					
Координата $X (r)$ установки резца, мм	$X (r)$	1220	1220	1220	1136					
Координата $Y (d)$ установки резца, мм	$Y (d)$	756	853	934	980					
Координата $Z (l)$ установки резца, мм	$Z (l)$	320	308	283	248					

Результаты расчета сил на резцах исполнительного органа											
Порядковый номер резца в схеме	<i>№</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>
Сила резания на единичном резце, Н	<i>P_{РЕЗ.ед}</i>	10771	7536	4825	3931	3642	5173	5997	7949	4520	16559
Сила отжима на единичном резце, Н	<i>P_{ОТЖ.ед}</i>	9118	6379	3269	2664	2468	3505	4063	5386	3062	14018
Боковая сила на единичном резце, Н	<i>P_{БОК.ед}</i>	-4406	2356	1190	2057	1682	3101	1075	529	2057	3213
Порядковый номер резца в схеме	<i>№</i>	<i>11</i>	<i>12</i>	<i>13</i>	<i>14</i>	<i>15</i>	<i>16</i>	<i>17</i>	<i>18</i>	<i>19</i>	<i>20</i>
Сила резания на единичном резце, Н	<i>P_{РЕЗ.ед}</i>	6908	1106	8414	4174						
Сила отжима на единичном резце, Н	<i>P_{ОТЖ.ед}</i>	4681	1173	8924	5752						
Боковая сила на единичном резце, Н	<i>P_{БОК.ед}</i>	4443	5246	5843	5843						
Равнодействующие средних сил, Н											
резания	<i>P_{РЕЗ.}</i>	13723									
отжима	<i>P_{ОТЖ.}</i>	0									
боковых	<i>P_{БОК.}</i>	13679									
отжима		7									
боковых		33643									
Координаты точек приложения равнодействующих средних сил, мм											
резания по оси <i>X (r)</i>	<i>X_{рез.}</i>	1158									
резания по оси <i>Y (d)</i>	<i>Y_{рез.}</i>	667									
отжима по оси <i>Y (d)</i>	<i>Y_{отж.}</i>	728									
отжима по оси <i>Z (l)</i>	<i>Z_{отж.}</i>	601									
боковых по оси <i>X (r)</i>	<i>X_{бок.}</i>	1207									
боковых по оси <i>Z (l)</i>	<i>Z_{бок.}</i>	685									

Таблица 5.23

**Исходные данные и результаты расчета сил на резах исполнительного органа при попутном движении (вниз),
 $V_C=1,92$ м/с**

Исходные данные для расчета сил на резах исполнительного органа											
Порядковый номер реза в схеме	№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
а) Характеристики режима работы											
Толщина снимаемой стружки, мм	h_C	50									
б) Характеристики угольного массива											
Характеристика вязкости угля		220	220	220	220	220	220	220	220	220	220
Сопротивляемость пласта резанию в неотжатой зоне, кН/м	A_P	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412	0,412
Коэфф. сопротивления резанию	f'	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Коэфф. отношения отжимающей силы к силе разания	$k_{П}$	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Коэфф., учитыв. хрупко-пластические свойства угля	k_{Ψ}	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Коэффициент ширины среза	$k_{Ш}$	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
Коэффициент отжима	$k_{ОТ}$	220	220	220	220	220	220	220	220	220	220
в) Параметры и характеристики схемы набора режущего инструмента											
Положение реза в схеме резания	$КЕУ1$	H	$ЛС$	$ЛС$	$ЛС$	$ЛС$	$ЛС$	$ЛС$	$ЛС$	$ЛС$	B
Ширина реза, мм	b_P	40	40	22	22	22	22	22	22	22	40
Площадь затупления реза, см ²	S_3	1,25	1,25	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	1,25
Угол установки реза, град	β	8,0	0,0	23,0	10,0	10,0	10,0	0,0	20,0	30,0	0,0
Ширина среза, мм	t_{CP}	40	80	84	73	59	76	110,5	103,5	67,5	67,5
Шаг установки реза, мм	$t_{Ш.У}$	20	75	85	83	63	55	97	124	83	52
Коэф. схемы резания	$k_{СХ.Р}$	1,17	1,17	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07	1,17	1,17
Коэф. ослабления забоя схемой резания	$k_{ОС.Р}$	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Коэф. одновременности работы резцов	$k_{ОД}$	1	1	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	1
Коэф. влияния полож. реза на боковые силы	k_B	1	1	0,6	1	0,6	1	0,7	1	1	1

