



**НОВГОРОДСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ**
ИМЕНИ ЯРОСЛАВА МУДРОГО



**КУЗБАССКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**
ИМЕНИ Т. Ф. ГОРБАЧЕВА

**А. А. Хорешок, Л. Е. Маметьев, А. М. Цехин,
А. Б. Ефременков, А. Ю. Борисов**

ДИСКОВЫЙ ИНСТРУМЕНТ ПРОХОДЧЕСКИХ КОМБАЙНОВ ИЗБИРАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ

**Великий Новгород
2022**

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«НОВГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ ЯРОСЛАВА МУДРОГО»

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«КУЗБАССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ Т. Ф. ГОРБАЧЕВА»

А. А. Хорешок, Л. Е. Маметьев, А. М. Цехин,
А. Б. Ефременков, А. Ю. Борисов

ДИСКОВЫЙ ИНСТРУМЕНТ ПРОХОДЧЕСКИХ КОМБАЙНОВ ИЗБИРАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ

Монография

Великий Новгород
2022

Рецензенты:

доктор технических наук, доцент **В. А. Ганжа**
(Сибирский федеральный университет, Институт нефти и газа, г. Красноярск)

доктор технических наук **В. В. Аксенов**
(Федеральный исследовательский центр угля и углехимии
Сибирского отделения РАН, г. Кемерово)

Хорешок, А. А.

Х79

Дисковый инструмент проходческих комбайнов избирательного действия: монография / А. А. Хорешок, Л. Е. Маметьев, А. М. Цехин, А. Б. Ефременков, А. Ю. Борисов; Новгородский гос. ун-т им. Ярослава Мудрого. – Великий Новгород: НовГУ им. Ярослава Мудрого, 2022. – 162 с.

ISBN 978-5-89896-795-6

DOI: 10.34680/978-5-89896-795-6/2022.combines

Монография освещает широкий круг вопросов, связанных с разработкой и использованием узлов крепления дискового инструмента на реверсивных исполнительных органах проходческих комбайнов избирательного действия при проходке подземных горных выработок в структурно-неоднородных забойных массивах.

Представлены результаты исследований по оценке области применения и уровня развития проходческих комбайнов избирательного действия; разработке узлов крепления дискового инструмента и моделированию нагрузок на дисковом инструменте. Определено напряженно-деформированное состояние конструктивных элементов узлов крепления дискового инструмента при разрушении углепородных забойных массивов для оценки нагруженности реверсивных двухкорончатых стреловидных исполнительных органов. Обоснованы параметры устойчивости стреловидных проходческих комбайнов. Рекомендованы направления повышения эффективности забуривания реверсивных стреловидных исполнительных органов с консольными узлами крепления дискового инструмента.

Предназначено для производственников и научно-технических сотрудников, занимающихся конструированием, изготовлением и эксплуатацией проходческих комбайнов избирательного действия, а также для аспирантов и студентов вузов, обучающихся по направлению «Горное дело» и других технических специальностей.

УДК 622.232.83.054.52

ISBN 978-5-89896-795-6

© Новгородский государственный университет
им. Ярослава Мудрого, 2022

© А. А. Хорешок, Л. Е. Маметьев, А. М. Цехин,
А. Б. Ефременков, А. Ю. Борисов, 2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	5
ВВЕДЕНИЕ	6
1. ОЦЕНКА ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ И УРОВНЯ РАЗВИТИЯ ПРОХОДЧЕСКИХ КОМБАЙНОВ ИЗБИРАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ.....	7
1.1. Условия эксплуатации и объемы проведения подземных выработок проходческими комбайнами	7
1.2. Оценка эффективности использования парка проходческих комбайнов избирательного действия на шахтах АО «СУЭК-Кузбасс»	12
1.3. Функциональная оценка существующих стреловидных исполнительных органов проходческих комбайнов	16
1.4. Анализ результатов исследований параметров разрушения горных пород дисковым инструментом	23
2. РАЗРАБОТКА УЗЛОВ КРЕПЛЕНИЯ И МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЗОК НА ДИСКОВОМ ИНСТРУМЕНТЕ.....	35
2.1. Обоснование вариантов совершенствования конструкций узлов крепления дискового инструмента	35
2.2. Оценка напряженно-деформированного состояния тангенциальных поворотных резцов для разрушения забойных массивов	45
2.3. Разработка конечно-элементных моделей дискового инструмента на многогранных призмах.....	49
3. РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ УЗЛОВ КРЕПЛЕНИЯ ДИСКОВОГО ИНСТРУМЕНТА	64
3.1. Напряженно-деформированное состояние дисковых инструментов на двухопорных кронштейнах	64
3.2. Напряженно-деформированное состояние дисковых инструментов на трехгранных призмах	66
3.3. Напряженно-деформированное состояние дисковых инструментов на четырехгранных призмах	74
3.4. Напряженно-деформированное состояние спаренных дисковых инструментов на четырехгранных призмах.....	81

4. ОЦЕНКА НАГРУЖЕННОСТИ ДВУХКОРОНЧАТЫХ СТРЕЛОВИДНЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ С ДИСКОВЫМИ ИНСТРУМЕНТАМИ.....	89
4.1. Суммарные усилия при разрушении забойных массивов дисковыми инструментами на одиночной реверсивной коронке с трехгранными призмами.....	89
4.2. Суммарные усилия на двухкорончатом исполнительном органе с дисками на трехгранных призмах	104
4.3. Суммарные крутящие моменты на двухкорончатом исполнительном органе с дисками на трехгранных призмах	107
4.4. Определение мощности привода вращения реверсивного двухкорончатого стреловидного исполнительного органа с дисковым инструментом	114
5. ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ УСТОЙЧИВОСТИ СТРЕЛОВИДНЫХ ПРОХОДЧЕСКИХ КОМБАЙНОВ С ДИСКОВЫМ ИНСТРУМЕНТОМ	118
5.1. Варианты расчета на продольную устойчивость стреловидных проходческих комбайнов с дисковым инструментом.....	118
5.2. Особенность расчета на поперечную устойчивость стреловидных проходческих комбайнов с дисковым инструментом.....	129
6. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЗАБУРИВАНИЯ РЕВЕРСИВНЫХ СТРЕЛОВИДНЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ С ДИСКОВЫМ ИНСТРУМЕНТОМ.....	134
6.1. Устройство для забуривания однокорончатого исполнительного органа проходческого комбайна избирательного действия с дисковым инструментом	134
6.2. Устройство для забуривания двухкорончатого исполнительного органа проходческого комбайна избирательного действия с дисковым инструментом	137
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	140
ЛИТЕРАТУРА.....	142
Сведения об авторах	162
Сведения о рецензентах.....	162

ПРЕДИСЛОВИЕ

Важнейшим звеном в технологическом процессе горнодобывающего предприятия является проведение подготовительных горных выработок, от темпов проходки и качества которых в значительной мере зависит эффективная работа всего добывающего комплекса России и Кузбасса. Поэтому соответствие конструктивных и режимных параметров исполнительных органов проходческих комбайнов горно-геологическим условиям эксплуатации является основным фактором, влияющим на показатели процесса проходки подземных горных выработок.

Прочность пород Кузнецкого угольного бассейна изменяется в очень широких пределах, как по площади, так и по глубине залегания. Предел прочности на сжатие песчаников составляет 10–200 МПа, алевролитов 8–140 МПа, аргиллитов – 6–70 МПа, каменного угля – 8–24 МПа.

В настоящее время процесс разрушения горного массива режущим инструментом проходческих комбайнов избирательного действия, несмотря на неоспоримые достоинства, характеризуется следующими недостатками: большим выходом мелких фракций разрушенного угля вследствие его переизмельчения, и как следствие, высокой запыленностью воздуха в выработке, в десятки раз превышающей допустимые санитарные нормы, а также увеличением его расхода при разрушении абразивных и крепких включений.

Опыт проведения подземных горных работ проходческими комбайнами избирательного действия с дисковым породоразрушающим инструментом показал на перспективу его использования в породных забоях с крепостью $f \leq 10$ и высокой абразивностью по сравнению с применяемым резцовым инструментом из-за повышенных прочностных, износостойких показателей и низкого уровня пылеобразования.

Использование дисковых инструментов на реверсивных исполнительных органах проходческих комбайнов избирательного действия сдерживается малым объемом информации по результатам исследования процессов зарубки или забуривания, а также разрушения, дробления и погрузки разрушенных горных пород.

ВВЕДЕНИЕ

Основная задача, которую ставили перед собой авторы при подготовке монографии, состояла в том, чтобы ознакомить специалистов угольных шахт, машиностроительных заводов, а также преподавателей, аспирантов и студентов вузов горного профиля с перспективами развития конструкций исполнительных органов проходческих комбайнов избирательного действия при разрушении структурно-неоднородных забойных массивов.

Информация представлена по результатам выполнения научно-исследовательской работы в рамках базовой части государственного задания Министерства образования и науки Российской Федерации по проекту № 632 на тему «Исследование параметров технологий и техники для выбора и разработки инновационных технических решений по повышению эффективности эксплуатации выемочно-проходческих горных машин в Кузбассе».

Освещены результаты производственных испытаний при эксплуатации вариантов экспериментальных рабочих органов проходческих комбайнов избирательного действия с дисковым инструментом, что определило направление в дальнейшей научно-исследовательской работе: совершенствование конструкции узлов крепления дискового инструмента на рабочем органе проходческого комбайна, обеспечивая процессы по разрушению, дроблению и погрузке горной породы на стол питателя при реверсивном режиме работы исполнительного органа. При этом работа охватывает анализ и сравнение по параметрам при разрушении различных горных пород дисковым инструментом, имеющим варианты консольного узла крепления по отношению к многогранной призме, зафиксированной на корпусе двухкорончатого исполнительного органа с учетом реверсивного режима работы. Представлены результаты исследований по: моделированию напряженно-деформированного состояния консольных узлов крепления дискового инструмента на многогранных призмах; обоснованию нагруженности реверсивных двухкорончатых стреловидных исполнительных органов проходческих комбайнов с дисковыми инструментами на трехгранных призмах; обоснованию параметров устойчивости стреловидных проходческих комбайнов с дисковым инструментом на реверсивном двухкорончатом исполнительном органе; разработке технических решений для забуривания исполнительного органа проходческого комбайна избирательного действия с дисковым инструментом.

1. ОЦЕНКА ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ И УРОВНЯ РАЗВИТИЯ ПРОХОДЧЕСКИХ КОМБАЙНОВ ИЗБИРАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ

1.1. Условия эксплуатации и объемы проведения подземных выработок проходческими комбайнами

Анализ статистических данных о развитии угледобывающей отрасли в России и Кузбассе представлен в таблицах 1.1–1.5 [1–10].

В Кузнецком бассейне добывается более половины (55%) всего добываемого угля в стране, что определяет его ведущим угледобывающим регионом. При этом доля углей для коксования в общей добыче страны составила 23,3%. Основной объем добычи этих углей приходится на предприятия Кузбасса – 71,6% (73,2 млн. т) [10].

Так, в России с 2012 по 2021 годы отмечается наращивание общей добычи угля на 83,8 млн. т – с 354,6 до 438,4 млн т (таблица 1.1). За этот же временной интервал в Кузбассе выросла общая добыча угля на 39,7 млн. т – с 201,5 до 241,2 млн. т (таблица 1.2). Лидером по производству угля в России является АО «СУЭК» (www.suek.ru), включающая АО «СУЭК-Кузбасс» (таблица 1.3). Представлена информация по проведению подземных горных выработок в России (таблица 1.4) и уровню комбайновой проходки от общего объема проведенных выработок (таблица 1.5). В 2021 году среднесуточная добыча угля из одного действующего очистного забоя в среднем по отрасли составила 5273 т, а среднесуточная добыча угля из одного комплексно-механизированного очистного забоя составила 5297 т [10]. При этом в 2020 году среднесуточная добыча из действующего очистного забоя на АО «СУЭК-Кузбасс» составила 11923 т. В Кузнецком бассейне среднесуточная добыча угля из одного действующего очистного забоя составила 5308 т (из комплексно-механизированного забоя – 5404 т) [9].

Таблица 1.1. Добыча угля (млн. т) в России

Годы	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021
Общая добыча	354,6	352,1	358,2	374	386,9	411,2	441,9	442,7	401,6	438,4
Открытый способ	248,9	250,8	252,9	270,4	282,6	305,7	332,5	335,2	298,7	325,4
Подземный способ	105,7	101,3	105,3	103,6	104,3	105,5	109,4	107,5	102,9	113,0

Таблица 1.2. Добыча угля (млн. т) в Кузбассе

Годы	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021
Добыча	201,5	202,7	210,8	215,6	227,9	241,09	255,3	250,5	220,3	241,2

Таблица 1.3. Добыча угля (млн. т) АО «СУЭК»

Годы	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021
СУЭК	97,5	96,45	98,86	97,75	105,37	107,77	110,32	106,17	101,21	102,5
СУЭК-Кузбасс	31,06	32,61	33,09	30,05	37,71	38,22	37,84	31,38	31,58	32,04

Таблица 1.4. Проведение подземных горных выработок (км) в России

Годы	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021
Всего	458	395,5	359	344	376	403,1	441,8	459	414,6	427,4
Вскрыт. и подгот.	363	319,5	292	274	292,2	348,8	358,5	377	396,3	399,5

Таблица 1.5. Уровень комбайновой проходки (%) в России

Годы	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021
Уровень	82	86	89	93	92	91	91	96,3	95,6	93,5

Дальнейшее наращивание объемов добычи полезных ископаемых подземным способом влечет за собой необходимость увеличения темпов и эффективности проведения подготовительных горных выработок (таблица 1.4). А это, в свою очередь, требует расширения области применения и повышения надежности при эксплуатации проходческих комбайнов в структурно-неоднородных забойных массивах [11–14].

Углевмещающие породы Кузнецкого бассейна почти повсеместно представлены песчаниками, алевролитами, аргиллитами и переслаиваниями песчаников и алевролитов. В небольших объемах встречаются углистые алевролиты и другие разновидности пород. Около 50% углевмещающих пород составляют песчаники, 40% – алевролиты, 6% – переслаивания песчаников и алевролитов, 4% – аргиллиты, углистые аргиллиты и другие разновидности пород [11].

Прочность пород Кузнецкого бассейна изменяется в очень широких пределах, как по площади, так и по глубине залегания. Предел прочности при одноосном сжатии песчаников составляет

10–200 МПа, алевролитов 8–140 МПа, аргиллитов 6–70 МПа, каменного угля 8–24 МПа. Предел прочности при сжатии пород непосредственной почвы подавляющего большинства рабочих пластов угля на 20–30% больше, чем пород непосредственной кровли.

Контактная прочность пород бассейна изменяется от 250 до 3800 МПа. Весьма редко встречаются в бассейне породы с контактной прочностью $P_k = 3000–4500$ МПа. Распределение горных пород по контактной прочности представлено в таблице 1.6 [11].

Таблица 1.6. Распределение горных пород по контактной прочности

Породы	Класс породы по контактной прочности $P_k \cdot 10^{-1}$, МПа										Итого, %
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
	слабые		ниже средней крепости		средней крепости		крепкие		очень крепкие		
	< 30	30–40	40–50	50–65	65–90	90–125	125–175	175–245	245–340	340–450	
Песчаники	–	1,5	4,6	4,4	12	16	27,4	30,2	3,5	0,4	100
Алевролиты	1,2	4,6	7,3	4,6	28	33,4	9	10,6	1,2	0,1	100
Переслаивания песчаников и алевролитов	0,9	2,9	6,1	4,3	16,6	30,2	17	19,5	2,4	0,2	100
Аргиллиты	18	27	31,1	19	4,9	–	–	–	–	–	100
Гравелиты и конгломераты	–	–	–	–	5	14	42	18	16	5	100
Всего	1,3	3,9	6,4	4,5	19,6	26	15,4	19,9	2,8	0,2	100

Абразивность пород бассейна, как и других механических параметров, изменяется в широком диапазоне по величине коэффициента абразивности (a) от 0,43 до 1,63.

При разработке полезных ископаемых появляются сложности, связанные с низкими показателями проведения горных выработок из-за насыщенности твердыми включениями в разрабатываемых пластах.

В процессе эксплуатации резцы выходят из строя из-за поломок твердосплавных вставок, а также поломок и деформации державок, что приводит к потере резцов. В большинстве случаев резцы выходят из строя в результате износа [15–19].

Важнейшим показателем, характеризующим эффективность работы проходческих комбайнов, является расход режущего инструмента, так как он влияет на себестоимость проходки и на производительность комбайна, поскольку для замены изношенного рабочего инструмента приходится останавливать комбайн, что снижает коэффициент готовности машины [12]. С увеличением удельного расхода резцов возрастает вероятность работы исполнительного органа с частично изношенным инструментом, что приводит к увеличению удельной энергоемкости процесса разрушения, увеличению динамических нагрузок и аварийности оборудования. Это особенно сказывается при работе по крепким включениям [12, 17, 20, 21].

Таким образом, в связи с низкой прочностью и износостойкостью резцов работа проходческих комбайнов, оснащенных рабочими органами с резцовым инструментом при отработке пластов с твердыми включениями имеет ряд недостатков: большой износ и расход резцов; высокая динамичность работы; малая эффективность или невозможность применения комбайнов для проходки выработок в пластах с наличием большого количества крепких включений с высокой абразивностью [12].

В качестве альтернативного варианта повышения производительности и расширения области применения проходческих комбайнов на породы повышенной крепости предложен гидромеханический способ разрушения, заключающийся в комбинированном воздействии на породный массив высокоскоростных струй воды и механического инструмента [22–25].

Другим направлением создания эффективного породоразрушающего инструмента является использование дискового инструмента, нашедшего применение на рабочих органах буровых, очистных и проходческих горных машин и расширяющего область применения механического способа разрушения угольных пластов и присекаемых горных пород в диапазоне предела прочности на одноосное сжатие $\sigma_{сж}$ от 12 до 100 МПа и выше [12, 26–37].

Информация об условиях эксплуатации, свойствах и структуре забойных массивов формирует исходные данные для расчета нагрузок на породоразрушающем инструменте, рабочих органах и выборе типов исполнительных органов проходческих комбайнов избирательного действия.

Так как применение дискового породоразрушающего инструмента на исполнительном органе проходческого комбайна избирательного действия относится к малоизученному вопросу, то данное обстоятельство диктует условия по определенным исследованиям, учитывающие процесс разрушения, дробления и погрузки горной породы при реверсивном режиме работы рабочего органа.

С учетом вышесказанного, исследования по разработке двухкорончатого стреловидного исполнительного органа проходческого комбайна с дисковым породоразрушающим инструментом представляют собой актуальную научную задачу. Данные исследования подкреплены работой [38], выполненной в рамках базовой части государственного задания Министерства образования и науки Российской Федерации по проекту № 632 на тему «Исследование параметров технологий и техники для выбора и разработки инновационных технических решений по повышению эффективности эксплуатации выемочно-проходческих горных машин в Кузбассе». При этом работа охватывает анализ и сравнение по параметрам при разрушении различных горных пород дисковым породоразрушающим инструментом, имеющим варианты консольного узла крепления по отношению к многогранной призме, закрепленной на корпусе двухкорончатого исполнительного органа с учетом реверсивного режима работы.

Данная работа содержит следующие четыре научные задачи:

- обоснование области применения и разработка технических решений по совершенствованию конструкции стреловидного исполнительного органа, включающей узлы закрепления для дисковых породоразрушающих инструментов;

- разработка конечно-элементных моделей для дисковых породоразрушающих инструментов, содержащих консольные узлы закрепления к вариантам многогранных призм, закрепленных на корпусе двухкорончатого стреловидного исполнительного органа, определение усилий при разрушении горных пород;

- исследование напряженно-деформированного состояния на дисковых породоразрушающих инструментах, включая их консольные узлы закрепления к вариантам многогранных призм, закрепленных на корпусе двухкорончатого стреловидного исполнительного органа при разрушении горных пород;

– оценка суммарных усилий и крутящих моментов на каждом из рабочих органов двухкорончатого стреловидного исполнительного органа с дисковым породоразрушающим инструментом при реверсивных режимах работы.