Продолжение табл. 5.23

Коэф. влияния полож. резца на напр. боковых сил	$k_{CXБ}$	-1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Способ определения к-та затупления	KEY2	3	P	P	P	P	P	P	P	P	3
Коэф. обнажения забоя	$k_{O.3}$	1,25	0	0	0	0	0	0	0	0	1,15
Коэф. влияния угла резания	$k_{У}$	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08	1,08
Коэф. влияния толщ. стружки на боковые силы	k_h	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Коэф. влияния формы резца на силы резания	$k_{Ф.Р}$	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
Коэф. влияния формы резца на боковые силы	$k_{Ф.Б}$	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
Координата $X (r)$ установки резца, мм	$X (r)$	1030	1096	1146	1200	1186	1232	1216	1240	1188	1124
Координата $Y (d)$ установки резца, мм	$Y (d)$	20	95	180	263	326	381	478	602	685	737
Координата $Z (l)$ установки резца, мм	$Z (l)$	1276	1225	1181	1166	1136	1125	1100	1095	1074	1062

Исходные данные для расчета сил на резцах исполнительного органа

Порядковый номер резца в схеме	№	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
а) Характеристики режима работы											
Толщина снимаемой стружки, мм	h_c	50									
б) Характеристики угольного массива											
Характеристика вязкости угля		220	280	350	350						
Сопrotивляемость пласта резанию в неотжатой зоне, кН/м	A_p	0,412	0,05	0,05	0,05						
Коэфф. сопротивления резанию	f'	0,4	0,4	0,4	0,4						
Коэфф. отношения отжимающей силы к силе резания	$k_{П}$	1,00	1,00	1,00	1,00						
Коэфф., учитыв. хрупко-пластические свойства угля	k_{Ψ}	1,00	1,00	1,00	1,00						
Коэффициент ширины среза	$k_{Ш}$	0,45	1,0	1,0	1,0						
Коэффициент отжима	k_{OT}	220	280	350	350						
в) Параметры и характеристики схемы набора режущего инструмента											
Положение резца в схеме резания	KEY1	ЛС	ЛС	ЛС	В						
Ширина резца, мм	b_p	22	22	22	40						

Площадь затупления резца, см ²	S_3	0,75	1,00	1,00	1,50						
Угол установки резца, град	β	10,0	20,0	30,0	0,0						
Ширина среза, мм	t_{CP}	58	89	63,5	55						
Шаг установки резца, мм	$t_{Ш.У}$	19	97	81	81						
Коэф. схемы резания	$k_{CX.P}$	1,07	1,07	1,07	1,17						
Коэф. ослабления забоя схемой резания	$k_{OC.P}$	1	1,00	1,00	1,00						
Коэф. одновременности работы резцов	k_{OD}	1	1	1	1						
Коэф. влияния полож. резца на боковые силы	k_B	1	1	1	1						
Коэф. влияния полож. резца на напр. боковых сил	$k_{CX.B}$	1	1	1	1						
Способ определения к-та затупления	$KEY2$	P	P	P	3						
Коэф. обнажения забоя	$k_{O.3}$	0	0	0	1,20						
Коэф. влияния угла резания	k_Y	1,08	1,08	1,08	1,08						
Коэф. влияния толщ. стружки на боковые силы	k_h	1,00	1,00	1,00	1,00						
Коэф. влияния формы резца на силы резания	$k_{Ф.P}$	0,93	0,93	0,93	0,93						
Коэф. влияния формы резца на боковые силы	$k_{Ф.B}$	0,95	0,95	0,95	0,95						
Координата $X (r)$ установки резца, мм	$X (r)$	1220	1220	1220	1136						
Координата $Y (d)$ установки резца, мм	$Y (d)$	756	853	934	980						
Координата $Z (l)$ установки резца, мм	$Z (l)$	320	308	283	248						

Результаты расчета сил на резцах исполнительного органа											
Порядковый номер резца в схеме	<i>№</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>
Сила резания на единичном резце, Н	$P_{РЕЗ.ед}$	9676	6614	4381	3556	3217	4559	5584	7793	4088	14876
Сила отжима на единичном резце, Н	$P_{ОТЖ.е}$ <i>d</i>	8191	5600	2968	2409	2180	3089	3783	5280	2770	12594
Боковая сила на единичном резце, Н	$P_{БОК.ед}$	3847	1796	854	1498	1346	2542	683	-30	1498	2654
Порядковый номер резца в схеме	<i>№</i>	<i>11</i>	<i>12</i>	<i>13</i>	<i>14</i>	<i>15</i>	<i>16</i>	<i>17</i>	<i>18</i>	<i>19</i>	<i>20</i>
Сила резания на единичном резце, Н	$P_{РЕЗ.ед}$	6193	10303	9480	46875						
Сила отжима на единичном резце, Н	$P_{ОТЖ.е}$ <i>d</i>	4196	10928	10055	64595						
Боковая сила на единичном резце, Н	$P_{БОК.ед}$	3884	4687	6718	6718						
Равнодействующие средних сил, Н											
резания	$P_{РЕЗ.}$	1355									
отжима	$P_{ОТЖ.}$	36									
боковых	$P_{БОК.}$	1386									
Координаты точек приложения равнодействующих средних сил, мм											
резания по оси <i>X</i> (<i>r</i>)	$X_{През.}$	39									
резания по оси <i>Y</i> (<i>d</i>)	$Y_{През.}$	3058									
отжима по оси <i>Y</i> (<i>d</i>)	$Y_{Отж.}$	3									
отжима по оси <i>Z</i> (<i>l</i>)	$Z_{Отж.}$	1158									
боковых по оси <i>X</i> (<i>r</i>)	$X_{Рбок.}$	693									
боковых по оси <i>Z</i> (<i>l</i>)	$Z_{Рбок.}$	755									
		564									
		1205									
		612									

Таблица 5.24

**Исходные данные и результаты расчета усилия погрузки угля
исполнительным органом**

Исходные данные для расчета усилия погрузки угля исполнительным органом		Встреч- ное	Попут- ное
Толщина снимаемой стружки, мм	h_c	58	50
Мощность пласта, мм	$H_{пл}$	1000	1000
Высота исполнительного органа, мм	H_c	1000	1000
Высота погрузки, мм	$H_{пог}$	549	549
Ширина погрузочной поверхности, мм	$B_{пог}$	290	290
Угол наклона погрузочной поверхности ниже высоты погрузки, град	α_1	65	65
Угол наклона погрузочной поверхности выше высоты погрузки, град	α_2	120	120
Угол погрузочной поверхности по отношению к забою, град.	ρ	60	60
Коэффициент режима работы исполнительного органа	$k_{РАБ.}$	1,10	1,10
Плотность угля (пласта) в целике, кг/м ³	$\gamma_{ц}$	1529	1529
Прочность штабеля угля на сдвиг, Н/м ²	τ_0	27400	27400
Угол естественного откоса разрыхленного угля, град.	ψ	50	50
Угол между плоскостью сдвига призмы выжима и почвой пласта, град.	θ	50,33	50,33
Коэффициент внутреннего трения угля	μ	0,85	0,85
Коэффициент трения движения угля по погрузочной поверхности	f_0	0,20	0,20
Коэффициент трения угля по угляю	f_1	0,40	0,40
Коэффициент разрыхления угля (пласта)	$k_{РАЗР.}$	1,45	1,45
Коэффициент, учитывающий углы наклона погрузочных поверхностей	$k_{\alpha,\rho}$	1,55	1,55
Результаты расчета усилия погрузки угля исполнительным органом		Встреч- ное	Попут- ное
Минимально необходимая высота исполнительного органа из условия полной погрузки, мм	$H_{с.мин}$	895	895
Усилие погрузки угля исполнительным органом, Н	$R_{пог.}$	17711	17497