1.2. Оценка эффективности использования парка проходческих комбайнов избирательного действия на шахтах АО «СУЭК-Кузбасс»

Эксплуатация проходческих комбайнов дает возможность совместить во времени основные технологические операции проходческого цикла: отделение горной породы от массива, ее погрузку в транспортные средства, крепление выработанного пространства и пылегашение в призабойной зоне.

Исполнительные органы проходческих комбайнов [39–41] по конструктивным признакам подразделяются на избирательные (стреловидные), непрерывного действия (качающиеся) и буровые (роторные и планетарные). Отличительный признак этих трех групп заключается в различии схем разрушения забоя.

Избирательные исполнительные органы одновременно обрабатывают только часть забоя, которая предопределяется конструктивными размерами коронки. Стреловидный исполнительный орган выполняется в виде подвижной консольной рукояти с резцовой коронкой на конце, имеющей возможность перемещаться в двух взаимно перпендикулярных направлениях. В зависимости от типа коронки стреловидные исполнительные органы подразделяются на органы с коронками коническими, барабанными, сферическими, лучевыми, дисковыми.

Качающиеся исполнительные органы представляют собой органы, отбойная часть которых в одном из направлений (по высоте или ширине) соответствует размеру проводимой выработки и имеет возможность совершать качательные движения в вертикальной или горизонтальной плоскостях для обработки всей площади забоя. Эти исполнительные органы подразделяются на: баровые, корончатые и комбинированные.

Горно-подготовительные работы должны обеспечивать своевременную подготовку выемочных столбов при раскройке полей шахт. Интенсификация проходческих работ на шахтах Кузбасса

осуществляется путем использования проходческих комбайнов фронтального типа и избирательного действия.

Политика промышленной безопасности АО «СУЭК-Кузбасс» на проходческих работах заключается в реализации ряда ключевых целей и задач [42]: применение средств малой механизации и доставки; обновление и модернизация комбайнового парка компании; увеличение доли высокопроизводительных проходческих комбайнов избирательного действия с дистанционным управлением. Проходческие комбайны с рабочим органом избирательного действия комплектуются пультами дистанционного управления, что создает более комфортные и безопасные условия труда для машиниста комбайна.

Этапы модернизации подготовительных работ на шахтах АО «СУЭК-Кузбасс»:

- 2012 год: приобретены комбайны КП-21 (3 шт.), П110 (2 шт.), Sandvik MR340 (1 шт.). Проведено выработок 69901 п.м.;

- 2013 год: приобретены комбайны КП-21 (3 шт.), П110 (5 шт.), Sandvik MR340 (2 шт.), П110-01 (2 шт.). Проведено выработок 60998 п.м.;

- 2014 год: приобретены комбайны П110-01 (2 шт.), Sandvik MB670 (1 шт.), JOY 12CM30 (3 шт.). Проведено выработок 77309 п.м.;

- 2015 год: приобретены комбайны КП-21-03 (2 шт.). Проведено выработок 60022 п.м.;

- 2016 год: приобретены комбайны КП-21-03 (2 шт.). Проведено выработок 77529 п.м. Бригада А. В. Виноградова прошла 4351 п.м., а бригада С. И. Авхимовича – 4504 п.м.;

- 2017 год: приобретены комбайны КП21-03 (2 шт.), УРАЛ-400А (1 шт.), Sandvik MB-670-1 (2 шт.). Проведено выработок 81106 п.м.;

- 2018 год: приобретены комбайны КП-21-03 (3 шт.), Sandvik MB-670-1 (7 шт.). Проведено выработок 74014 п.м. На ООО «Сиб-Дамель» отремонтировано четыре проходческих комбайна КП-21.

В 2019–2021 гг. доля высокопроизводительных комплексов фронтального типа Sandvik MB670-1, MB670-1LN и MH621 по плану достигнет 41%. План на 2019 год – пройти 95 000 п.м. горных выработок.

На шахтах компании АО «СУЭК-Кузбасс» для своевременной подготовки очистного фронта введены в эксплуатацию проходческие комбайны нового поколения фирмы Sandvik MH621, MB670-1,

MB670-1-LH. Так, на шахтоуправлении им. А. Д. Рубана бригада Вадима Давыдова [43] проходила фланговый уклон проходческим комбайном Sandvik MH621 стоимостью 329 млн. рублей. Данный комбайн массой 118 т способен проходить выработки поперечным сечением до 47 м² в породах с прочностью на одноосное сжатие $\sigma_{сж}$ свыше 120 МПа, оснащен электрическим приводом мощностью 533 кВт. Две аксиальные коронки приводятся во вращение электроприводом мощностью 300 кВт, установлены на выдвижной (650 мм) телескопической стреле, которая обеспечивает максимальную высоту резания 5,8 м и ширину – 8,5 м. Гусеничная ходовая часть шириной 3,52 м позволяет работать комбайну в выработках под наклоном +/- 20° и передвигаться со скоростью до 15 м/мин.

В 2017 году АО «СУЭК» приобрела за 27 миллионов евро восемь проходческих комбайнов SANDVIK MINING [44]. Семь комбайнов предназначены для АО «СУЭК-Кузбасс»: по два комбайна для шахт имени С. М. Кирова и «Талдинская-Западная 2», три – для шахты имени В. Д. Ялевского. Преимуществом проходческого комплекса Sandvik перед используемыми на «Талдинской-Западной 2» комбайнами избирательного действия КП-21, КП-220, П-110 является его высокая производительность и безопасность выполнения всех видов работ. Главная особенность Sandvik MB 670-1 в том, что он способен одновременно производить выемку горной массы, крепление кровли и бортов выработок. Комплекс оснащен усовершенствованной системой пылеподавления, позволяющей значительно снизить уровень угольной пыли. В состав проходческого комплекса Sandvik Mining входят самоходный вагон, бункер-перегрузатель и дробилка. Комбайн MB670-1 имеет массу 95 т, общую установленную мощность 546 кВт, включая привод режущего органа 270 или 315 кВт. Максимальная ширина резания комбайна составляет 5200 мм, высота резания 3500–4500 мм.

В 2019 году на шахты компании АО «СУЭК» поставлено шесть комплексов Sandvik MB670-1 и четыре комплекса Sandvik MB670-1-LH. При этом в 2020 году общее количество используемых комплексов фронтального действия Sandvik и JOY составило 18 единиц. Внедрение новой техники позволило значительно увеличить темпы подготовительных работ. Например, в 2019 году проходчиками компании пройдено 93 км горных выработок. Четыре бригады подготовили по 4 км и более горных выработок. Луч-

ший результат достигнут коллективом Сергея Безуглова [43] шахты имени С. М. Кирова, использующим комбайн Sandvik MB670-1. За год бригадой пройдено 4936 метров.

Следует также отметить, АО «Копейский машиностроительный завод» (www.koremash.ru) выпускает следующий модельный ряд проходческих комбайнов избирательного действия: КП330, КП220, КП220-02, КП150, КП21-150, КП21-04, КП21, 1ГПКС.

Отечественный проходческий комбайн КП330 массой 130 т и мощностью 547 кВт предназначен для механизации отбойки и погрузки горной массы при проведении горизонтальных и наклонных до $\pm 18^\circ$ горных выработок в шахтах, опасных по газу, пыли, а также по внезапным выбросам породы, угля и газа. Комбайн может проходить выработки арочной, трапециевидной и прямоугольной форм, сечением от 16 до 50 м² по углю и породам, прочностью на одноосное сжатие $\sigma_{сж} \leq 130$ МПа и показателем абразивности до 30 мг. Комбайн может работать в комплексе с самоходными вагонами. Исполнительный орган комбайна с приводом вращения мощностью 330 кВт оснащен поперечно-осевыми режущими выдвигными барабанами, телескопически выдвигной на 650 мм стрелой, системой пылеподавления для снижения пылеобразования и обеспечения взрывозащиты от фрикционного искрения. Ходовая часть комбайна представляет собой гусеничные тележки с отдельным гидроприводом на каждую гусеницу и обеспечивает комбайну высокую маневренность со скоростью до 10 м/мин. Погрузочный орган имеет отдельные, кинематически не связанные гидроприводы и управление на каждый нагребующий элемент. Система управления имеет функцию регистрации параметров работы комбайна. Комбайн оснащен монтажной площадкой и телескопическим крепеподъемником. Крепеподъемник имеет блокирующее устройство и делает работу по возведению крепи удобной и безопасной.

Для шахт АО «СУЭК-Кузбасс» разработаны 12 модулей [45] проведения подготовительных выработок со следующими основными показателями: сечение выработок от 9,0 до 24,0 м²; глубина расположения выработок – не более 600; форма сечения выработок прямоугольная, трапециевидная; мощность пластов от 1,4 до 6,0 м; угол падения пластов до 20°. Модули технологических схем ориентированы на: длину выемочных столбов от 1000 до 4500 м; длину лав от 150 до 350 м; размеры целиков у монтажно-демонтажных

камер от 15 до 80 м; расстояния между сбойками от 60 до 200 м; размеры охранных целиков от 10 до 35 м. В наборе модулей проведения подготовительных выработок содержатся технологические схемы проходки одинарных и парных выработок, обеспечивающие своевременное воспроизводство фронта очистных работ на шахтах. Выбор средств механизации проходческих работ осуществляется с учетом положительного опыта использования зарубежного и отечественного оборудования в различных горно-геологических условиях шахт АО «СУЭК-Кузбасс».

Проходческие комбайны избирательного действия, проигрывая по производительности комбайнам фронтального типа, обладают, вместе с этим, способностью адаптироваться к разрушению структурно-неоднородных забойных массивов и к изменению формы, размеров сечения выработок. Так, например, наиболее перспективным базовым вариантом отечественного исполнения является проходческий комбайн избирательного действия КП21 для проходки выработки в угольных пластах с неоднородной структурой. При этом темпы проходки составляют 853 м/мес., что соответствует требованиям конкурентоспособности с зарубежной техникой [46].

Таким образом, анализ тенденций формирования парка проходческих комбайнов и опыт их эксплуатации на шахтах АО «СУЭК-Кузбасс» показывает, что увеличивается доля высокопроизводительных проходческих комбайнов избирательного действия с дистанционным управлением, а также доля высокопроизводительных комплексов фронтального типа Sandvik (41%), что может обеспечить проведение горных выработок в объеме 95 км.

1.3. Функциональная оценка существующих стреловидных исполнительных органов проходческих комбайнов

От совершенства конструкции исполнительного органа существенно зависят производительность и эффективность проходческих комбайнов. Именно процесс взаимодействия исполнительного органа с разрушаемым массивом определяет удельные энергозатраты разрушения, характер и величину внешних нагрузок, действующих от разрушаемого массива на комбайн, а, следовательно, оказывает значительное влияние на производительность и надежность проходческого комбайна.

Основными классификационными признаками исполнительных органов являются схемы обработки и разрушения забоя, а также конструктивное исполнение рабочего органа [32, 47]. Проходческие комбайны избирательного действия разрушают угольный массив сплошным фрезерованием резцами, установленными на исполнительном органе, выполненном в виде коронки, расположенной вдоль продольной или поперечной оси комбайна (рисунок 1.1) [48, 49].

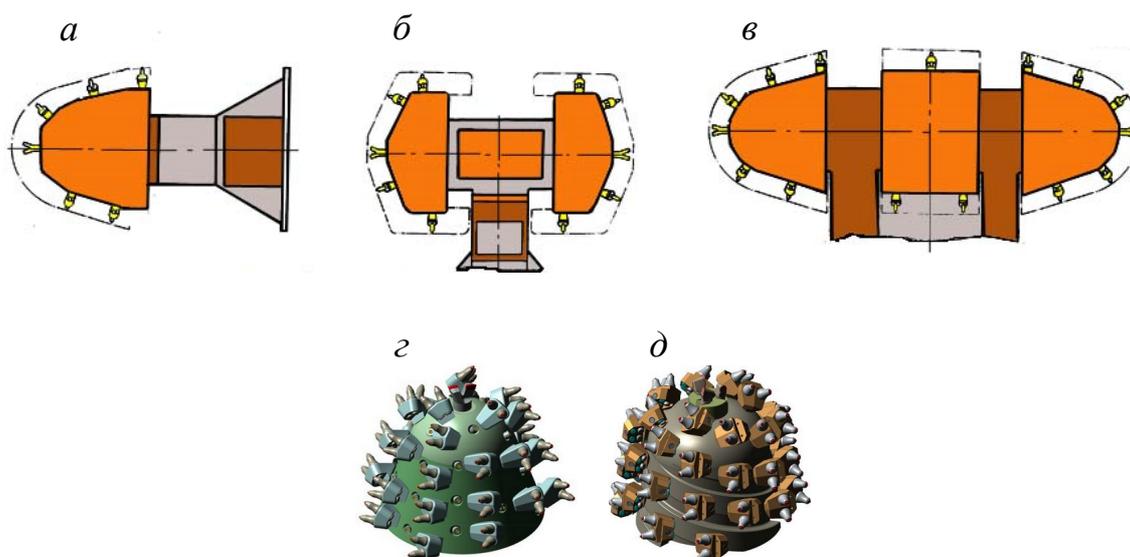


Рисунок 1.1. Конструктивные формы исполнительных органов проходческих комбайнов: *а* – продольно-осевая (радиальная); *б* – поперечно-осевая (аксиальная); *в* – аксиальная (комбинированная); *г*, *д* – варианты промышленных образцов радиальных коронок

В Кузбассе ведутся работы по проектированию новых конструкций коронок для комбайнов со стреловидным исполнительным органом. На заводе ООО «Гидромаш-НК», г. Новокузнецк разработаны коронки типа КЛГ 58.000 (рисунок 1.1, *г*) и КЛГ 72.000 (рисунок 1.1, *д*), в которых можно устанавливать одновременно два тангенциальных поворотных резца, что позволяет регулировать шаг расстановки инструмента на коронке в зависимости от прочности разрушаемой породы. Это позволит совместить в одной конструкции две коронки: угольную и породную [49].

Характерной особенностью работы проходческих комбайнов избирательного действия является невозможность точного воспроизведения заданного профиля выработки и, как следствие, значительные переборы породы (до 20% от площади проходимой выра-

ботки) даже при наличии автоматизированной системы управления проходческим комбайном [50, 51].

Выбор схемы отработки забоя определяется многими факторами: крепостью породы, наличием в ней равнопрочных включений, углом наклона выработки, состоянием ее бортов и пород кровли, водоприток в забое и прочими горно-геологическими особенностями. Возможные варианты схем отработки, опробованные при работе комбайнов избирательного действия в угольной промышленности, могут быть условно поделены на две группы: обработка сечения по контуру, а затем разрушение оставшейся центральной части (керн) и последовательное разрушение проходами резцовой коронки (горизонтальные и вертикальные, восходящие и нисходящие резы) [51–53].

В процессе обработки поверхности выработки исполнительным органом с продольно-осевой коронкой можно обеспечить довольно ровный (по сравнению с аксиальной коронкой) профиль выработки. Такой исполнительный орган в принципе может с одной позиции создавать приемлемый пространственный рельеф боковых поверхностей выработки, если коронка и центр поворота стрелы соответствуют профилю выработки. Конусность коронки подбирается, как правило, исходя из условия обеспечения ровной поверхности почвы выработки. При этом возникают переборы породы при обработке кровли и боковых поверхностей выработки, поскольку размеры и форма выработок могут быть самыми различными [53].

Обработка забоя стреловидным исполнительным органом с продольно-осевой коронкой горизонтальными слоями предпочтительнее с точки зрения равномерности поступления горной массы по фронту погрузки, однако при разрушении крепких пород на продольно-осевую коронку действует значительная внешняя нагрузка. При этом основная компонента главного вектора внешней нагрузки направлена противоположно направлению подачи коронки, вследствие чего принимается обработка забоя вертикальными слоями как наилучшая с точки зрения устойчивости проходческого комбайна.

Работа комбайна по горизонтальным и вертикальным слоям обуславливает два режима работы продольно-осевой коронки – режим попутного и встречного фрезерования. В первом режиме резец входит в контакт с горным массивом с нулевой толщиной стружки.

При встречном фрезеровании момент входа резца в контакт с горным массивом характеризуется наличием значительной по величине толщины стружки, что сопровождается дополнительными динамическими нагрузками. Практика показывает, что при очень крепких породах работа коронок в режиме встречного фрезерования практически невозможна из-за высокой динамической нагруженности комбайна.

Обработка забоя стреловидными исполнительными органами с поперечно-осевой коронкой предусматривает следующий порядок действий. Сначала производится вруб в нижней части сечения выработки на глубину H , кратную вылету коронки относительно корпуса редуктора. Вруб осуществляется двумя-тремя переменными перемещениями коронки вдоль оси стрелы с боковым сдвигом между перемещениями. Затем подачей стрелы в горизонтальной плоскости создается рассечка у основания забоя глубиной H . Далее следуют попеременные перемещения коронок в направлении снизу вверх на величину $0,06-0,15$ м в зависимости от конструкции коронки и в горизонтальной плоскости.

Для проходческих комбайнов с аксиальными коронками (сферической формы) полный цикл обработки забоя арочной формы включает значительное количество последовательных операций: фронтальная зарубка; вертикальная зарубка; боковой рез. Возможна также схема обработки забоя вертикальными полосами.

Очевидно, что ввиду конструктивных особенностей стреловидного исполнительного органа с поперечно-осевой коронкой качество обработки забоя хуже, чем при работе исполнительного органа с продольно-осевой коронкой, наблюдается характерная волнистость профиля продольного сечения выработки.

Следует отметить, что исполнительный орган с поперечно-осевой коронкой предпочтительнее с точки зрения обеспечения устойчивости проходческого комбайна, чем исполнительный орган с продольно-осевой коронкой, так как усилие поворота, которое необходимо приложить к стреле для ее перемещения, в первом случае значительно меньше, чем во втором. Это вызвано тем, что при горизонтальной подаче поперечно-осевой коронки на усилие поворота оказывают влияние только силы подачи на резцах, но не силы резания, которые расположены в плоскостях, перпендикулярных направлению подачи.

Также можно отметить и недостатки исполнительного органа этого типа: ниже качество обработки забоя, чем при работе исполнительного органа с продольно-осевой коронкой, что отрицательно сказывается на трудоемкости процесса крепления выработки и ее устойчивости; невозможность проведения водосточной канавки и осуществления селективной выемки полезного ископаемого.

Таким образом, для обоих типов корончатых исполнительных органов основными недостатками являются: низкое качество поверхности и точности контура выработки, что отрицательно сказывается на возможности механизации процесса крепления [53].

Низкая точность воспроизведения заданного контура выработки во многом обусловлена недостаточной устойчивостью проходческого комбайна. Устойчивость комбайна зависит от ряда факторов: величины и точки приложения вектора внешней нагрузки; продольной и поперечной баз комбайна; наличия специальных распорных устройств; массы комбайна, положения его центра масс [52, 54].

Общеизвестно, что за пределами приемных столов погрузочных устройств комбайнов образуются практически «мертвые» зоны формирования штабелей продуктов разрушения на почвах выработок (рисунок 1.2) [55]. На рисунке 1.2, б представлена схема образования откосов из продуктов разрушения горных пород в прибортовых зонах (коридорах) проходческих забоев для типовых комбайнов избирательного действия, где B_v и H_v – ширина и высота выработки.

Дозагрузка продуктов разрушения в этих зонах заставляет проходческий комбайн работать в режиме обычной челноковой погрузочной машины по коридорам этих мертвых прибортовых зон штабеля продуктов разрушения (рисунок 1.3) [56]. На рисунках 1.2, 1.3 и в таблице 1.7 рассмотрены особенности работы типовых проходческих комбайнов избирательного действия по параметрам ширины выработки (B_v , м) и ширины приемного стола питателя ($B_{п.с.}$, м).