Таблица 5.25

**Исходные данные и результаты расчета сил трения в опорах
исполнительного органа**

Исходные данные для расчета сил трения в опорах исполнительного органа		
Масса исполнительного органа, кг	m_c	4270
Расстояние между опорами исполнительного органа на направляющие максимальное, мм	$l_{c\max}$	2960
Расстояние между соседними гидроцилиндрами системы подачи, мм	l_{ψ}	3500
Длина решетки стругового конвейера, мм	l_p	1750
Координаты точек приложения сил по оси OX , мм:		
силы подачи исполнительного органа на забой	x_{cn}	506
веса исполнительного органа	x_c	910
силы погрузки угля исполнительным органом	x_n	950
тягового усилия в цепи исполнительного органа	x_m	542
Координаты точек приложения сил по оси OY , мм:		
силы подачи исполнительного органа на забой	y_{cn}	210
веса исполнительного органа	y_c	485
силы погрузки угля исполнительным органом	y_n	430
тягового усилия в цепи исполнительного органа	y_m	158
Координаты точек приложения сил по оси OZ , мм:		
веса исполнительного органа	z_c	0
тягового усилия в цепи исполнительного органа	z_m	1740
Координаты опорных точек исполнительного органа на направляющих, мм:		
по оси OX	x_1	621
	x_2	752
	x_3	705
	x_4	516
	x_5	474
	x_6	447
по оси OY	y_1	184
	y_2	60
	y_3	160
	y_4	510
	y_5	549
	y_6	510
по оси OZ :		
в направлении движения исполнительного органа	z'_1	1480
	z'_2	1480
	z'_3	1480
	z'_4	1330

Окончание табл. 5.25

	z'_5	1330	
	z'_6	1330	
в направлении противоположном направлению движения исполнительного органа	z''_1	- 1480	
	z''_2	- 1480	
	z''_3	- 1480	
	z''_4	- 1330	
	z''_5	- 1330	
	z''_6	- 1330	
Углы, между координатными осями и направлением реакций в опорах исполнительного органа, град.	φ_1	0	
	φ_2	8	
	φ_3	-10	
	φ_4	0	
	φ_5	0	
	φ_6	0	
Коэффициент трения корпуса исполнительного органа о направляющие	μ_5	0,25	
Количество рештаков, на направляющие которых опирается исполнительный орган, шт.	$k_{реш.}$	2	
Коэффициент запаса усилия системы подачи	$k_{зан}$	1,25	
Угол наклона пласта при работе по падению (восстанию), град.	$\alpha_{пв}$	-3	
Результаты расчета сил трения в опорах исполнительного органа		Встречное	Попутное
<i>Сила трения в опорах исполнительного органа, Н</i>	<i>Топ.</i>	117332	115883

**Исходные данные и результаты расчета среднего необходимого
и допустимых по параметрам электродвигателей значений тягового усилия в цепи исполнительного органа ***

Исходные данные для расчета среднего необходимого и допустимых по параметрам электродвигателей значений тягового усилия		Встречное	Попутное
Скорость исполнительного органа, м/с	V_c	1,92	1,92
Длина струговой установки, м	L_c	310	310
Масса 1 п.м тяговой цепи исполнительного органа, кг/м	q_c	27,6	27,6
Угол наклона пласта при работе по падению, град.	α	2	2
Коэффициент сопротивления перемещению цепи исполнительного органа	W_u	0,3	0,3
Коэффициент влияния скорости исполнительного органа	k_v	0,85	0,85
Коэффициент влияния искривления забойного конвейера	k_u	1,07	1,07
Номинальная мощность электродвигателя, кВт	P_n	400	135
Номинальная частота вращения ротора, об./мин.	$n_{ном}$	1486	1486
Радиус начальной окружности звезды привода исполнительного органа, мм	$R_{з.с}$	258	258
Передаточное отношение привода исполнительного органа	$U_{p.c}$	20,946	20,946
К. п. д. механической передачи привода исполнительного органа (0,9×0,85)	η_m	0,765	0,765