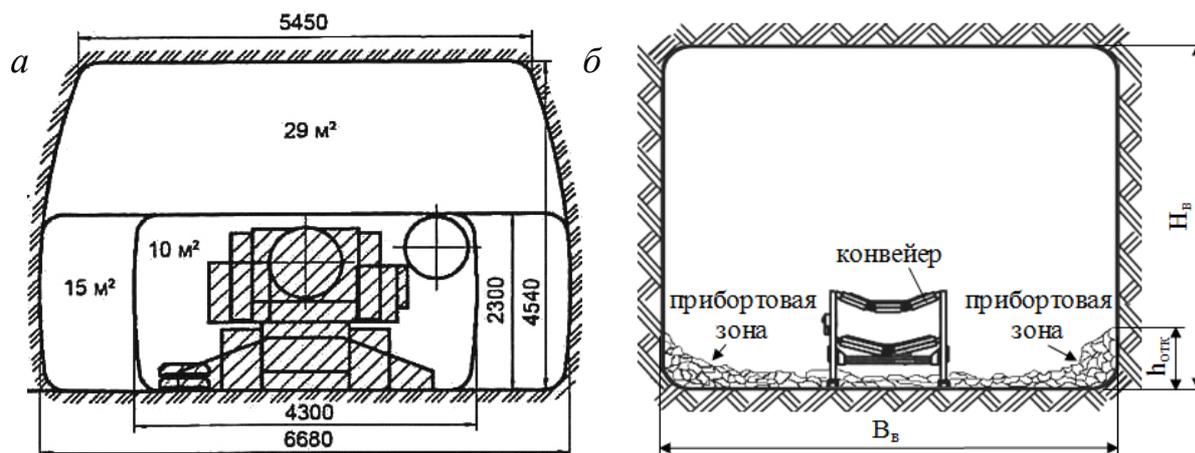


Рисунок 1.2. Примеры форм поперечных сечений проводимых горных выработок проходческим комбайном КП-21:
а – при работе комбайна; *б* – прибортовые зоны

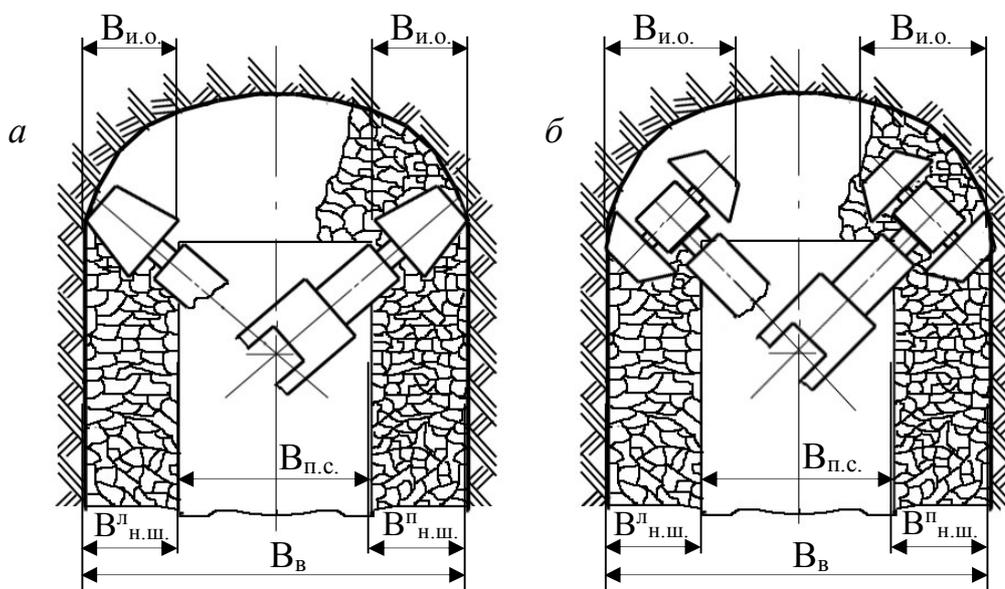


Рисунок 1.3. Варианты формирования прибортовых полос из штабеля непогруженных продуктов разрушения типовыми исполнительными органами проходческих комбайнов избирательного действия: *а* – при эксплуатации радиальных коронок; *б* – при эксплуатации аксиальных коронок; $B_{и.о.}$ – прибортовая рабочая ширина исполнительного органа; $B_{л.н.ш.}$ – ширина непогруженного штабеля продуктов разрушения у левого борта; $B_{п.н.ш.}$ – ширина непогруженного штабеля продуктов разрушения у правого борта; $B_{в.}$ – проектная ширина выработки; $B_{п.с.}$ – ширина приемного стола питателя погрузочного устройства

Анализ таблицы 1.7 [55, 57] показывает, что питатели во всех типах используемых проходческих комбайнов практически не перекрывают ширины призабойного пространства, оставляя в при-

бортовых зонах коридоры ($B_B - B_{п.с.}$) с нулевой погрузочной способностью. Это приводит к образованию прибортовых откосов (рисунки 1.2, б, 1.3) из продуктов разрушения забоя высотой $h_{отк}$ от 0,6 до 0,8 диаметра коронок исполнительного органа комбайна.

Перемещения и маневровые операции в прибортовых пространствах проходческой выработки помимо потерь времени могут привести к поломкам элементов возведенной крепи.

Средневзвешенная высота откосов непогруженных продуктов разрушения в призабойной части составляет $h_{отк} = 500 - 700$ мм (рисунок 1.2, б). Поскольку в конвейерном штреке ленточный конвейер сдвигается к непроходному борту на расстояние до 200–400 мм, то незачищенные откосы могут заштыбовать холостую ветвь конвейера. При наличии влаги может произойти заилровка конвейерной ленты.

Таблица 1.7. Сопоставление ширины приемного стола питателя $B_{п.с.}$ с шириной проходческой выработки B_B

Комбайны	Ширина приемного стола питателя $B_{п.с.}$, м	Ширина выработки B_B , м	Разница $B_B - B_{п.с.}$
СМ-130К	3,0	5,005	2,005
«Копейский машиностроительный завод»			
1ГПКС	3,02	4,7	1,68
КП21	3,4	6,68	3,28
КП200	4,2	7,6	3,4
КП200Т	4,2	8,0	3,8
«Ясиноватский машиностроительный завод»			
КСП-22	3,1	5,2	2,1
КСП-32(33)	3,67	6,8 (7,1 телескоп)	3,13 (3,43)
КСП-35	3,53	7,5	3,97
КСП-42	4,16	7,6	3,44
«Новокраматорский машиностроительный завод»			
П110	2,1; 3,8	6,69	4,59; 2,89
П110-01 (П220)	2,4; 4,0	7,0	4,6; 3,0
П110-01М	2,4; 4,0	7,1	4,7; 3,1
П110-04	2,4; 4,0	6,8	4,4; 2,8
«REMAГ S.A.»			
AMz-50	2,5; 3,0	4,8	2,3; 1,8
KR-150z	3,5 5,0	7,6	4,1; 2,6
R-130	2,0; 2,5; 3,0	5,1	3,1; 2,6; 2,1
R-200	3,555; 4,15	7,155	3,6; 3,005

Продолжение таблицы 1.7.

«WIRTH Mining Solutions»			
Wirth T1.24	3,2	6,6; (7,2 телескоп)	3,4; (4,0)
Wirth T3.20	4,0	8,96	4,96
«Dosco Overseas Engineering Limited»			
TB 2500	5,0	8,0	3,0
TB 3000	4,5	8,9	4,4

Поэтому при проходке горных выработок необходимо механизировать процессы разрушения, дробления негабаритов и погрузки разрушенного массива угольных пластов и присекаемых горных пород на транспортные средства.

А это, в свою очередь, предъявляет повышенные требования к износостойкости породоразрушающего инструмента и узлам его крепления, к элементам транспортирования и погрузки продуктов разрушения в призабойной зоне, к обеспечению механизированного способа дробления негабаритов, оперативной взаимозаменяемости основных функциональных элементов проходческих комбайнов избирательного действия при ремонтах в рабочем пространстве на месте их эксплуатации [56, 58].

1.4. Анализ результатов исследований параметров разрушения горных пород дисковым инструментом

Многочисленные отечественные и зарубежные исследования и опыт применения дискового инструмента на исполнительных органах очистных и проходческих комбайнов показывает, что он является перспективным и в ряде случаев применения конкурентно способным резцовому инструменту [12, 27–38, 56, 59–123].

В 1962 году опубликованы результаты теоретических и экспериментальных исследований процесса разрушения горных пород дисковым инструментом, проведенных в ИГД им. А. А. Скочинского [67]. Наиболее полно в этих исследованиях освещены возможности использования дисковых инструментов для оснащения исполнительных органов проходческих комбайнов.

Исследованиям дисковых инструментов значительное внимание уделяли ряд научно-исследовательских, учебных и проектно-конструкторских организаций: НИГРИ, ЦНИИПодземмаш, ДонУГИ,

Донгипроуглемаш, Украинский институт синтетических сверхтвердых материалов и инструмента, КузГТУ им. Т. Ф. Горбачева, ТулГУ, а также Ясиноватский машиностроительный завод, РММ и РММ предприятия НГМК и другие. В этих исследованиях установлено влияние свойств разрушаемой горной породы, геометрических параметров дискового инструмента, режимов и схемы разрушения, износа дисков, материала и других параметров на энергоемкость процесса разрушения забоев проходческими и очистными машинами [63].

В КузГТУ им. Т. Ф. Горбачева накоплен опыт применения дискового инструмента для разрушения углей и пород [12, 26, 29–36, 38, 56, 61–63, 68–77, 114].

Для комбайнов с исполнительными органами, оснащенными дисковым скалывающим инструментом, характерно разрушение угля крупным сколом, увеличение скорости подачи комбайна, снижение пылеобразования, удельной энергоемкости и расхода инструмента.

Большой вклад в исследования процессов разрушения горных пород и углей дисковыми инструментами, синтеза добычных и проходческих комплексов, в обоснование и разработку параметров исполнительных органов проходческих комбайнов внесли отечественные и зарубежные ученые: Л. И. Барон, А. И. Берон, Л. Б. Глатман, М. Г. Крапивин, Г. Ш. Хазанович, В. А. Бреннер, А. Б. Жабин, М. С. Саfoxин, А. Н. Коршунов, В. И. Нестеров, А. Б. Логов, Б. Л. Герике, А. А. Хорешок, В. В. Аксенов, Л. Е. Маметьев, А. М. Цехин, В. В. Кузнецов, В. М. Лизункин, А. П. Безгубов, В. Г. Мерзляков, И. А. Леванковский, В. А. Ганжа, Д. А. Юнгмейстер, В. В. Габов, С. А. Лавренко, В. Maidl, L. Schmid, W. Ritz, M. Entacher, G. Winter, T. Bumberger, K. Decker, I. Godor, R. Galler, R. Gertsch, L. Gertsch, J. Rostami, J. Roby, T. Sandell, J. Kocab, L. Lindbergh, A. E. Samuel, L. P. Seow, Y. Zhang, X. W. Wang, H. F. Liu и др.

Основное влияние на силовые показатели процесса разрушения горных пород и углей дисковыми инструментами оказывают такие факторы как свойства разрушаемого материала, геометрические параметры дисков, параметры и схемы разрушения, анизотропия разрушаемой среды.

Геометрия дискового инструмента является одним из основных факторов, определяющих нагрузку на нем.

Влияние диаметра, угла заострения и радиуса закругления режущей кромки дискового инструмента на усилия, возникающие в процессе разрушения, изучалось авторами работ [61–63, 68, 69, 71, 72, 75, 76, 78–85]. Утверждается, что изменение угла заострения существенно влияет на усилие внедрения, распределение полей напряжения в массиве, износостойкость и прочность режущей кромки.

Так, в работе [83] предлагается учитывать влияние угла заострения γ инструмента в пределах от 30° до 90° на величину усилий P_Y , P_Z соответствующими коэффициентами, определяемыми по формулам:

$$K_{\gamma Z} = \frac{3,55\gamma + 374}{525}; \quad (1.1)$$

$$K_{\gamma Y} = \frac{19,1\gamma + 16,5}{2519}. \quad (1.2)$$

Авторами установлено, что при увеличении угла заострения свыше 60° наблюдается более интенсивный рост усилий P_Y .

По данным ИГД им. Скочинского [78, 86, 87] изменение величины угла заострения γ в пределах от 40 до 50° практически не влияет на величину усилий.

Исследования на полноразмерном стенде ЦНИИПодземшахстрое показали, что при работе дисковых шарошек с углом заострения 20 – 25° наблюдалось выкрашивание режущей кромки диска и изгиб лезвия дисков, а при увеличении угла заострения до 40 – 45° – этого не отмечено [88, 89].

Влияние угла заострения диска γ и глубины разрушения h_p на усилия P_Y и P_Z при разрушении андезита ($\sigma_{сж} = 780$ кг/см² и $\sigma_{сж} = 1680$ кг/см²) и гранита ($\sigma_{сж} = 1380$ кг/см²) исследовалось японскими авторами [90]. Эти исследования проводились с дисковой шарошкой диаметром 200 мм и углами заострения диска $\gamma = 60; 70; 80$ и 90° . Были получены зависимости усилий P_Y и P_Z от глубины разрушения h_p при различных углах заострения диска и крепости породы. На всех глубинах разрушения увеличение угла заострения приводит к росту усилий P_Y и P_Z . Такой характер изменений усилий P_Y и P_Z при увеличении угла заострения γ отмечен для всех пород, при этом интенсивность роста усилий несколько различна.

Исследование напряженно-деформированного состояния упругой полуплоскости с уступом при сосредоточенном воздействии на уступ, проведенное Бундаевым В. В. [87], показало, что

толщина разрушаемого слоя и угол приложения сосредоточенной нагрузки оказывают существенное влияние на распределение полей напряжения в массиве. Важным фактором при формировании этих полей и разрушении уступа является угол заострения рабочей кромки инструмента.

Детальное исследование влияния радиуса закругления режущей кромки дисковой шарошки на силовые показатели процесса разрушения горных пород было проведено К. Ф. Деркачем, М. Г. Крапивинным [91]. Опыты проводились на трех блоках песчаника различной прочности ($P = 111; 145$ и 153 кг/мм²) по выровненной поверхности без взаимного влияния проходов. Глубина разрушения составляла 0,004 м. Исследовались шарошки с радиусом закругления $\rho_d = 0,001; 0,0015; 0,0022; 0,0025; 0,003; 0,004$ м. Исследования показали, что увеличение радиуса закругления в указанных пределах вызывает значительный рост усилий P_Y и P_Z . В диапазоне $\rho_d = 0,001-0,0035$ м рекомендуется учитывать влияние ρ_d на P_Y и P_Z соответствующими коэффициентами, величина которых определяется по следующим формулам [63]:

$$K_{\rho y} = \frac{682 \rho_d + 761}{1443}; \quad (1.3)$$

$$K_{\rho z} = \frac{118 \rho_d + 413}{531}. \quad (1.4)$$

По мнению С. Л. Загорского [66], изменение радиуса закругления в пределах 0,001–0,002 м не будет существенно влиять на величину усилий P_Y и P_Z , а, следовательно, и на энергоемкость процесса разрушения.

На основе анализа весьма значительного экспериментального материала авторы исследования [92] отмечают, что радиус закругления режущей кромки следует принимать минимально возможным. При этом отмечается, что радиус закругления влияет на величину усилий в большей степени, чем угол заострения дисковой шарошки. Учитывая необходимость обязательного применения термообработки, минимальный радиус закругления рекомендуется принимать в пределах 0,001–0,0015 м.

Влиянию диаметра D дискового инструмента от 0,15 до 0,32 м на усилия перекачивания P_Z и подачи P_Y посвящены исследования авторов [62, 63, 69, 78, 83].

При увеличении диаметра дискового инструмента уменьшается сила трения качения, происходит скалывание более крупных элементов и снижается удельная энергоемкость процесса разрушения [86]. Однако с увеличением диаметра инструмента усилия подачи и боковое возрастают, что объясняется увеличением площадок контакта разрушающего обода диска с массивом. По данным А. П. Безгубова [79] при увеличении диаметра $D_{ш}$ от 0,15 до 0,30 м усилие P_x увеличивается в среднем в 2,4 раза, усилие P_y увеличивается в среднем в 2,7 раза, причем максимальное увеличение усилия P_y происходит на участке изменения диаметра $D_{ш}$ от 0,15 до 0,20 м – усилие P_y увеличивается в 2 раза, затем увеличение P_y происходит значительно медленнее, – при изменении диаметра от 0,20 до 0,30 м усилие P_y увеличивается только в 1,23 раза.

Влияние диаметра дискового инструмента $D_{ш}$ на величину подачи P_y и перекатывания P_z экспериментально исследовались в ИГД им. А. А. Скочинского [66]. Использовались дисковые инструменты диаметром 0,068; 0,104; 0,150 и 0,199 м.

В работе [93] автором установлено, что при изменении диаметра инструмента в пределах 0,12–0,35 м и 0,20–0,30 м усилие P_y возрастает в 2,23–1,37 раза.

Исходя из условия повышения прочности опорного узла и износостойкости дискового инструмента, снижения скорости скольжения точек лезвия относительно породы, возможности увеличения шага разрушения и уменьшения количества дисков на исполнительном органе выемочного комбайна, наиболее целесообразно использовать диски диаметром 0,27–0,31 м [62, 63].

Анализируя влияние основных факторов на силовые и энергетические показатели процесса разрушения горных пород дисковыми инструментами, а также сравнительные испытания указанного инструмента на отечественных и зарубежных проходческих комбайнах, можно сделать вывод, что данный инструмент является в указанных условиях более эффективным по сравнению с резцовым инструментом. Так, энергоемкость процесса разрушения снижается в среднем на 30–35%, а при работе по крепким породам преимущества дисковых инструментов еще более заметны с точки зрения стойкости инструмента [63].

Основными параметрами разрушения являются шаг разрушения t и глубина разрушения h . Уменьшение числа дисковых ин-

струментов на исполнительном органе может быть достигнуто путем увеличения шага разрушения t .

Возможность увеличения шага разрушения t ограничивается недопустимостью превышения предельных нагрузок, действующих на дисковый инструмент. Максимальное значение шага разрушения не должно превышать величины, соответствующей блокированному режиму разрушения, при котором резко возрастают усилия на инструменте. Кроме того, величина допустимых усилий зависит от сопротивляемости разрушению массива дисковым инструментом, а также от глубины разрушения h [62].

Важное значение имеет относительный шаг разрушения, выражаемый соотношением t/h . Авторами работы [78] замечено, что с ростом глубина разрушения (по абсолютному значению шага разрушения) размеры зоны установившегося режима работы дискового инструмента увеличиваются.

Держачем К. Ф., Бароном М. И., Глатманом Л. Б. было отмечено, что с увеличением шага разрушения $t > 0,032-0,04$ м работа дискового инструмента происходит в прерывисто-установившемся режиме, причем, если в зоне установившегося режима интенсивность прироста величин усилий P_Y и P_Z невелика, то в зоне прерывисто-установившегося режима вместе с ростом сопротивляемости разрушению абсолютные различия величин усилий P_Y и P_Z по мере увеличения шага разрушения становятся все более и более значительными.

В то же время коэффициенты неравномерности усилий k_Z и k_Y от глубины разрушения и шага разрушения практически не зависят, что объясняется, очевидно, периодическим распространением опережающих трещин перед работающим диском [62, 64, 93, 94].

Результаты исследований И. И. Лозовского [95] при разрушении углицементного блока с сопротивляемостью резанию 140–170 кН/м дисковым инструментом диаметром $D = 0,30$ м с углом резания $\gamma = 30^\circ$ при шаге разрушения $t = 0,05$ м представлены на рисунке 1.4, а. Во время исследований регистрировались усилия P_Y и P_Z , а также определялась сортность продуктов разрушения. Зависимости усилий подачи P_Y , перекачивания P_Z от глубины разрушения h при различном соотношении t/h параметров разрушения изображены на рисунке 1.4, б, энергоемкость процесса разрушения – на рисунке 1.4, в.