* Ввиду различий в номенклатуре параметров, включаемых в состав технических характеристик электродвигателей в России и Германии, выполнить расчет допустимого тягового усилия по тепловому режиму работы и устойчивому моменту электродвигателя не представляется возможным, поэтому отсутствующие данные из таблицы исключены

Результаты расчета среднего необходимого и допустимых по параметрам электродвигателей значений тягового усилия		Встречное	Попутное
<i>Толщина стружки, мм</i>	h_c	58	50
<i>Необходимое тяговое усилие на звезде исполнительного органа, Н</i>	$F_{ТЯГ}$	308273	305117
<i>Допустимое значение тягового усилия на звезде исполнительного органа, Н</i>			
<i>по установленной мощности электродвигателей</i>	$[F_T]_N$	308516	306624
<i>по тепловому режиму работы электродвигателей</i>	$[F_T]_t$	н/д	н/д
<i>по устойчивому моменту электродвигателей</i>	$[F_T]_M$	н/д	н/д

Таблица 5.27

Исходные данные и результаты расчета режимных и тяговых параметров стругового конвейера

Исходные данные для расчета режимных и тяговых параметров стругового конвейера		Вар. 2	Вар. 3-1 $h_B=h_{\Pi}$	Вар. 3-2 $h_B>h_{\Pi}$	Вар. 3-3 $h_B=h_{\Pi}$	Вар. 3-4 $h_B>h_{\Pi}$
Площадь загрузочного сечения конвейера, м ²	F_K	0,32	0,25	0,25	0,29	0,29
Мощность угольного пласта (пачки), м	H_U	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
Коэффициент разрыхления угля	ψ_U	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Мощность присекаемой породы, м	$H_{Пор}$	0,27	0,15	0,15	0,15	0,15
Коэффициент разрыхления породы	$\psi_{Пор}$	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
Доля пород, обрушающихся из кровли, %	$\Delta H_{Пор}$	10	10	10	10	10
Скорость движения исполнительного органа, м/с:						
при встречном движении	$V_{C.B}$	1,92	1,92	1,92	1,92	1,92
при попутном движении	$V_{C.П}$	1,92	1,92	1,92	1,92	1,92
Скорость движения конвейера, м/с	V_K	0,97	0,88	0,88	0,88	0,88
Соотношение толщин стружек при встречном и попутном движении (для опережающего режима)	λ	1,333	1,000	1,250	1,000	1,222
Результаты расчета режимных параметров стругового конвейера		Вар. 2	Вар. 3-1 $h_B=h_{\Pi}$	Вар. 3-2 $h_B>h_{\Pi}$	Вар. 3-3 $h_B=h_{\Pi}$	Вар. 3-4 $h_B>h_{\Pi}$
Допустимая толщина стружки, м	$[h_K]$	0,048	0,049	0,044	0,057	0,052
Коэффициент загрузки конвейера по длине лавы номинальный	$k_{F.ном}$	0,378	0,427	0,412	0,427	0,414
Фактическая толщина стружки, м:						
при встречном движении (по резанию)	h_B	0,040	0,045	0,050	0,050	0,055
при попутном движении (по резанию)	h_{Π}	0,030	0,045	0,040	0,050	0,045
Коэффициент заполнения сечения конвейера фактический	Ψ	0,624	0,919	0,904	0,880	0,867
Коэффициент загрузки конвейера по длине лавы фактический	$k_{F.факт}$	0,236	0,392	0,372	0,376	0,359