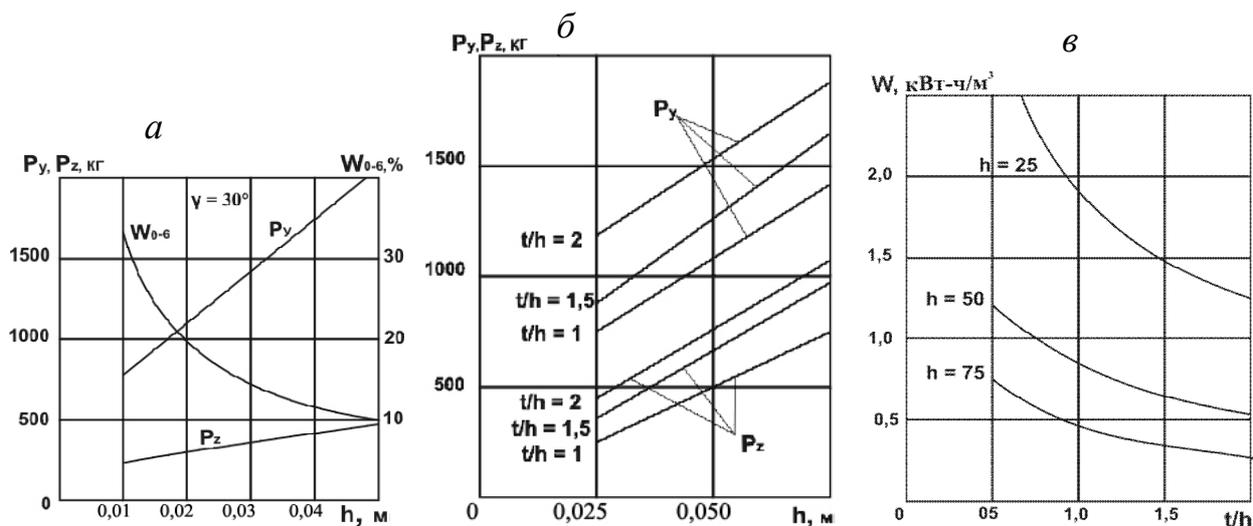


Рисунок 1.4. Зависимости усилий P_y , P_z и энергоёмкости W процесса разрушения от параметров разрушения h , t , t/h : *a* – от глубины разрушения h при $t = 0,05$ м с учетом выхода угля класса 0-6; *б* – от глубины разрушения h при различном соотношении t/h ; *в* – от соотношения параметров разрушения t/h при различной глубине разрушения h

Эти исследования установили эффективность работы дисковых инструментов при разрушении угля даже по сравнению с резцами струговых исполнительных органов.

В работе Шанина А. С. [71] приведены зависимости усилий при разрушении блока с временным сопротивлением одноосному сжатию $\sigma_{сж} = 89,7$ МПа дисковым инструментом диаметром 0,20; 0,24; 0,28; 0,32 м и углом резания $\gamma = 30^\circ$, при шаге разрушения $t = 0,04$ – $0,06$ м и глубине разрушения $h = 0,02$ – $0,04$ м:

$$P_y = 0,808D + 16,5t + 24,5h; \quad (1.5)$$

$$P_z = -0,85D + 20,05t + 25,71h \quad (1.6)$$

с коэффициентами вариации соответственно равными: 44,8–47,5% и 15,8–18,5%, что говорит о большом разбросе данных, полученных для усилия P_z .

В работе [74] представлены исследования по расчету нагрузок на дисковом инструменте и энергоёмкости процесса разрушения:

$$P_z = R\theta t_p \sin \varphi \cdot \sin(k\theta) \sigma_{сж}(\gamma)/2,3, \text{ кН} \quad (1.7)$$

$$H_w = \frac{A(P_z)}{V_{ср}} = 0,0272 \frac{P_z \cdot Z}{V_{ср}}, \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{м}^3 \quad (1.8)$$

Определено, что для угля чем больше соотношение t_p/h , тем меньше энергоёмкость и эффективнее процесс разрушения. Зависи-

мости N_w от t_p/h для различных значений углов наклона плоскостей ослабления к поверхности разрушения $\gamma = 0^\circ, 30^\circ, 60^\circ$ показывают, что наименьшие затраты энергоемкости наблюдаются для угла $\gamma \approx 60^\circ$. Этому же значению γ соответствует наилучшая сортность угля.

Таким образом, в процессе проектирования проходческих горных машин и их рабочего инструмента необходимо знание величины и характера нагрузок, возникающих на инструменте в процессе его работы. Эти нагрузки определяются при моделировании процесса разрушения дисковым инструментом пород и углей.

Исследования дисковых инструментов как элемента, непосредственно участвующего во взаимодействии горной машины с разрушаемым массивом, до определенного времени были направлены, в основном, на определение работоспособности того или иного типа дискового инструмента. Изучению самого процесса взаимодействия уделялось мало внимания. При этом использование многими авторами различных критериев разрушения вносит некоторую неопределенность в полученные результаты и не позволяет однозначно использовать их при проектировании нового типа дискового скалывающего инструмента. Так, например, И. И. Лозовский [95] для описания состояния разрушаемого массива использовал сопротивляемость резанию, Д. М. Дергунов [63] – осредненный коэффициент крепости, а А. С. Шанин [71] – предел прочности на сжатие, на изгиб и контактную прочность горных пород. Однако при приведении этих различных показателей к одному (например, к осредненному коэффициенту крепости) с помощью эмпирических зависимостей [107] и сопоставление этих силовых показателей работы дискового инструмента при одинаковых режимных параметрах показывает, что различие в полученных данных составляет 37–62% [61]. Объясняется это тем, что вышеприведенные критерии не соответствуют механизму отделения стружки дисковым скалывающим инструментом.

Для описания взаимодействия дисковых инструментов с массивом пород или угля необходимо разработать универсальный критерий, отвечающий механизму разрушения массива дисковым инструментом, основанный на описании разрушаемой среды реологическими моделями, разработанными в механике сплошных сред и механике хрупкого разрушения.

Представляют интерес результаты производственных исследований, в которых использованы дисковые инструменты на экспериментальных рабочих органах проходческих комбайнах избирательного действия для механического способа разрушения углей и крепких горных пород [12, 34, 113].

Общий вид, схемы набора и расстановки породоразрушающих инструментов на опытных образцах рабочих органов представлены на рисунках 1.5–1.8 со следующими элементами: 1 – коронка; 2 – дисковый инструмент; 3 – резец; 4 – забурник; 5 – зарубной диск; 6 – погрузочная лопасть (рисунок 1.7).

Методика и условия проведения производственных испытаний реализованы при проведении выработок по рудным и угольным пластам с твердыми включениями и прослойками с пределом прочности на сжатие $\sigma_{сж}$ до 87 МПа и $\sigma_{сж}$ до 112 МПа. Испытания проводились в два этапа. Первый этап включал в себя исследования комбайна, оборудованного серийным рабочим органом, второй – экспериментальным рабочим органом, оснащенным дисковыми инструментами. В процессе сравнительных исследований определялись силовые, энергетические показатели работы комбайна и удельный расход рабочего инструмента.

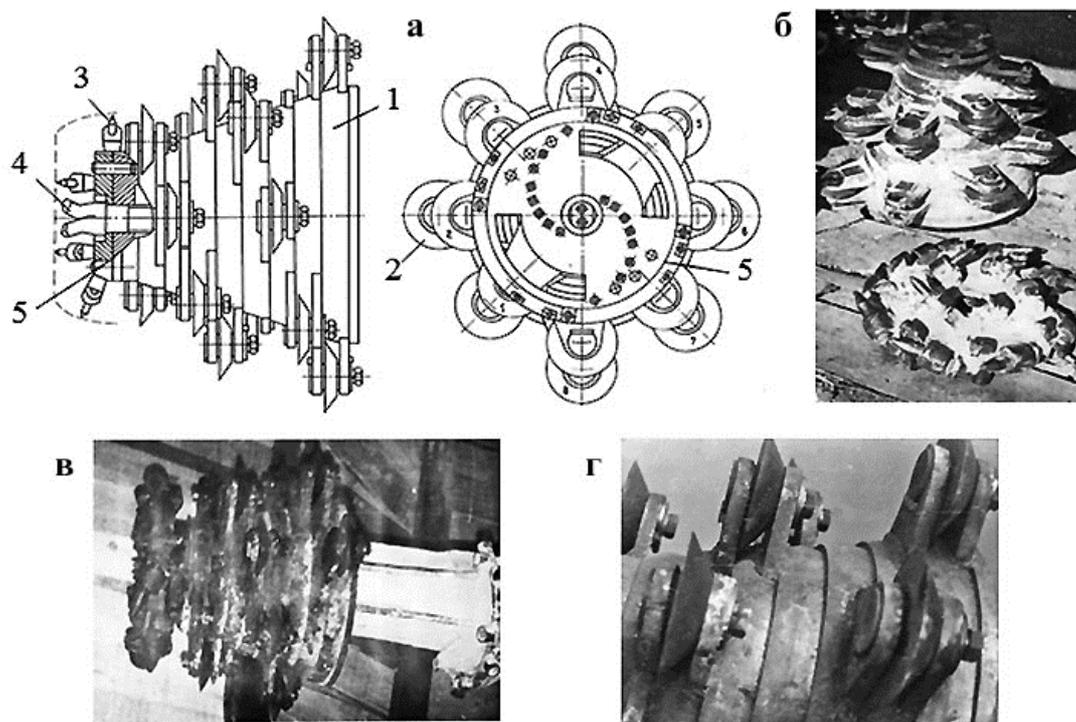


Рисунок 1.5. Рабочий орган первого типа

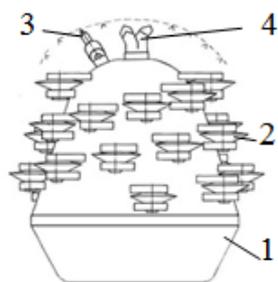


Рисунок 1.6. Рабочий орган второго типа

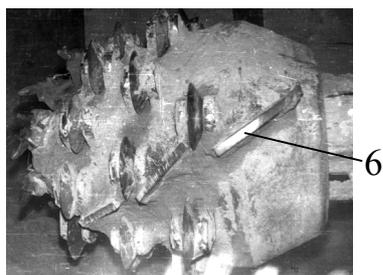


Рисунок 1.7. Рабочий орган третьего типа

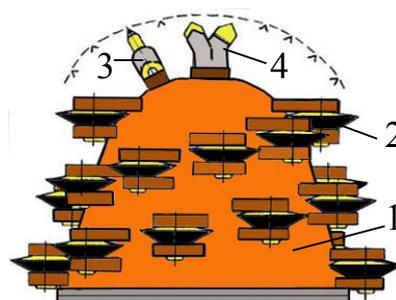
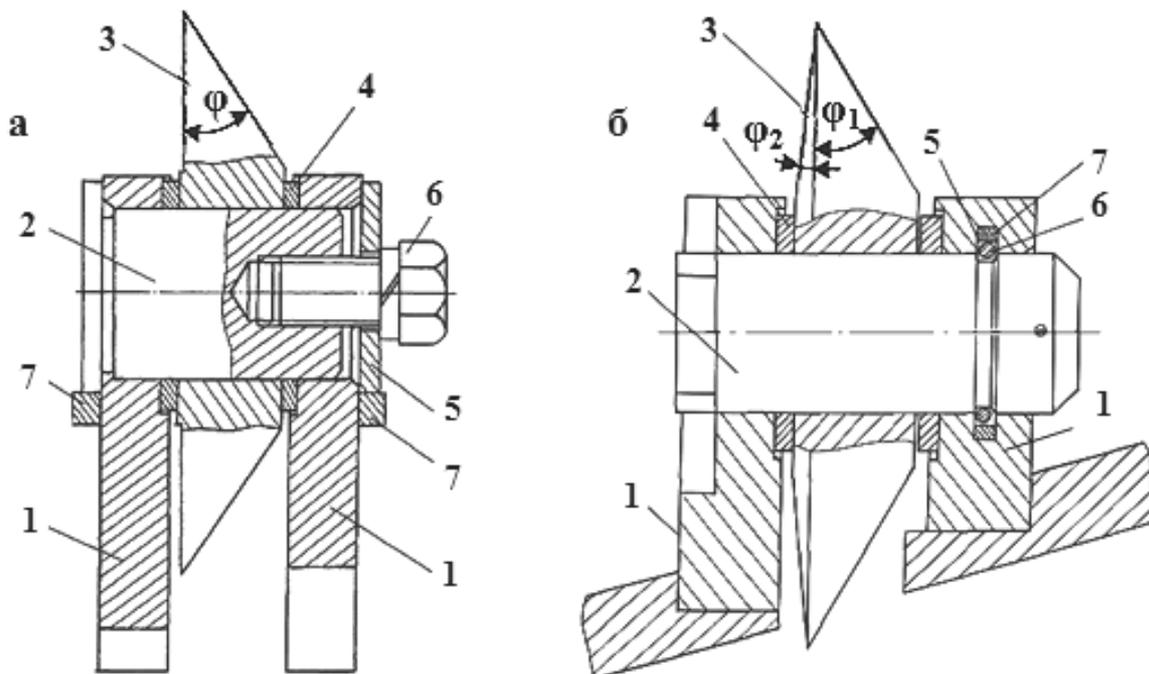


Рисунок 1.8. Рабочий орган четвертого типа

На рисунке 1.9 представлены варианты узлов крепления дискового инструмента диаметром $D = 0,16$ м и углом заострения $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 30 \div 35^\circ$ [113].

Рисунок 1.9. Двухопорные узлы крепления дисковых инструментов:
а – конических и *б* – биконических

На рисунке 1.9, *а* представлен узел крепления, состоящий из двух кронштейнов 1, в которых на оси 2 закрепляется конический дисковый инструмент 3 с дистанционными кольцами 4. От осевого смещения ось 2 предохраняет крышка 5 и болт 6 с пружинной шайбой, а для предотвращения от проворачивания ось 2 удерживается ригелем 7. На рисунке 1.9, *б* представлен узел крепления, состоящий из двух кронштейнов 1, в которых на оси 2 закрепляется бикононический дисковый инструмент 3 с дистанционными кольцами 4. Для фиксации оси 2 внутри правого кронштейна 1 расположен паз 5 с запорным кольцом 6 и резиновой прокладкой 7.

Во время испытаний была выявлена трудоемкость прямого забуривания телескопом стрелы рабочего органа (рисунок 1.5) из-за высоких осевых нагрузок. Конструкция рабочего органа по рисунку 1.6 показала более высокую работоспособность, особенно в режиме забуривания.

На рабочем органе с погрузочными лопастями (рисунок 1.7) было отмечено налипание песчано-глинистых пород и резкое ухудшение погрузочной способности при работе в водонасыщенных пластах. Удовлетворительная энергоемкость и расширенная область применения проходческого комбайна по прочности горных пород были получены при эксплуатации коронки, изображенной на рисунке 1.8.

В целом обобщенный анализ известных исследований процесса разрушения горных пород и углей дисковыми инструментами показывает, что его влияние на режимы нагружения исполнительных органов различных горных машин носит неоднозначный характер, затрудняющий разработку универсальной модели напряженно-деформированного состояния отдельных узлов и деталей. Это ограничивает возможности применимости известных методик расчета и проектирования проходческих комбайнов избирательного действия с дисковым инструментом на исполнительных органах.

Кроме того, обобщенный анализ современного уровня развития горнопроходческой техники показывает, что в известных научных исследованиях и конструкторских разработках отсутствует информация о совмещении процессов разрушения, дробления негабаритов и погрузки разрушенной горной массы и реализации реверсивных режимов работы коронок на исполнительных органах

проходческих комбайнов избирательного действия с дисковым инструментом.

Поэтому перспективным направлением представляется разработка конструкции модульных блоков с узлами консольного крепления дискового инструмента на многогранных призмах корпусов рабочих органах проходческих комбайнов с целью снижения заштыбовки и повышения эффективности процесса монтажно-демонтажных операций при замене дисковых инструментов в призабойном пространстве.

С учетом оценки области применения и уровня развития проходческих комбайнов избирательного действия, сформулированы следующие выводы:

– в Кузнецком бассейне добывается более половины (55%) всего угля в стране, что определяет его ведущим угледобывающим регионом. При этом доля углей для коксования в общей добыче страны может составлять 23,3%. Основной объем добычи этих углей приходится на предприятия Кузбасса – 71,6%. Прочность пород Кузнецкого бассейна изменяется в очень широких пределах, как по площади, так и по глубине залегания. Предел прочности при одноосном сжатии песчаников составляет 10–200 МПа, алевролитов 8–140 МПа, аргиллитов 6–70 МПа, каменного угля 8–24 МПа;

– уровень комбайновой проходки в стране приближается к 93,5% общего объема проведенных выработок. Дальнейшее наращивание объемов добычи полезных ископаемых подземным способом влечет за собой необходимость увеличения темпов и эффективности проведения подготовительных горных выработок, что потребует расширения области применения и повышения функциональных возможностей проходческих комбайнов при эксплуатации в структурно-неоднородных забойных массивах;

– проходческие комбайны избирательного действия, проигрывая по производительности комбайнам фронтального типа, обладают, вместе с этим, способностью адаптироваться к разрушению структурно-неоднородных забойных массивов и к изменению формы, размеров сечения выработок;

– опыт эксплуатации показал, что для комбайнов с исполнительными органами, оснащенными дисковым инструментом, характерно разрушение угля и породных прослоек крупным сколом, снижение пылеобразования, удельной энергоемкости и расхода инструмента.

2. РАЗРАБОТКА УЗЛОВ КРЕПЛЕНИЯ И МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЗОК НА ДИСКОВОМ ИНСТРУМЕНТЕ

В рамках решения первой и второй научных задач обоснована область применения дискового инструмента и предложены конструктивные блоки с узлами его консольного закрепления к многогранным призмам стреловидных исполнительных органов для реализации реверсивных режимов работы с совмещением процессов разрушения, дробления и погрузки горной породы [38, 56, 124, 125]. Для исследования напряженно-деформированного состояния дискового инструмента разработаны конечно-элементные модели консольных узлов крепления дискового инструмента на коронках проходческих комбайнов с использованием системы SolidWorks Simulation.

2.1. Обоснование вариантов совершенствования конструкций узлов крепления дискового инструмента

На кафедре горных машин и комплексов КузГТУ разработаны варианты конструкций исполнительных органов проходческих комбайнов избирательного действия для проведения горных выработок по углю и смешанному забою с крепкими и абразивными породными прослойками, отдельными включениями. Конструкции исполнительных органов позволяют расширить область применения проходческих комбайнов на разрушение структурно-неоднородных сред забойных массивов горных пород, включая негабариты, причиной появления которых являются процессы отжима и внезапных выбросов угля, породы, газа в призабойных пространствах подземных горных выработок.

Основной научно-технический результат предлагаемых исполнительных органов заключается в повышении эффективности проведения горных выработок путем совмещения процессов разрушения, дробления и погрузки в исполнительном органе проходческого комбайна.

На рисунках 2.1–2.8 представлены базовые варианты конструкций исполнительных органов с дисковым и резцовым инструментами на многогранных призмах, базирующихся на технических решениях по патентам РФ: 2455486, 128898, 134586, 136086, 138704, 141339, 146845, 149617, 152701, 183759, 187566, 189654, 201219, 2689455 [126–139].

Исполнительные органы проходческих комбайнов избирательного действия могут иметь два варианта конструктивного исполнения (рисунок 2.1) и содержат стрелу 1 с двумя разрушающе-погрузочными коронами 2, кинематически связанными между собой через раздаточный редуктор 3 [56, 126, 140–142].