Продолжение табл. 5.27

Коэффициент загрузки конвейера по длине лавы максимальный	$k_{F.max}$	0,266	0,422	0,402	0,406	0,389
Угол наклона пласта по падению, град.	α	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00
Длина конвейера, м	L_K	310,00	310,00	310,00	310,00	310,00
Масса 1 п.м тягового органа, кг/м	q_K	91,40	91,40	91,40	91,40	91,40
Плотность угля в целике, кг/м ³	γ_U	1350,0	1350,0	1350,0	1350,0	1350,0
Плотность породы, кг/м ³	γ_P	2540,0	2540,0	2540,0	2540,0	2540,0
Насыпной удельный вес груза, кг/м ³		1251,0	1157,3	1157,3	1157,3	1157,3
Масса 1 п.м насыпного груза, кг/м	q_G	400,32	289,32	289,32	335,61	335,61
Коэффициент сопротивления перемещению тягового органа груженой ветви	f_G	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60
Коэффициент сопротивления перемещению тягового органа порожней ветви	f_P	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40
Коэффициент сопротивления перемещению груза	w	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
Коэффициент сопротивления перемещению тягового органа груженой ветви из состояния покоя	$f_{G.П}$	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70
Коэффициент сопротивления перемещению тягового органа порожней ветви из состояния покоя	$f_{P.П}$	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
Коэффициент сопротивления перемещению груза из состояния покоя	$w_{П}$	0,65	0,65	0,65	0,65	0,65
Коэффициент неодновременности реализации статического тягового усилия	k_{Σ}	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Разрушающая нагрузка тяговой цепи, кН	$P_{Раз.}$	1450,0	1450,0	1450,0	1450,0	1450,0

Продолжение табл. 5.27

Коэффициент неравномерности нагружения цепей в рабочем режиме	$k_{Н.Р}$	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25
Коэффициент запаса прочности тягового органа	k_1	2,00	2,00	2,00	2,00	2,00
Коэффициент перегрузки привода при пуске	$k_{П}$	2,50	2,50	2,50	2,50	2,50
Коэффициент, учитывающий изгибы в плоскости пласта	$k_{И.Г}$	1,080	1,080	1,080	1,080	1,080
Коэффициент, учитывающий изгибы в вертикальной плоскости на порожней ветви	$\psi_{П}$	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Коэффициент, учитывающий изгибы в вертикальной плоскости на грузеной ветви	$\psi_{Г}$	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02
Номинальная частота вращения электродвигателя, об/мин	$n_{Н}$	1485,0	1485,0	1485,0	1485,0	1485,0
Передаточное число редуктора привода конвейера	$U_{Р.К}$	44,944	44,944	44,944	44,944	44,944
Число зубьев звездочки конвейера, шт.	$N_{З.К}$	7,00	7,00	7,00	7,00	7,00
Диаметр звезды привода конвейера, м	$D_{З.К}$	0,562	0,562	0,562	0,562	0,562
К. п. д. приводного блока	η	0,792	0,792	0,792	0,792	0,792
Коэффициент падения напряжения в питающей электросети при пуске электродвигателя привода конвейера	$k_{П.Н}$	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
Результаты расчета тяговых параметров стругового конвейера		Вар. 2	Вар. 3-1 $h_{В}=h_{П}$	Вар. 3-2 $h_{В}>h_{П}$	Вар. 3-3 $h_{В}=h_{П}$	Вар. 3-4 $h_{В}>h_{П}$
<i>Сила сопротивления перемещению грузеной ветви тягового органа конвейера, кН</i>						
<i>при фактической загрузке конвейера</i>	$F_{ГР.факт}$	335,6	361,9	351,3	382,9	372,3
<i>при максимальной загрузке конвейера</i>	$F_{ГР.мах}$	356,3	376,9	366,2	400,3	389,6
<i>Сила сопротивления перемещению порожней ветви тягового органа конвейера, кН</i>	$F_{ПОР}$	131,1	131,1	131,1	131,1	131,1

<i>Необходимая мощность привода грузной ветви конвейера, кВт</i>						
<i>при фактической загрузке конвейера</i>	$N_{ГР.факт}$	<i>412,3</i>	<i>444,6</i>	<i>431,5</i>	<i>470,4</i>	<i>457,3</i>
<i>при максимальной загрузке конвейера</i>	$N_{ГР.мах}$	<i>437,7</i>	<i>463,0</i>	<i>449,9</i>	<i>491,7</i>	<i>478,7</i>
<i>Необходимая мощность привода порожней ветви конвейера, кВт</i>	$N_{ПОР}$	<i>161,0</i>	<i>161,0</i>	<i>161,0</i>	<i>161,0</i>	<i>161,0</i>
<i>Необходимая суммарная мощность приводов конвейера, кВт</i>						
<i>при фактической загрузке конвейера</i>	$N_{\Sigma.факт}$	<i>674,5</i>	<i>712,5</i>	<i>697,1</i>	<i>742,9</i>	<i>727,5</i>
<i>при максимальной загрузке конвейера</i>	$N_{\Sigma.мах}$	<i>704,4</i>	<i>734,1</i>	<i>718,7</i>	<i>768,0</i>	<i>752,6</i>
<i>Допустимая мощность единичного привода конвейера по прочности тяговой цепи, кВт</i>	$N_{ДОП}$	<i>670,6</i>	<i>670,6</i>	<i>670,6</i>	<i>670,6</i>	<i>670,6</i>
<i>Необходимый пусковой момент привода грузной ветви конвейера, Нм</i>						
<i>при фактической загрузке конвейера</i>	$M_{П.ГР.факт}$ <i>m</i>	<i>2350,7</i>	<i>2630,6</i>	<i>2517,3</i>	<i>2854,4</i>	<i>2741,0</i>
<i>при максимальной загрузке конвейера</i>	$M_{П.ГР.мах}$	<i>2398,8</i>	<i>2665,4</i>	<i>2552,0</i>	<i>2894,7</i>	<i>2781,3</i>

5.9.4. Расчет производительности струговой установки ГН 5.7N/9-38ve при работе с различными режимными параметрами

Возможная производительность струговой установки по угольной пачке рассчитывается по формуле:

$$Q_{\text{Сум}} = 3,6 \cdot V_C \cdot [h]_C \cdot H_{\text{ПЛ}} \cdot \gamma \cdot k_M \cdot T_{P.\text{Сум}}, \text{ т/сут.},$$

где: $[h]_C$ – толщина снимаемой исполнительный орган стружки с учётом пропускной способности стругового конвейера, м. Принимается равной $[h]_C = h_C$, если $h_C \leq [h]_K$, $h_C = [h]_K$, если $h_C > [h]_K$;

k_M – коэффициент машинного времени исполнительного органа;

$T_{P.\text{Сум}}$ – продолжительность работы лавы по добыче угля (при трехсменном режиме работы) час.

Таблица 5.28

Результаты расчета производительности струговой установки ГН 5.7N/9-38ve при работе с различными режимными параметрами

Обознач. режима в тексте	Наименование параметра	Условное обознач.	Величина	Производительность струговой установки по угольной пачке Q, т/сут.									
				Коэффициент машинного времени исполнительного органа									
				0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,32	0,35	0,40		
	Мощность угольной пачки, м	<i>H_y</i>	0,85										
	Объемный вес угля в целике, т/м ³	<i>γ_y</i>	1,35										
Фактический режим эксплуатации													
1	<i>Комбинированный режим</i>												
	Скорость движения исполнительного органа, м/с:												
	при встречном движении	<i>V_{с.в}</i>	1,92										
	при попутном движении	<i>V_{с.п.}</i>	0,64										
	Скорость движения конвейера, м/с	<i>V_к</i>	1,31										
Комб. I	Толщина снимаемой стружки, м												
	при встречном движении	<i>h_в</i>	0,04	214	321	428	535	642	685	750	857		
	при попутном движении	<i>h_п</i>	0,02										
Комб. II	Толщина снимаемой стружки, м												
	при встречном движении	<i>h_в</i>	0,04	250	375	500	625	750	799	874	999		
	при попутном движении	<i>h_п</i>	0,03										