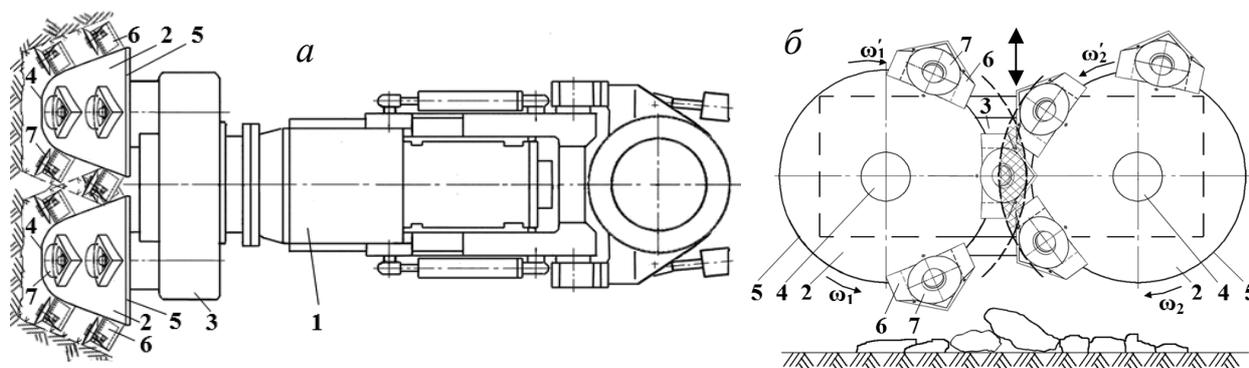


Рисунок 2.1. Исполнительный орган с двумя радиальными реверсивными коронами: *а* – конструктивная схема; *б* – схема дробления негабаритов; 1 – стрела; 2 – разрушающе-погрузочные коронки; 3 – раздаточный редуктор; 4, 5 – меньшее и большее основание коронок; 6 – трехгранная призма; 7 – дисковый инструмент

В первом варианте исполнительного органа корпус каждой из разрушающе-погрузочных коронок 2 выполнен в виде усеченной конической поверхности, объединяющей меньшее основание 4 со стороны забоя с большим основанием 5 со стороны раздаточного редуктора 3. На наружных поверхностях каждой из разрушающе-погрузочных коронок 2 жестко закреплены трехгранные призмы 6 с дисковыми инструментами 7 без возможности монтажа-демонтажа по неизменяемым вариантам схем набора.

Во втором варианте корпус каждой из коронок выполнен в виде усеченной многогранной пирамиды с возможностью монтажно-демонтажных операций с изменяемыми вариантами схем набора трехгранных призм по ширине захвата [126, 141].

Для повышения эффективности монтажно-демонтажных операций узла крепления дискового инструмента в трехгранных призмах исполнительных органов в виде радиальных разрушающе-погрузочных коронок проходческих комбайнов избирательного действия представлен первый вариант их конструктивного исполнения (рисунок 2.2, *а*) [127, 143]. Конструкция содержит трехгранную призму 1, дисковый инструмент 2, установленный с возможностью

вращения на жестко закрепленной цапфе-втулке 3 с дистанционными торцевыми шайбами 4 в виде упорных подшипников, зафиксированных в осевом направлении внутренней торцевой поверхностью буртика оси 5. Ось 5 размещена внутри цапфы-втулки 3 и сопряжена с ней цилиндрической поверхностью и шпоночным соединением со шпонкой-фиксатором 6. Ось 5 имеет глухое резьбовое отверстие, внутри которого размещен крепежный винт 7. Винт 7 зафиксирован от проворота стопорной шайбой 8 и имеет собственную шестигранную головку, жестко прижатую к торцу цапфы-втулки 3. По второму варианту конструкция рисунка 2.2, б содержит сквозное резьбовое отверстие внутри оси 5 [128, 143].

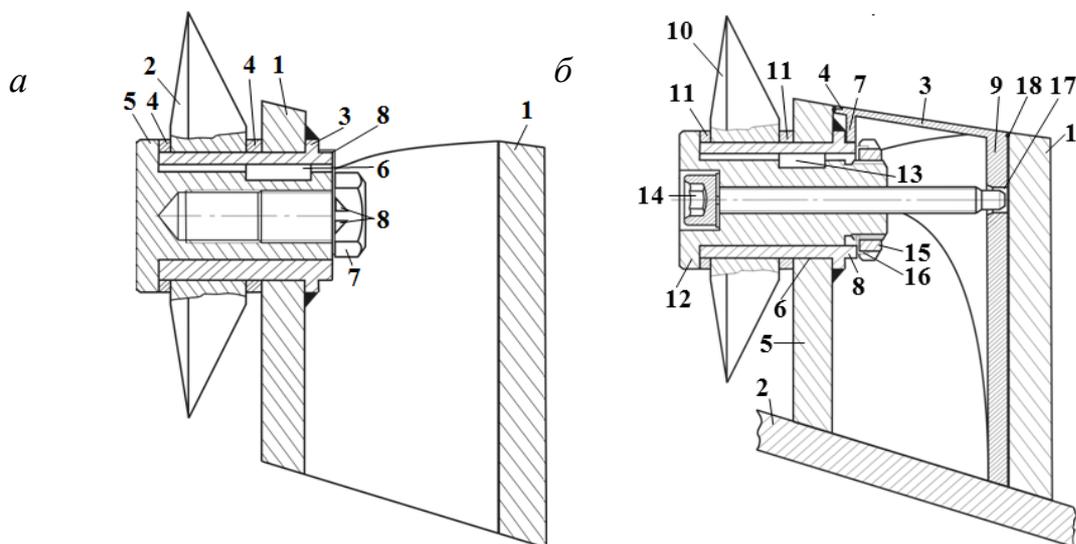


Рисунок 2.2. Варианты узла крепления дискового инструмента в трехгранной призме: *а* – с глухим резьбовым отверстием; *б* – с трехгранной крышкой

Конструкция защищает внутреннее пространство трехгранной призмы с узлом крепления дискового инструмента от проникновения разрушенной горной массы при эксплуатации комбайна. Она также повышает эффективность монтажных и демонтажных операций. Узел крепления содержит трехгранную призму 1, жестко закрепленную на наружной поверхности разрушающе-погрузочной коронки 2, и трехгранную крышку 3 с технологическими камерами-канавками 4 для демонтажа. Конструкция трехгранной призмы 1 включает в себя забойную грань 5 со сквозным цилиндрическим отверстием 6. Трехгранная крышка 3 имеет опорную перегородку 7 с полуцилиндрическим зевом, опирающимся на неподвижную цап-

фу-втулку 8. С другой стороны крышка 3 имеет крепежную стойку 9, опирающуюся на поверхность корпуса разрушающе-погрузочной коронки 2. Цапфа-втулка 8 жестко закреплена на внутренней поверхности забойной грани 5 трехгранной призмы 1, консольная часть которой проходит через отверстие 6 во внешнее пространство. Дисковый инструмент 10 с дистанционными торцевыми шайбами 11 установлен с возможностью вращения на цапфе-втулке 8. Шайбы 11 зафиксированы в осевом направлении внутренней торцевой поверхностью упорного буртика оси 12.

Наружная цилиндрическая поверхность оси 12 с упорным буртиком через шпонку-фиксатор 13 соединена подвижно в осевом направлении с внутренней поверхностью цапфы-втулки 8. Ось 12 содержит сквозное резьбовое отверстие, внутри которого размещен крепежный винт 14 с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ. Для фиксации от осевого смещения по шпоночному соединению ось 12 имеет консольный участок с внешней резьбой для размещения круглой шлицевой гайки 15 и стопорной шайбы 16. Цилиндрическая поверхность крепежного винта 14 размещена в коническо-цилиндрическом отверстии 17 крепежной стойки 9 и фиксирует от перемещений трехгранную крышку 3 с уплотнительным кольцом 18.

Для осуществления пылеподавления при разрушении, дроблении и погрузке горной массы трехгранными призмами с дисковым инструментом с обеспечением возможности проведения монтажно-демонтажных операций в призабойном пространстве в процессе эксплуатации проходческого комбайна избирательного действия предлагается устройство пылеподавления на рисунке 2.3 [130, 144].

Данное устройство содержит трехгранную призму 1, жестко закрепленную на наружной поверхности разрушающе-погрузочной коронки 2 и трехгранную крышку 3 с технологическими камерами-канавками 4. Дисковый инструмент 5 установлен с возможностью вращения на цапфе-втулке с дистанционными торцевыми шайбами 6, зафиксированными в осевом направлении внутренней торцевой поверхностью упорного буртика оси 7. На поверхности внешней забойной грани трехгранной призмы 1 размещены две бонки 8. На верхней поверхности каждой бонки 8 установлены форсунки 9 под углом атаки γ . Выходные сопла форсунок 9 размещены на радиусе r_i относительно оси вращения разрушающе-погрузочной коронки 2

в плоскости параллельной плоскости забойной грани трехгранной призмы 1 на расстоянии t . При этом оси выходных сопел форсунок 9 расположены в плоскости, пересекающей обод дискового инструмента 5 с кольцевой режущей кромкой по сегменту, хорда которого удалена от оси вращения дискового инструмента 5 на $4/5$ его радиуса R_d . Патрубки 10 и 11 присоединены к бонкам 8 и тройнику 12, который в свою очередь присоединен к ниппелю 13 с обратным клапаном 14.

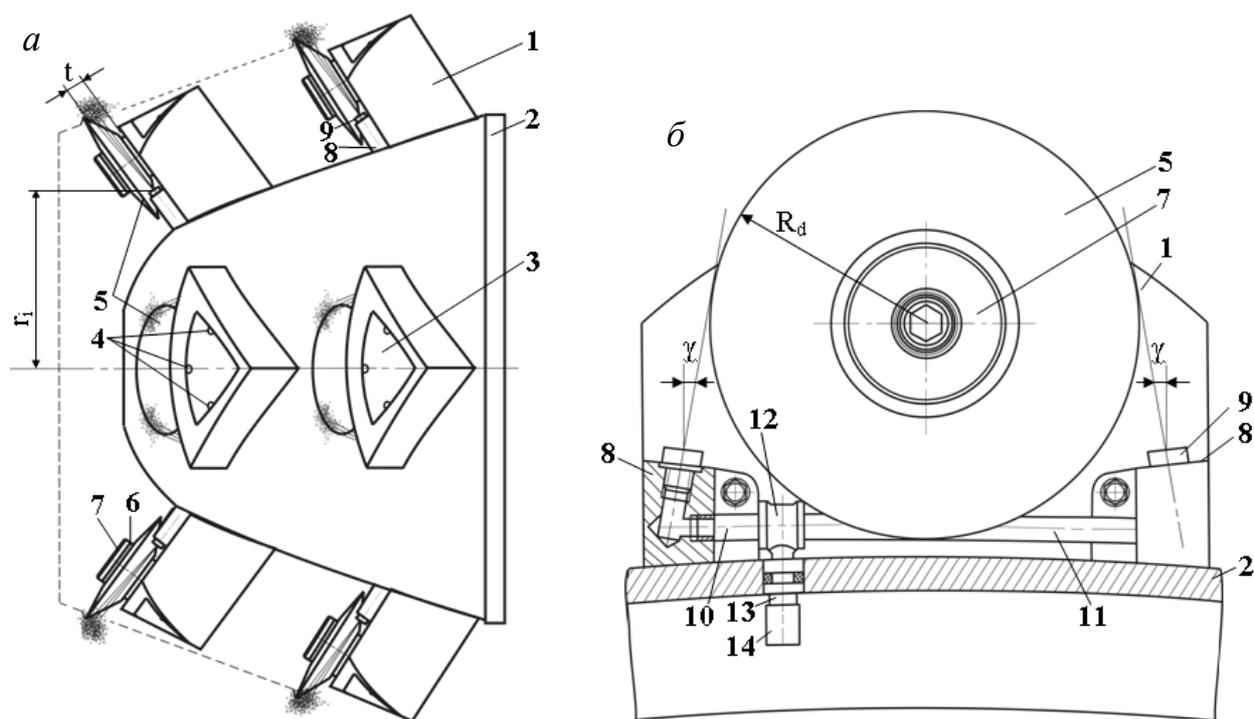


Рисунок 2.3. Реверсивная коронка проходческого комбайна с дисками:
a – общий вид коронки; *б* – схема установки форсунок

Для повышения эффективности монтажно-демонтажных операций в призабойном пространстве подземной горной выработки при замене узла крепления дискового инструмента в трехгранной призме предлагается устройство (рисунок 2.4) [131, 145]. Предлагаемый узел крепления дискового инструмента содержит трехгранную призму 1, жестко закрепленную на наружной поверхности коронки 2 проходческого комбайна, и трехгранную крышку 3. Со стороны передней грани внутренняя поверхность трехгранной крышки 3 содержит опорную седловую стойку-фиксатор 4, которая выполнена в виде пластины. Она содержит внутренний полуцилиндрический зев с двумя направляюще-ориентирующими усами, толщина которых

меньше ширины проточки 5 оси 6 с упорным буртиком на величину допустимого осевого люфта.

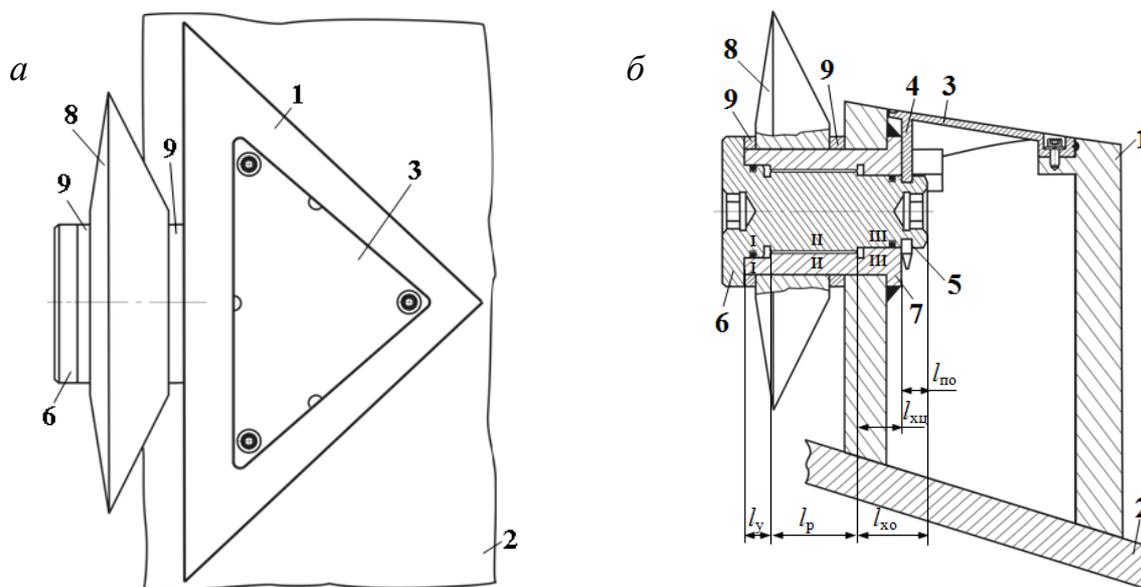


Рисунок 2.4. Устройство трехгранной призмы с узлом крепления дискового инструмента: *a* – вид сверху; *б* – радиальное сечение

Конструкция трехгранной призмы 1 (рисунок 2.4) со стороны внешнего пространства включает в себя поверхности двух погружно-транспортирующих граней и поверхность передней грани со сквозным цилиндрическим отверстием, в котором жестко закреплена цапфа-втулка 7. Дисковый инструмент 8 консольно установлен перед передней гранью трехгранной призмы 1 на жестко закрепленной цапфе-втулке 7 с возможностью свободного вращения между двумя дистанционными торцевыми шайбами 9 с фиксируемым осевым зазором. Цапфа-втулка 7 имеет трехступенчатую внутреннюю поверхность, первая ступень I которой выполнена гладкой, расположена со стороны забойного торца, имеет максимальный диаметр и минимальную длину l_y . Вторая ступень II выполнена резьбовой имеет диаметр, меньший диаметра поверхности первой ступени I, а ее длина l_p превышает длину l_{xii} поверхности третьей ступени III. Торцевая поверхность третьей ступени III выходит во внутреннее пространство трехгранной призмы 1. Поверхность третьей ступени III выполнена в виде гладкого цилиндрического участка с диаметром, меньшим диаметра цилиндрической поверхности второй ступени II. Ось 6 с упорным буртиком имеет трехступенчатую наружную поверхность, конгруэнтную участкам трехсту-

пенчатой внутренней поверхности цапфы-втулки 7 на участках длиной l_y , l_p , l_{x0} . В центральных частях свободных торцевых поверхностей оси 6 с упорным буртиком выполнены шестигранные гнезда под ключ.

Для формирования схем набора трехгранных призм с дисковым инструментом, адаптивных к широкому спектру условий эксплуатации и повышению эффективности монтажно-демонтажных работ, представлены следующие технические решения (рисунок 2.5) [126, 133, 146, 147]. Реверсивный рабочий орган содержит фланец 1, ступицу 2 и корпус 3, выполненный в виде сварной многогранной призмы. На наружной поверхности многогранной призмы жестко закреплены направляющие 4 с боковыми зубчатыми рейками 5. На зубчатых рейках 5 с определенным шагом разрушения относительно друг друга прикреплены опоры 6 П-образной формы.

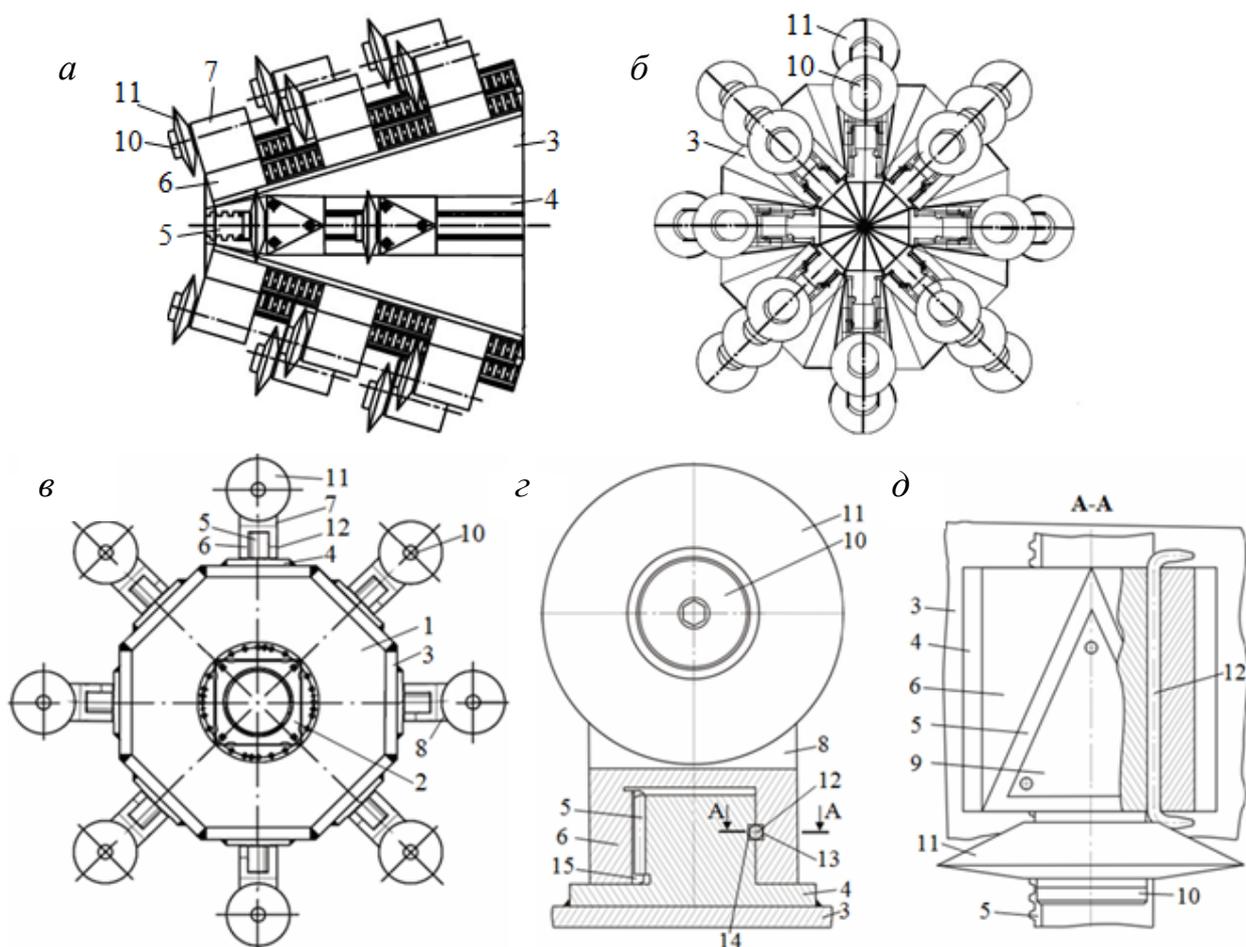


Рисунок 2.5. Радиальная коронка с дисковым инструментом на корпусе-пирамиде: а – общий вид; б – вид спереди; в – вид на большее основание; г – зубчато-реечный замок трехгранной призмы; д – зона размещения проволочного фиксатора

Схемы закрепления трехгранных призм 7, 8 (рисунок 2.5) позволяют реализовать кутковые и линейные линии резания. Каждая трехгранная призма 7, 8 закрыта трехгранными крышками 9 и содержит оси 10 с упорными буртиками и дисковыми инструментами 11. Опоры 6 П-образной формы крепятся к направляющим 4 с помощью разъемных проволочных замков-фиксаторов, выполненных в виде длинных цилиндрических стержней 12 с отгибными коническими торцевыми хвостовиками. Они размещены в квадратных сквозных боковых прямоугольных пазах 13, 14 опор 5 П-образной формы и зубчатых реек 5. Опоры 6 П-образной формы выполнены с внутренним П-образным ручьем, одна грань которого выполнена плоской, а другая противоположная грань выполнена с зубчатой поверхностью 15.

Для проведения горных выработок проходческими комбайнами избирательного действия по угольным и смешанным углепородным забойным массивам с коэффициентом крепости по шкале проф. М. М. Протодяконова $f \leq 4 \div 6$ предложено техническое решение [134, 147] в виде исполнительного органа выемочно-проходческой горной машины (рисунок 2.6, а). Он содержит стрелу 1, коронку 2 со ступицей, трехгранные призмы 3 с реверсивным породоразрушающим двухлезвийным режущим инструментом 4 на узлах крепления к трехгранной крышке 5 осью 6 с упорным буртиком.

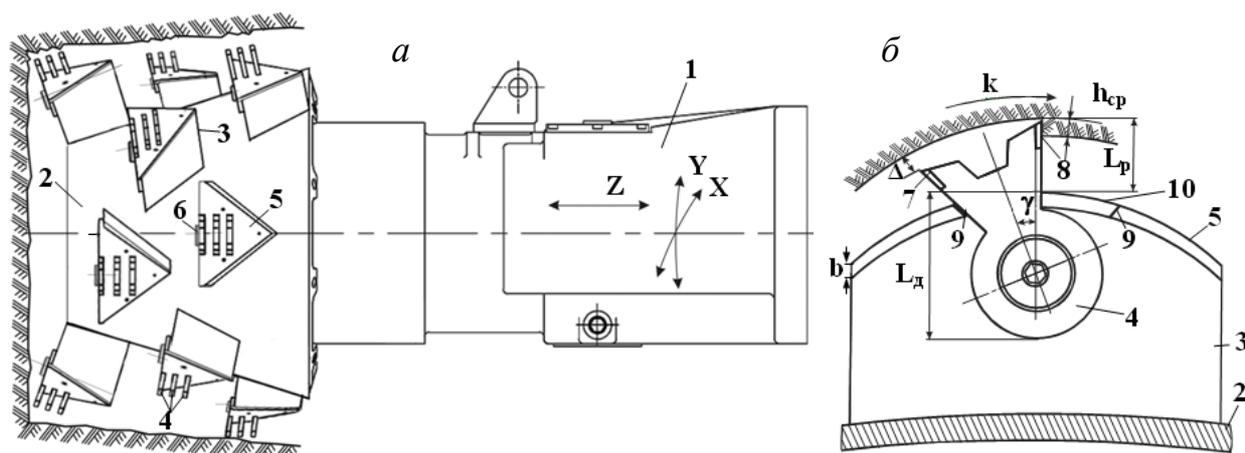


Рисунок 2.6. Конструкция исполнительного органа выемочно-проходческой горной машины с поворотными резцами на трехгранных призмах: а – общий вид; б – схема разрушения забоя реверсивным двухлезвийным поворотным резцом

При проходке выработки стрела 1 может осуществлять перемещение на забой по трем направлениям: X-поперечное, Y-вертикальное, Z-продольное при непрерывном вращении коронки 2 как по часовой, так и против часовой стрелке k . При вращении по часовой стрелке (рисунок 2.6, б) режущие грани 7, 8 двухлезвийных поворотных резцов 4 с наружным конструктивным вылетом L_p и внутренним вылетом державки L_d опираются на одну из поперечных боковых граней 9 сквозного П-образного паза 10 с сохранением установочного угла γ , средней стружки h_{cp} и условного зазора Δ .

Для повышения эффективности процесса зарубки исполнительного органа проходческого комбайна избирательного действия с поперечно-осевыми аксиальными коронками, которые разделены друг от друга корпусом раздаточного редуктора, предложено в межкорончатой зоне размещать дисковые инструменты на четырехгранных призмах (рисунки 2.7, 2.8) [129, 132, 143, 147–150].

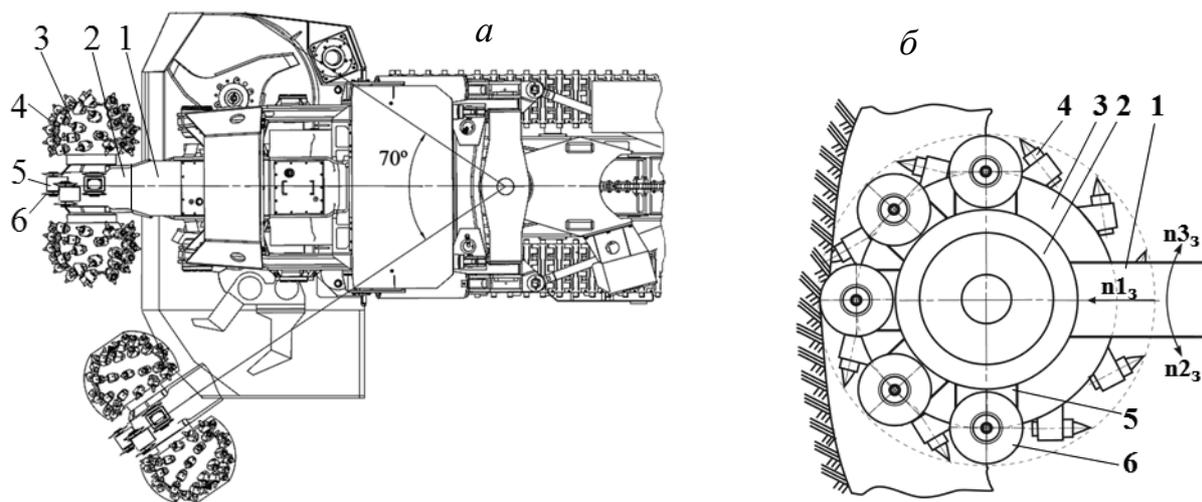


Рисунок 2.7. Проходческий комбайн с аксиальными коронками:
a – вид сверху; *б* – схема вписывания дисковых инструментов

Исполнительный орган (рисунок 2.7) проходческого комбайна избирательного действия содержит стрелу 1, корпус 2 раздаточного редуктора с двумя разрушающими аксиальными коронками 3, содержащими тангенциальные резцы 4. К корпусу 2 раздаточного редуктора прикреплены четырехгранные призмы 5 с двумя дисковыми инструментами 6. Внутреннее пространство четырехгранной призмы 5 узлами крепления дискового инструмента 6 закрыто герметичной четырехгранной крышкой. Диаметр окружности (рисунок 2.7, б), описывающий вылет наружных кромок дисковых инструментов 6 в плоско-

сти перпендикулярной оси вращения коронок 3, не превышает диаметра окружности, описывающий максимальный радиальный вылет крайних резцов 4 на больших основаниях разрушающих аксиальных коронок 3.

Узел крепления в четырехгранной призме (рисунок 2.8, *а*) содержит четырехгранную призму 1, отдельные дисковые инструменты 2, цапфы-штулки 3, приваренные к внутренним поверхностям граней-стоек, дистанционные торцевые шайбы 4, оси 5 с упорными буртиками. Наружные цилиндрические поверхности осей 5 через шпонки 6 сопряжены с внутренними поверхностями цапф-штулок 3. Оси 5 через резьбовые хвостовики жестко прикреплены стопорными шайбами 7 и гайками 8 к внутренним торцевым поверхностям цапф-штулок 3, создавая возможность свободного вращательного движения дискам 2. К боковым стенкам четырехгранной призмы 1 приварены бонки 9 с резьбовыми гнездами для крепления крышки 10. Сквозные внутренние резьбовые отверстия в осях 5 закрыты винтами 12, головки которых размещены в цилиндрических углублениях 11 со стороны внешних торцов упорных буртиков осей 5.

Для уменьшения процесса заклинивания и износа дискового инструмента при зарубке стреловидного исполнительного органа проходческого комбайна с аксиальными коронками в забойный массив предложено устройство (рисунок 2.8, *б*), включающее четырехгранную призму со спаренными дисковыми инструментами [132, 147].

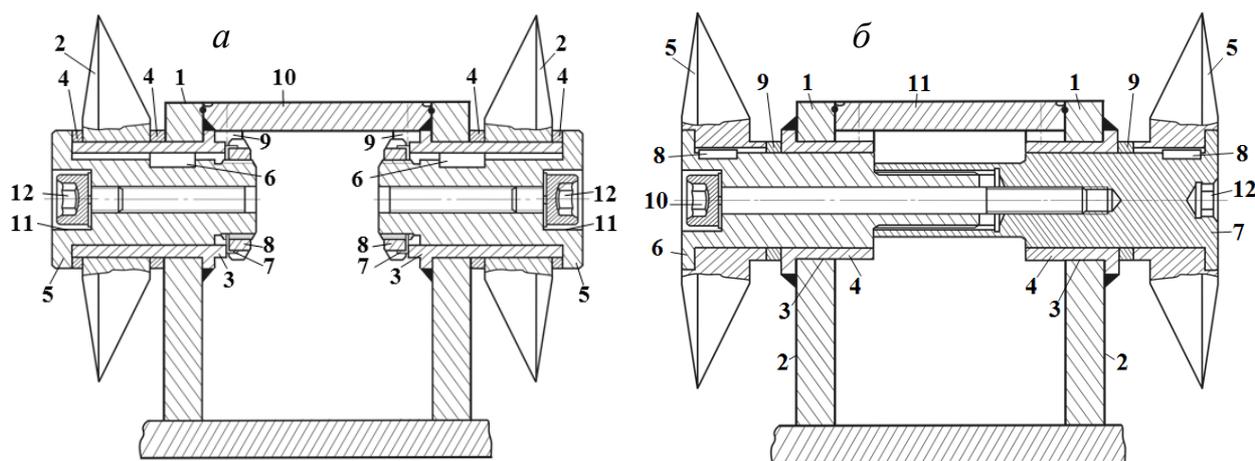


Рисунок 2.8. Узлы крепления в четырехгранной призме: с отдельными (*а*) и со спаренными (*б*) дисковыми инструментами

Четырехгранная призма 1 (рисунок 2.8, *б*) состоит из двух рабочих граней 2 со сквозными цилиндрическими отверстиями 3 и

двух боковых граней. Внутри каждого отверстия 3 размещена цапфа-штулка 4. При этом спаренные дисковые инструменты 5 выполнены в виде единого сборно-разборного конструктивного модульного блока с возможностью совместного свободного вращения относительно неподвижных цапф-штулок 4. Единый сборно-разборный конструктивный модульный блок выполнен в виде жестко прикрепленных друг другу двух осей 6 и 7 с упорными буртиками, одна из которых содержит шлицевой хвостовик, а другая содержит шлицевую штулку. Оси 6 и 7 имеют зоны, обеспечивающие шпоночное присоединение дискового инструмента 5 посредством шпонки-фиксатора 8. Дистанционные торцевые шайбы 9 размещены между торцевыми поверхностями каждого из двух дисковых инструментов 5 и торцевыми поверхностями упорных буртиков каждой из двух цапф-штулок 4. Ось 6 выполнена со ступенчатым сквозным отверстием, внутри которого размещен дистанционный винт 10 для крепления единого сборно-разборного конструктивного блока. Для защиты внутреннего пространства четырехгранной призмы 1 используют четырехгранную крышку 11. Со стороны свободного торца оси 7 выполнено шестигранное углубление 12 под ключ для осуществления монтажно-демонтажных операций.

Представленные технические решения являются базой для проведения сравнительной оценки напряженного состояния сопрягаемых конструктивных элементов модульных блоков в виде многогранных призм с дисковым инструментом на исполнительных органах проходческих комбайнов избирательного действия при статическом моделировании процессов разрушения забойных массивов с неоднородной структурой от угольных до породных, что обеспечит выявление закономерностей изменения усилий нагружения P_x , P_y , P_z и рационального выбора для дальнейших направлений совершенствования и разработки конструкций модульных блоков дискового инструмента.

2.2. Оценка напряженно-деформированного состояния тангенциальных поворотных резцов для разрушения забойных массивов

Для изучения вопросов напряженного состояния породоразрушающего дискового инструмента были проанализированы существующие методики различных авторов.

В частности, в работе Крестовоздвиженского П. Д. [18] представлены методические основы, позволяющие производить исследования напряженного состояния тангенциальных поворотных резцов (ТПР) с различными формами головной части и технологическими дефектами. Рассмотрено влияние различных дефектов на прочность ТПР, расчет производился с использованием численного метода (метода конечных элементов). Вид конечного элемента и его размер оказывают существенное влияние на достоверность результатов расчета. Метод конечных элементов (МКЭ) основан на идеализации сплошного тела (континуума) совокупностью конечных элементов [151], взаимодействующих между собой в конечном числе узловых точек, и вполне подходит для предварительного суждения о напряжениях и деформациях.

Для расчета автором была использована система Ansys 9.0, интегрированная в программный комплекс Solid Works 2007. Эта программа [152] позволяет выполнять расчеты двух- и трехмерных тел для случаев плоского и объемного напряженно-деформированного состояний, результаты вычислений соответствуют 3 (теория максимальных касательных напряжений) и 4 (критерий максимальной энергии формообразования) теории прочности [153] и выводятся в качестве напряжений по Мизесу и интенсивности напряжений.

В качестве конечного элемента был выбран SOLID 95 (рисунок 2.9), применяемый при расчетах трехмерных тел и представляющий собой объемный шестигранник подобный SOLID 45, но имеющий не 8, а 20 узлов [154, 155]. К узлам, находящимся в вершине, добавлены промежуточные узлы на серединах сетки. Он поддерживает элементы вырожденной формы: четырехугольные, призматические, пирамидальные.

Объектом для расчета принята упрощенная модель резца. Упрощение заключалось в принятии корпуса резца и твердосплавной вставки как однородной конструкции. На рисунке 2.10 представлено приложение нагрузки к ТПР.

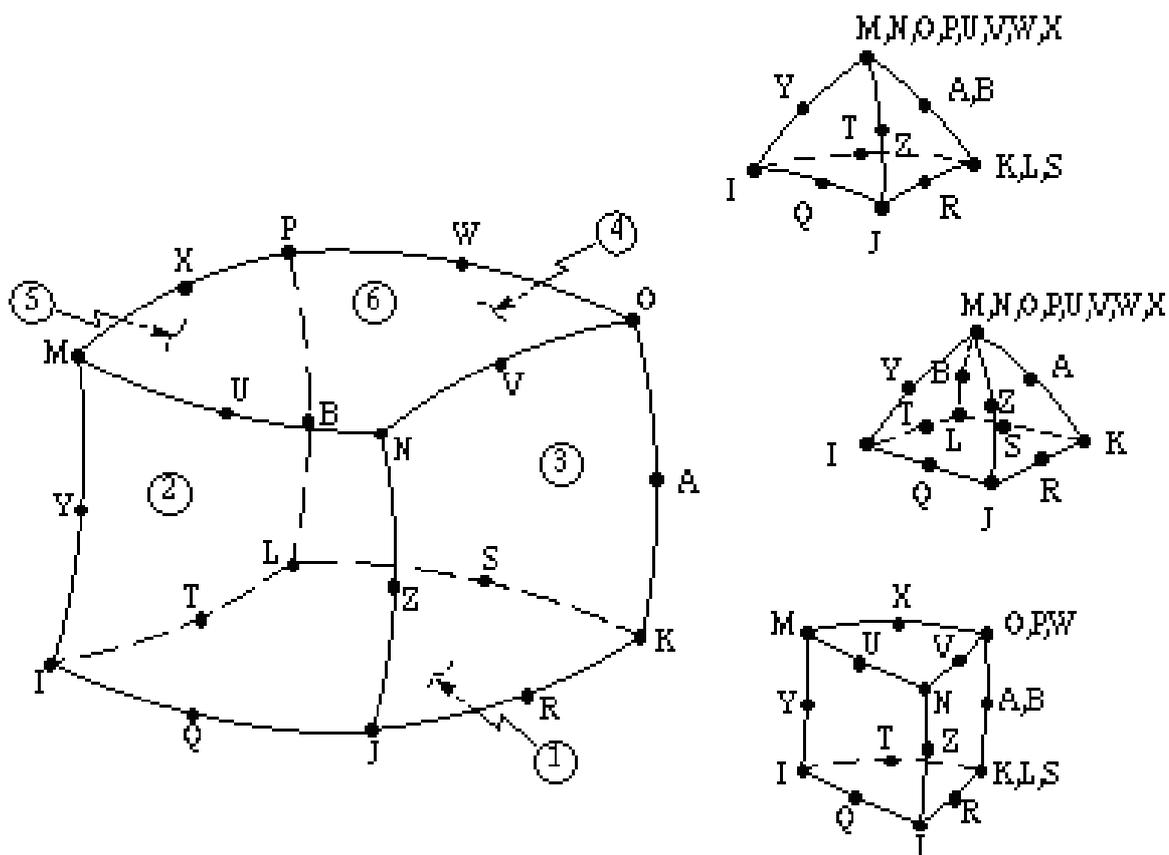


Рисунок 2.9. Элемент SOLID 95

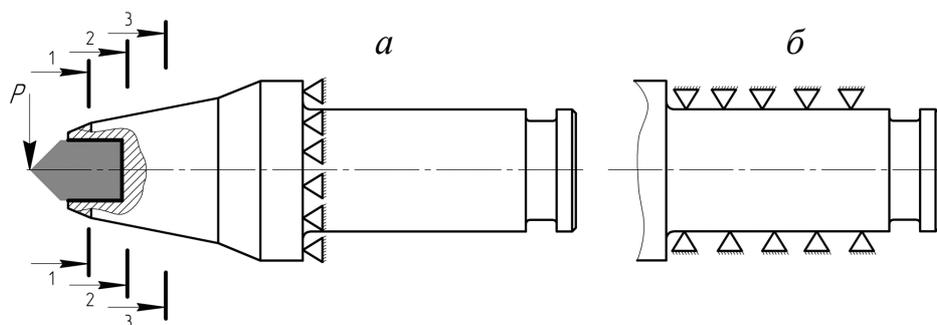


Рисунок 2.10. Схемы приложения нагрузки и ограничений к ТПР: *a* – головная часть резца представлена жесткозакрепленной консольной балкой; *б* – закрепление, моделирующее неполную посадку резца, *P* – изгибающая сила

Моделирование взаимодействия с разрушаемой средой [156] достигалось представлением резца в виде жесткозакрепленной консольной балки с приложенной к ней изгибающей силы. Максимальные напряжения [157], при которых ТПР может оставаться вполне работоспособным

$$\sigma = \frac{Fl}{I} y \leq [\sigma] \quad (2.1)$$

где F – изгибающая сила, ℓ – конструктивный вылет, I – осевой момент инерции.

Была оценена достоверность результатов [158] расчетов, произведенных методом определения максимальных напряжений в опасном сечении в сравнении с расчетами, произведенными МКЭ, погрешность составила 7%.