Продолжение табл.5.28

Обознач. режима в тексте	Наименование параметра	Условное обознач.	Величина	Производительность струговой установки по угольной пачке Q, т/сут.								
				Коэффициент машинного времени исполнительного органа								
				0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,32	0,35	0,40	
	Опережающий режим											
	Скорость движения исполнительного органа, м/с:											
	при встречном движении	$V_{C.B}$	1,92									
	при попутном движении	$V_{C.П.}$	1,92									
	Скорость движения конвейера, м/с	V_K	1,31									
Опер. I-1	Толщина снимаемой стружки, м											
	при встречном движении	h_B	0,03	428	642	857	1071	1285	1371	1499	1713	
	при попутном движении	$h_{П.}$	0,03									
Опер. I-2	Толщина снимаемой стружки, м											
	при встречном движении	h_B	0,04	500	750	999	1249	1499	1599	1749	1999	
	при попутном движении	$h_{П.}$	0,03									
Опер. I-3	Толщина снимаемой стружки, м											
	при встречном движении	h_B	0,04	428	642	857	1071	1285	1371	1499	1713	
	при попутном движении	$h_{П.}$	0,02									
Рекомендуемый режим эксплуатации												
	Опережающий режим											
	Скорость движения исполнительного органа, м/с:											

	при встречном движении	$V_{C.B}$	1,92								
	при попутном движении	$V_{C.П}$	1,92								
Обознач. режима в тексте	Наименование параметра	Условное обознач.	Величина	Производительность струговой установки по угольной пачке Q, т/сут.							
				Коэффициент машинного времени исполнительного органа							
				0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,32	0,35	0,40
	Скорость движения конвейера, м/с	V_K	0,97								
Вар. 2	Толщина снимаемой стружки, м										
	при встречном движении	h_B	0,04	500	750	999	1249	1499	1599	1749	1999
	при попутном движении	$h_{П}$	0,03								
Вар. 3-1	Толщина снимаемой стружки, м										
	при встречном движении	h_B	0,045	642	964	1285	1606	1927	2056	2249	2570
	при попутном движении	$h_{П}$	0,045								
Вар. 3-2	Толщина снимаемой стружки, м										
	при встречном движении	h_B	0,05	642	964	1285	1606	1927	2056	2249	2570
	при попутном движении	$h_{П}$	0,04								
Вар. 3-3	Толщина снимаемой стружки, м										
	при встречном движении	h_B	0,050	714	1071	1428	1785	2142	2284	2498	2855
	при попутном движении	$h_{П}$	0,050								
Вар. 3-4	Толщина снимаемой стружки, м										
	при встречном движении	h_B	0,055	714	1071	1428	1785	2142	2284	2498	2855
	при попутном движении	$h_{П}$	0,045								

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Струговая выемка угля. Каталог-справочник., / под общей редакцией Щадова В.М. / составители Луганцев Б.Б., Ошеров Б.А., Файнбурд Л.И. - Новочеркасск, 2007. - 298 с.
2. Луганцев Б.Б., Ошеров Б.А., Аверкин А.Н. Методика расчета параметров струговых установок. – Новочеркасск, 2010. - 135с.
3. Луганцев Б.Б., Ошеров Б.А., Файнбурд Л.И., Аверкин А.Н. Расчет и конструирование струговых установок. – М., 2011. - 291с.
4. Луганцев Б.Б., Ошеров Б.А., Файнбурд Л.И. Исполнительные органы отрывных струговых установок. - Новочеркасск, 2014. – 143 с.
5. Луганцев Б.Б., Сысов Н.И., Файнбурд Л.И., Системы управления положением струговых установок в очистном забое. – Новочеркасск, 2016. – 216 с.

Учебное издание

Луганцев Борис Борисович

**СТРУГОВЫЕ УСТАНОВКИ.
КОНСТРУКЦИИ, МЕТОДИКИ, АЛГОРИТМЫ
И ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ**

Учебное пособие

Отв. за выпуск Кузнецова И.И.
Подписано в печать 18.12.2016 г.
Формат 60x84¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл.-печ.л. 11,044. Уч.-изд. л. 5,337. Тираж 500 экз.

Южно-Российский государственный политехнический
университет (НПИ) имени М.И. Платова
Адрес ун-та: 346428, г. Новочеркасск, ул. Просвещения, 132