В работе [18] рассмотрено вооружение исполнительного органа очистного комбайна с применением тангенциальных поворотных резцов (ТПР) различной конструкции головной части: линейная, вогнутая и выпуклая. Расчетные модели соответствовали по геометрии реальным конструкциям головных частей резцов (производство ООО «Горный инструмент»), изготовленных из легированной стали 35ХГСА с физическими характеристиками $E = 2.15 \cdot 10^5$ МПа, $\nu = 0.3$. К вершине резца прикладывалась изгибающая сила в 4 кН. Торцевая поверхность головной части закреплялась неподвижно. В качестве конечного элемента использовался элемент SOLID 95. На рисунке 2.11 представлены результаты моделирования напряженного состояния головных частей ТПР.

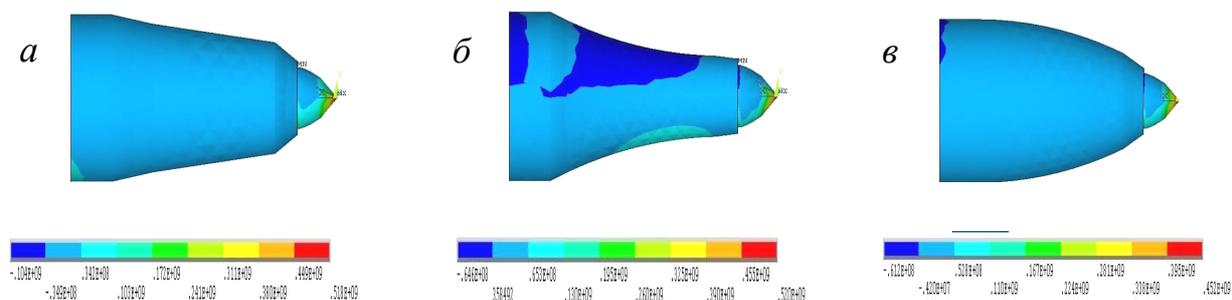


Рисунок 2.11. Напряженное состояние головных частей (S_1): с линейной (а), с вогнутой (б), с выпуклой (в) головной частью

Результаты расчета представлены напряжениями, действующими на главных площадках (S_1 , S_2 , S_3), а также нормальными напряжениями (S_x , S_y , S_z) и эквивалентными напряжениями. Исследование напряженного состояния головных частей тангенциальных поворотных резцов позволяет оптимизировать их конструкцию и определить область применения той или иной формы головной части резца.

Сравнение напряжений, возникающих в теле резца, позволило сделать вывод, что наиболее прочной является выпуклая головная часть, а наименее – вогнутая.

В работе Чупина С. А. [159] представлен анализ и выбор компьютерных программ для моделирования процесса деформирования фрагментов тангенциальных поворотных резцов. Наибольшее распространение для получения информации о напряженно-деформированном состоянии материалов, подвергающихся обработке давлением, получил программный комплекс DEFORM-3D. Положительным аспектом программы DEFORM-3D является и то, что геометрию инструмента и заготовки можно импортировать из САД (САЕ) программ (систем автоматического проектирования – Компас, SolidWorks, Autodesk Inventor, CATIA и др.), что существенно облегчает построение объектов, имеющих сложную конфигурацию. Также программа дает возможность моделировать весь технологический процесс производства изделия, включая термическую и механические обработки.

Для исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) сопрягаемых конструктивных элементов модульных блоков в виде многогранных призм с дисковым инструментом на исполнительных органах проходческих комбайнов избирательного действия целесообразно использование метода конечных элементов с решениями в системе SolidWorks Simulation.

2.3. Разработка конечно-элементных моделей дискового инструмента на многогранных призмах

Для определения эффективных границ области применения дисковых инструментов по прочности разрушаемого забойного массива исследования охватывают несколько основных этапов (рисунки 2.12) [38, 146, 160].



Рисунок 2.12. Этапы обоснования параметров конструктивных блоков дискового инструмента на исполнительных органах

Для моделирования напряженно-деформированного состояния (НДС) консольных узлов крепления дискового инструмента на коронках проходческих комбайнов использовалась система Solid-Works Simulation, в которой общий алгоритм решения задачи по методу конечных элементов (МКЭ) в линейной постановке имеет следующий вид [161]:

1. Производится дискретизация объема, занимаемого деталью или сборкой на элементы (создается сетка конечных элементов). Для объемного тела область разбивается на тетраэдры с гранями, аппроксимируемыми линейными или параболическими функциями координат. Для поверхностных моделей – на плоские или криволинейные треугольники.

2. Для пространственных конечных элементов степенями свободы являются перемещения в направлении осей локальной систе-

мы координат элемента. Для конечных элементов оболочек к трем перемещениям в каждом узле добавляются по три угла поворота нормали к срединной поверхности области, аппроксимируемой элементом, относительно тех же осей.

3. Определяются зависимости для преобразования перемещений и углов поворота в узлах к глобальной системе координат.

4. Вычисляются матрицы жесткости конечных элементов. В формулы для расчета компонентов матриц жесткости конечных элементов помимо координат узлов входят модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов. Если анализируется сборка, то в зависимости от принадлежности элемента детали при расчете матриц жесткости элементов используются соответствующие характеристики жесткости материала.

5. Полученные матрицы жесткости с использованием зависимостей для перехода от локальных систем координат элемента в глобальные преобразуются в глобальную систему координат.

6. Матрицы жесткости, представленные в глобальных координатах, объединяются в глобальную матрицу жесткости $[K]$.

7. Назначенные пользователем граничные условия, статические и кинематические, приводятся к нагрузкам и перемещениям в узлах, выраженным в глобальной системе координат, и включаются в столбец усилий $\{F\}$.

8. Полученная линейная система уравнений вида $[K] \{\Delta\} = \{F\}$ решается относительно столбца перемещений $\{\Delta\}$. Для решения используются итерационные или прямые методы.

Для описания особенностей решаемой задачи использовались кинематические (крепления) и статические (нагрузки) граничные условия. В качестве кинематического граничного условия использовалось крепление «Зафиксированный», приложенное к нижней поверхности в виде основания трехгранной призмы, жестко прикрепленного к корпусу коронки проходческого комбайна. Данный вид крепления задает линейные перемещения по трем координатным осям, равные нулю. В качестве статического граничного условия использовалась сила, приложенная к части грани диска и сориентированная в соответствии с составляющими силы резания. Принималось,

что сила равномерно распределена по поверхности, к которой она приложена.

Поскольку расчет проводился для сборки узла крепления дискового инструмента на коронке проходческого комбайна, необходимо было описать условия контактного взаимодействия для соприкасающихся граней деталей. Было применено контактное условие «Нет проникновения», исключающее возникновение интерференции компонентов, но допускающее появление зазоров. Контактное условие использовалось с опцией «Поверхность с поверхностью». Данный набор контактных условий дает максимальную точность при решении контактной задачи с гладкими криволинейными взаимодействующими гранями, но требует наибольших затрат вычислительных ресурсов.

При дискретизации геометрической модели использовалась сетка с параболическими конечными элементами (КЭ) в форме тетраэдров [161]. Параболические КЭ обеспечивают лучшее описание геометрии модели сеткой и повышенную точность расчетов за счет большего по сравнению с линейными КЭ числа узлов. Параметры сетки: размер КЭ – 10 мм; допуск – 0,5 мм; автоматическое уплотнение сетки не использовалось.

Для расчета использовался алгоритм FFEPlus, поскольку он, как правило, является более производительным при решении задач большой размерности.

В SolidWorks Simulation доступны два алгоритма решения системы линейных уравнений:

- прямой метод для разреженных матриц (Direct sparse). Этот метод базируется на алгоритме Холесского с применением компактной схемы хранения матрицы жесткости;
- итерационный компактный метод (FFEPlus). Он основан на разложении Ланшоца и рекомендуется для задач с числом степеней свободы более 300 тыс.

Разработаны конечно-элементные модели (рисунок 2.13) для исследования напряженно-деформированного состояния конструктивных вариантов консольных узлов крепления дисковых инструментов к многогранным призмам на исполнительных органах проходческих комбайнов [142, 147, 150, 161–163, 164–166].

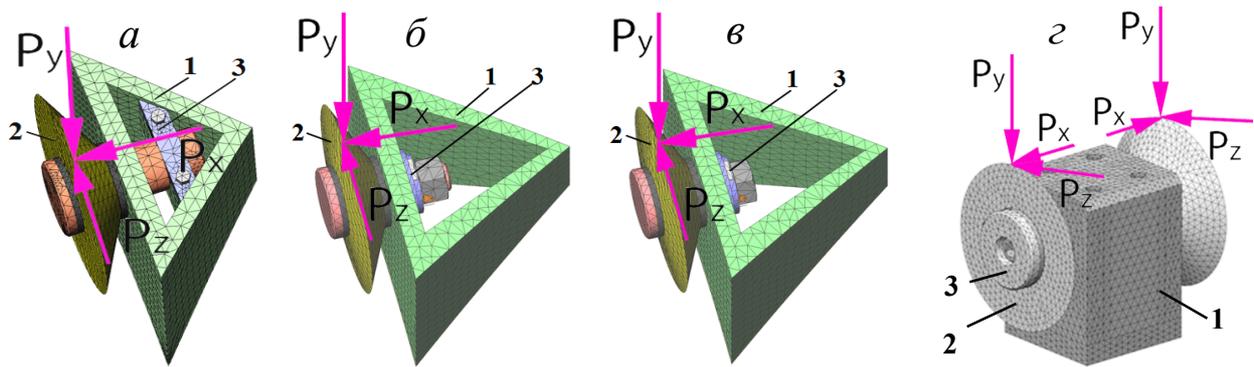


Рисунок 2.13. Конечно-элементные модели вариантов конструкций консольного закрепления дискового инструмента к трехгранным (*а*, *б*, *в*) и четырехгранным (*г*) призмам (см. рисунок 2.8): *а* – с планкой-замком; *б* – с крепежным винтом; *в* – с гайкой; 1 – призма; 2 – дисковый инструмент; 3 – узел крепления

Расчет усилий резания P_z , внедрения P_y и бокового P_x на дисковых инструментах производился в соответствии со схемой, представленной на рисунке 2.14, по формулам (2.2–2.6) [12, 113, 150, 167] с учетом конструктивных, режимных параметров дискового инструмента, а также характеристик разрушаемого массива $\sigma_{сж}$ (таблица 2.1) [11]. При этом рассматривались два варианта конструкции консольных узлов крепления с углами наклона оси дискового инструмента на трехгранной призме к продольной оси рабочего органа $\varphi_k = 0^\circ$ (первый) и $\varphi_k = 10^\circ; 18^\circ$ (второй).

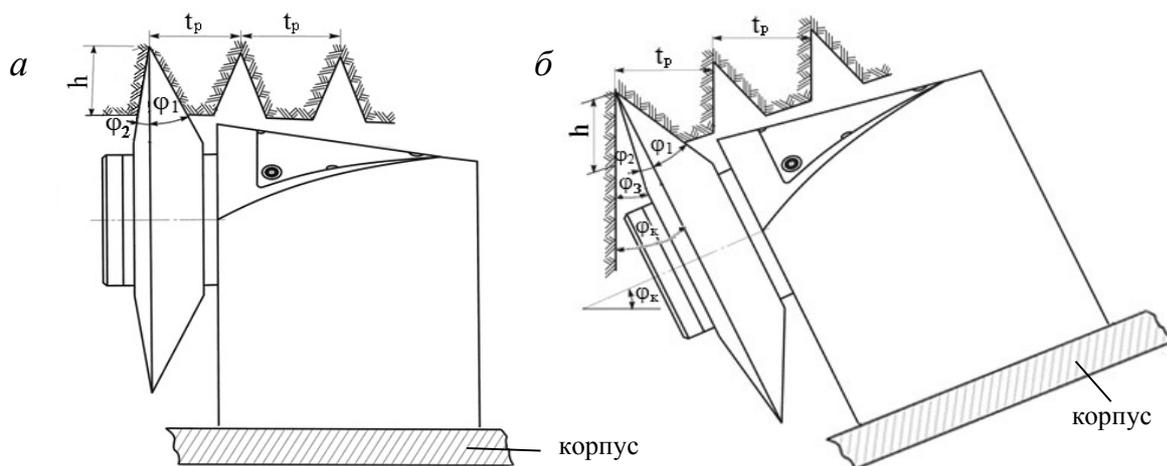


Рисунок 2.14. Расположение трехгранной призмы с биконическим дисковым инструментом относительно корпуса рабочего органа комбайна: *а* – для барабана при $\varphi_k = 0^\circ$; *б* – для коронки с $\varphi_k = 10^\circ$ или 18°

Для первого варианта при $\varphi_k = 0^\circ$ расчет произведен:

– для условий $\sigma_{сж} \geq 50$ МПа с коническим диском

$$\begin{aligned} P_z &= R\theta\sqrt{\rho}\sqrt{t_p} \cdot \sin(0,9\theta) \cdot \sin\varphi \cdot \sigma_{сж} \cdot 2; \\ P_y &= P_z \cdot \operatorname{ctg}(k\theta); \\ P_x &= P_z \cdot \frac{c\lambda b}{R\sin(k\theta)}; \end{aligned} \quad (2.2)$$

– для условий $\sigma_{сж} \geq 50$ МПа с биконическим диском

$$\begin{aligned} P_z &= R\theta\sqrt{\rho}\sqrt{t_p} \cdot \sin(0,9\theta) \cdot \frac{\sin(\varphi_1 + \varphi_2)}{\cos\varphi_2} \cdot \sigma_{сж} \cdot 2; \\ P_y &= P_z \cdot \operatorname{ctg}(k\theta); \\ P_x &= P_z \cdot \frac{c\lambda b}{R\sin(k\theta)}, \end{aligned} \quad (2.3)$$

– для условий $\sigma_{сж} \leq 50$ МПа с коническим диском

$$\begin{aligned} P_z &= R\theta t_p \cdot \sin(k\theta) \cdot \frac{\sigma_{сж}}{2,3} \cdot \sin\varphi \cdot e^{(\sigma_p/\sigma_{сж})}; \\ P_y &= R\theta t_p \cdot \cos(k\theta) \cdot \sin\varphi \cdot \frac{\sigma_{сж}}{2,3} \cdot e^{(\sigma_p/\sigma_{сж})}; \\ P_x &= (\pm\lambda b) \cdot R\theta \cdot \sin(k\theta) \sin\varphi \cdot \frac{\sigma_{сж}}{2,3} \cdot e^{(\sigma_p/\sigma_{сж})}. \end{aligned} \quad (2.4)$$

– для условий $\sigma_{сж} \leq 50$ МПа с биконическим диском

$$\begin{aligned} P_z &= R\theta t_p \cdot \sin(k\theta) \cdot \frac{\sin(\varphi_1 + \varphi_2)}{\cos\varphi_2} \cdot \frac{\sigma_{сж}}{2,3} \cdot e^{(\sigma_p/\sigma_{сж})}; \\ P_y &= R\theta t_p \cdot \cos(k\theta) \cdot \frac{\sin(\varphi_1 + \varphi_2)}{\cos\varphi_2} \cdot \frac{\sigma_{сж}}{2,3} \cdot e^{(\sigma_p/\sigma_{сж})}; \\ P_x &= (\pm\lambda b) \cdot R\theta \cdot \sin(k\theta) \cdot \frac{\sin(\varphi_1 + \varphi_2)}{\cos\varphi_2} \cdot e^{(\sigma_p/\sigma_{сж})}. \end{aligned} \quad (2.5)$$

Для второго варианта при $\varphi_k = 10^\circ; 18^\circ$ расчет произведен:

– при $\sigma_{сж} \geq 50$ МПа для биконического диска

$$\begin{aligned} P_z &= R\theta\sqrt{\rho}\sqrt{t_p} \cdot \sin(0,9\theta) \cdot \frac{\sin((\varphi_{1\text{констр.}} - \varphi_k) + (\varphi_{2\text{констр.}} + \varphi_k))}{\cos(\varphi_{2\text{констр.}} + \varphi_k)} \cdot \sigma_{сж} \cdot 2; \\ P_y &= P_z \cdot \operatorname{ctg}(k\theta); \\ P_x &= P_z \cdot \frac{c\lambda b}{R\sin(k\theta)}, \end{aligned} \quad (2.6)$$

где P_z, P_y, P_x – усилия, кН; R – радиус дискового инструмента, м; $\theta = \arccos((R-h)/R)$, рад; p – радиус кромки притупления дискового инструмента, м; t_p – шаг разрушения, м; h – глубина внедрения, м; b – толщина инструмента, м; $\varphi_{1\text{констр.}}, \varphi_{2\text{констр.}}$ – конструктивные пе-

редний и задний углы заострения, град; φ_k – угол наклона продольной оси узла крепления дискового инструмента к оси вращения коронки, град (рисунок 2.14); $k = 0,8$ при $L > h$, $k = 0,5$ при $L = h$; L – высота обнаженной поверхности, м; $0 \leq \lambda \leq 1$ – в зависимости от вида реза; σ_p , $\sigma_{сж}$ – пределы прочности на одноосное растяжение и сжатие, МПа; $c = 1,0$ – заблокированный и повторно-блокированный режим разрушения, $c = -1,0$ – свободный и полусвободный режим разрушения.

Таблица 2.1. Показатели свойств углей и пород по Ленинскому угленосному району Кузбасса

Пласт	Модуль упругости $E \cdot 10^{-4}$, МПа	Коэффициент Пуассона μ	Плотность ρ_0 , кг/м ³	Предел прочности при	
				сжатию $\sigma_{сж}$, МПа	растяж. σ_p , МПа
<i>Угольный массив</i>					
1. Польшаевский-2	0,5	0,24	1420	12,4	1,2
2. Толмачевский	0,4	0,23	1440	13,5	0,9
3. Байкаимский	0,6	0,23	1420	14,8	1,2
<i>Породный массив</i>					
1. Польшаевский-2 – основная кровля	2,9	0,25	2690	51	5,9
– почва	2,7; 1,6	0,23; 0,27	2700; 2680	40,9; 30,6	4,8; 3,9
2. Толмачевский – основная кровля	3,1	0,21	2720	60,6	6,9
– почва	2,4	0,2	2760	37,2	4,3
3. Байкаимский – основная кровля	3,5	0,27	2760	78,9	8,6
– почва	2,21	0,24	2780	40,3	3,6

Полученные усилия P_z , P_y , P_x нагружения (таблицы 2.2–2.4) [113, 150] приложены к конечно-элементным моделям дисковых инструментов с узлами их крепления на многогранных призмах (рисунок 2.13). В результате получены картины напряженно-деформированного состояния с учетом прочности разрушаемых горных пород для четырех вариантов конструкций дискового инструмента диаметром $D = 0,16$ м (три биконических с углами заострения: $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 25^\circ + 5^\circ = 30^\circ$; $20^\circ + 10^\circ = 30^\circ$; $15^\circ + 15^\circ = 30^\circ$ и один конический $\varphi = 30^\circ$).

Таблица 2.2. Результаты расчета усилий на диске к трехгранной призме при $\varphi_k = 0^\circ$

Усилия, кН	Характеристики разрушаемого массива по $\sigma_{сж}$, МПа									
	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
<i>Биконический дисковый инструмент $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 25^\circ + 5^\circ = 30^\circ$</i>										
P_z	2,06	2,48	2,89	3,3	3,72	4,13	4,54	4,96	5,37	5,78
P_y	6,4	7,7	8,97	10,26	11,54	12,82	14,1	15,39	16,67	17,95
P_x	2,52	3,03	3,53	4,04	4,54	5,05	5,6	6,06	6,57	7,07
<i>Биконический дисковый инструмент $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 20^\circ + 10^\circ = 30^\circ$</i>										
P_z	2,09	2,58	2,92	3,34	3,76	4,18	4,6	5,01	5,43	5,85
P_y	6,48	7,78	9,08	10,37	11,67	12,97	14,27	15,56	16,86	18,16
P_x	2,55	3,06	3,57	4,09	4,6	5,11	5,62	6,13	6,64	7,15
<i>Биконический дисковый инструмент $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 15^\circ + 15^\circ = 30^\circ$</i>										
P_z	2,13	2,57	2,98	3,41	3,83	4,26	4,68	5,11	5,54	5,96
P_y	6,61	7,93	9,26	10,58	11,9	13,22	14,55	15,87	17,19	18,51
P_x	2,6	3,12	3,64	4,17	4,69	5,21	5,73	6,25	6,77	7,29
<i>Конический дисковый инструмент $\varphi = 30^\circ$</i>										
P_z	2,06	2,47	2,88	3,29	3,7	4,11	4,53	4,94	5,35	5,76
P_y	6,39	7,66	8,94	10,22	11,49	12,77	14,05	15,33	16,6	17,88
P_x	2,51	3,02	3,52	4,02	4,53	5,03	5,53	6,04	6,54	7,05

Таблица 2.3. Результаты расчета усилий при разрушении проходческих забоев дисковым инструментом на четырехгранной призме при $\varphi_k = 0^\circ$

Усилия, кН	Характеристики разрушаемого массива по $\sigma_{сж}$, МПа					
	<i>Угольный массив</i>			<i>Породный массив</i>		
	12,4	13,5	14,8	51	60,6	78,9
	<i>при $h = 0,04$ м</i>			<i>при $h = 0,006$ м</i>		
<i>Биконический дисковый инструмент: $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 25^\circ + 5^\circ = 30^\circ$</i>						
P_z	4,946	5,255	5,812	3,548	4,216	5,489
P_y	11,11	11,737	13,054	11,009	13,082	17,033
P_x	0,323	0,314	0,318	4,337	5,154	6,71
<i>Биконический дисковый инструмент: $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 20^\circ + 10^\circ = 30^\circ$</i>						
P_z	5,003	5,286	5,879	3,589	4,26	5,553
P_y	11,239	11,873	13,205	11,137	13,23	17,23
P_x	0,327	0,317	0,322	4,388	5,21	6,788
<i>Биконический дисковый инструмент: $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 15^\circ + 15^\circ = 30^\circ$</i>						
P_z	5,101	5,389	5,994	3,659	4,348	5,662
P_y	11,458	12,105	13,463	11,354	13,492	17,566
P_x	0,333	0,324	0,328	4,473	5,315	6,921
<i>Конический дисковый инструмент: $\varphi = 30^\circ$</i>						
P_z	4,927	5,205	5,79	3,535	4,2	5,469
P_y	11,068	11,692	13,004	10,968	13,032	16,968
P_x	1,739	1,837	2,043	4,321	5,134	6,685

Зависимости распределения усилий P_x , P_y , P_z от разрушаемых горных пород $\sigma_{сж}$ при углах ($\varphi_k = 0^\circ$; 10° и 18°) наклона оси дискового инструмента на трехгранной призме к продольной оси рабочего органа представлены на рисунках 2.15–2.20. Коэффициент достоверности аппроксимации для всех зависимостей $R^2 = 1$. Характер распределения усилий нагружения P_x , P_y , P_z представлен в таблицах 2.5–2.7 [167].

Таблица 2.4. Результаты расчета нагрузок при разрушении проходческих забоев дисковым инструментом на трехгранной призме при $\varphi_k = 10^\circ$ и 18°

Усилия, кН*	Характеристики разрушаемого массива по $\sigma_{сж}$, МПа									
	<i>Породный массив (при $h = 0,006$ м)</i>									
	50	80	100	120	140	50	80	100	120	140
	$\varphi_k = 10^\circ$					$\varphi_k = 18^\circ$				
<i>Биконический дисковый инструмент: $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 5^\circ + 25^\circ = 30^\circ$</i>										
P_z	2,513	4,021	5,027	6,032	7,038	2,815	4,504	5,631	6,757	7,883
	3,403	5,445	6,807	8,168	9,53	3,812	6,099	7,624	9,149	10,674
P_y	7,798	12,478	15,597	18,717	21,836	8,735	13,976	17,47	20,964	24,458
	10,56	16,895	21,119	25,343	29,567	11,82	18,923	23,654	28,385	33,116
P_x	3,072	4,916	6,145	7,374	8,603	3,441	5,506	6,883	8,259	9,636
	4,16	6,656	8,32	9,985	11,649	4,659	7,455	9,319	11,183	13,047
<i>Биконический дисковый инструмент: $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 10^\circ + 20^\circ = 30^\circ$</i>										
P_z	2,377	3,804	4,755	5,706	6,657	2,613	4,180	5,226	6,271	7,316
	3,219	5,151	6,438	7,726	9,014	3,538	5,66	7,076	8,491	9,906
P_y	7,376	11,802	14,753	17,704	20,654	8,107	12,971	16,214	19,456	22,699
	9,988	15,98	19,976	23,971	27,966	10,976	17,563	21,953	26,344	30,735
P_x	2,906	4,65	5,812	6,975	8,137	3,194	5,110	6,388	7,665	8,943
	3,935	6,296	7,87	9,444	11,018	4,324	6,919	8,649	10,379	12,109
<i>Биконический дисковый инструмент: $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 15^\circ + 15^\circ = 30^\circ$</i>										
P_z	2,272	3,635	4,544	5,452	6,361	2,455	3,928	4,910	5,892	6,874
	3,076	4,922	6,152	7,383	8,613	3,324	5,319	6,648	7,978	9,308
P_y	7,048	11,278	14,097	16,917	19,736	7,617	12,187	15,234	18,281	21,328
	9,544	15,27	19,088	22,906	26,723	10,313	16,502	20,627	24,753	28,878
P_x	2,777	4,443	5,554	6,7	7,776	3,0	4,801	6,0	7,202	8,403
	3,76	6,016	7,52	9,024	10,529	4,063	6,501	8,127	9,752	11,378
<i>Конический дисковый инструмент: $\varphi = 0^\circ + 30^\circ$</i>										
P_z	2,688	4,3	5,376	6,451	7,526	3,077	4,923	6,154	7,385	8,616
	3,639	5,823	7,279	8,734	10,19	4,166	6,67	8,333	10	11,67
P_y	8,339	13,343	16,678	20,014	23,35	9,547	15,275	19,094	22,913	26,732
	11,29	18,066	22,583	27,1	31,616	12,927	20,683	25,854	31,025	36,196
P_x	3,285	5,257	6,571	7,885	9,2	3,761	6,018	7,523	9,027	10,532
	4,448	7,118	8,897	10,677	12,456	5,093	8,149	10,186	12,223	14,261

*Значения P_z , P_y , P_x : верхняя строка – при шаге разрушения $t_p = 0,03$ м; нижняя строка – при $t_p = 0,055$ м. $\varphi_k = 10^\circ$ – для комбайнов КСП-32(33), КСП-35, П110-04. $\varphi_k = 18^\circ$ – для комбайнов 1ГПКС, КП21, КП200, КП200Т, КПЮ-50.

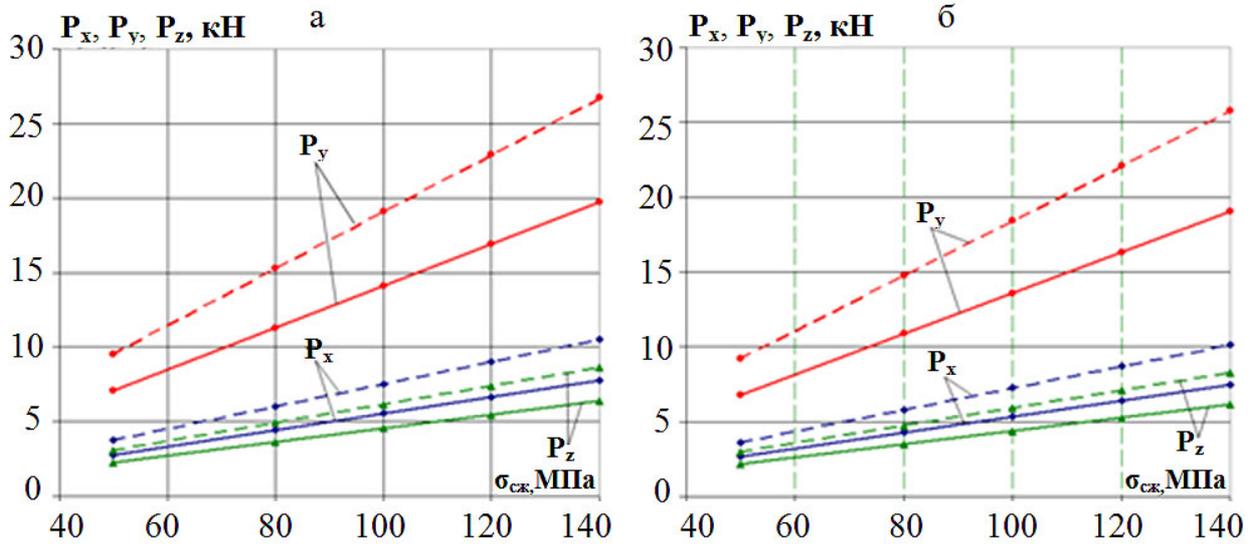


Рисунок 2.15. Зависимости усилий P_x , P_y , P_z от прочности разрушаемого забойного массива $\sigma_{сж}$ при $\varphi_k = 0^\circ$: а – $\varphi = 5^\circ+25^\circ$; б – $\varphi = 10^\circ+20^\circ$; P_x , P_y , P_z – — при $t_p = 0,03$ м; P_x , P_y , P_z – - - - при $t_p = 0,055$ м

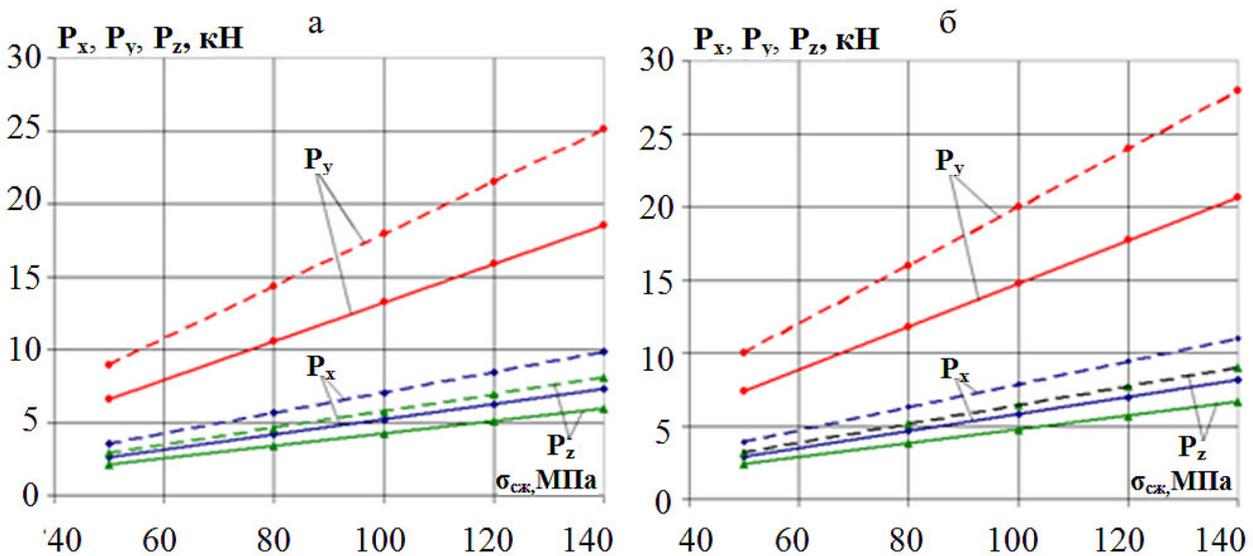


Рисунок 2.16. Зависимости усилий P_x , P_y , P_z от прочности разрушаемого забойного массива $\sigma_{сж}$ при $\varphi_k = 0^\circ$: а – $\varphi = 15^\circ+15^\circ$; б – $\varphi = 0^\circ+30^\circ$; P_x , P_y , P_z – — при $t_p = 0,03$ м; P_x , P_y , P_z – - - - при $t_p = 0,055$ м

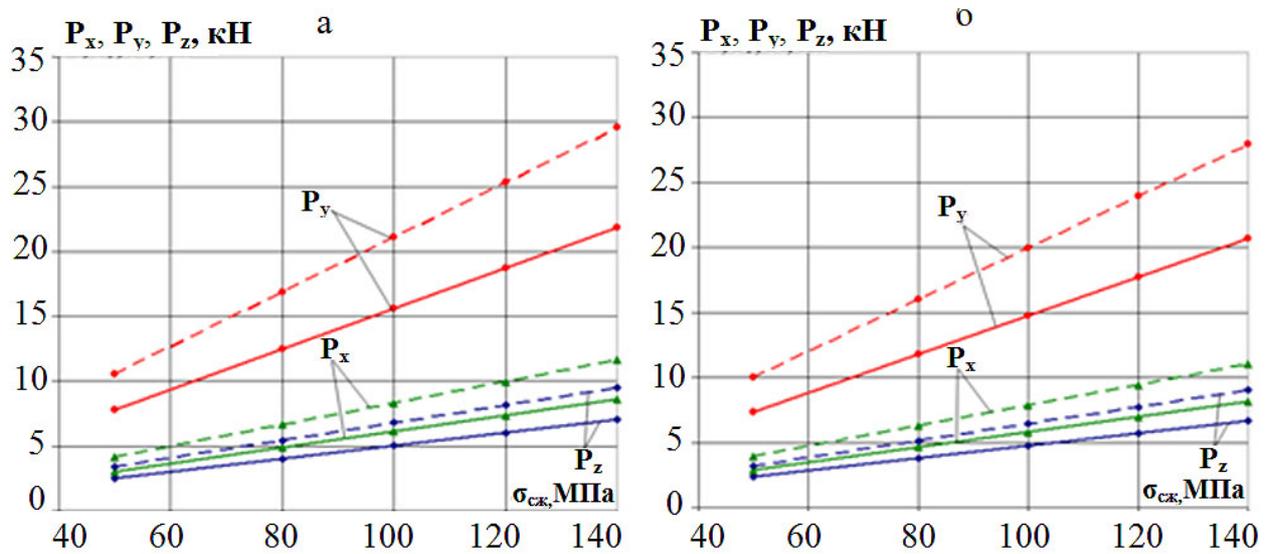


Рисунок 2.17. Зависимости усилий P_x , P_y , P_z от прочности разрушаемого забойного массива $\sigma_{сж}$ при $\varphi_k = 10^\circ$: а – $\varphi = 5^\circ+25^\circ$; б – $\varphi = 10^\circ+20^\circ$; P_x, P_y, P_z – — при $t_p = 0,03$ м; P_x, P_y, P_z – - - - при $t_p = 0,055$ м

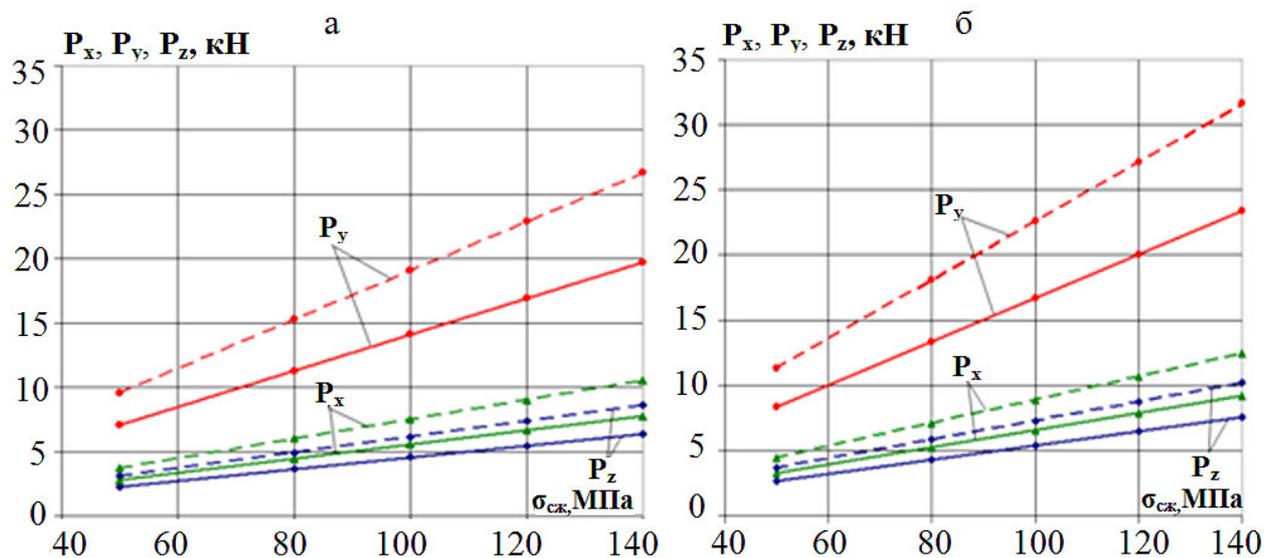


Рисунок 2.18. Зависимости усилий P_x , P_y , P_z от прочности разрушаемого забойного массива $\sigma_{сж}$ при $\varphi_k = 10^\circ$: а – $\varphi = 15^\circ+15^\circ$; б – $\varphi = 0^\circ+30^\circ$; P_x, P_y, P_z – — при $t_p = 0,03$ м; P_x, P_y, P_z – - - - при $t_p = 0,055$ м

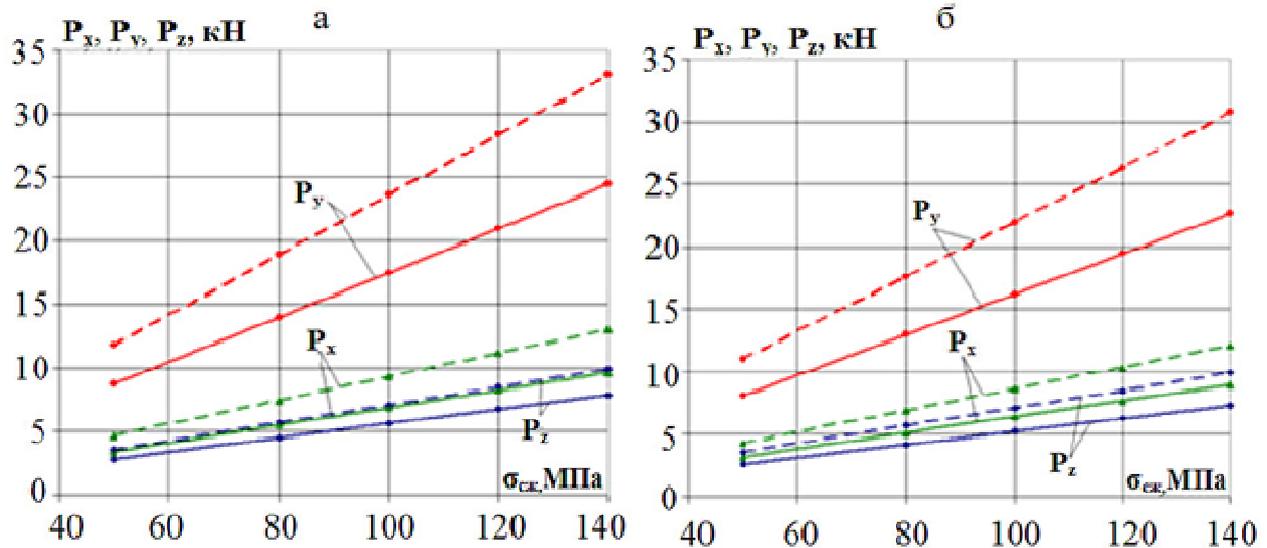


Рисунок 2.19. Зависимости усилий P_x , P_y , P_z от прочности разрушаемого забойного массива $\sigma_{сж}$ при $\varphi_k = 18^\circ$: а – $\varphi = 5^\circ + 25^\circ$; б – $\varphi = 10^\circ + 20^\circ$; P_x, P_y, P_z – — при $t_p = 0,03$ м; P_x, P_y, P_z – - - - - при $t_p = 0,055$ м

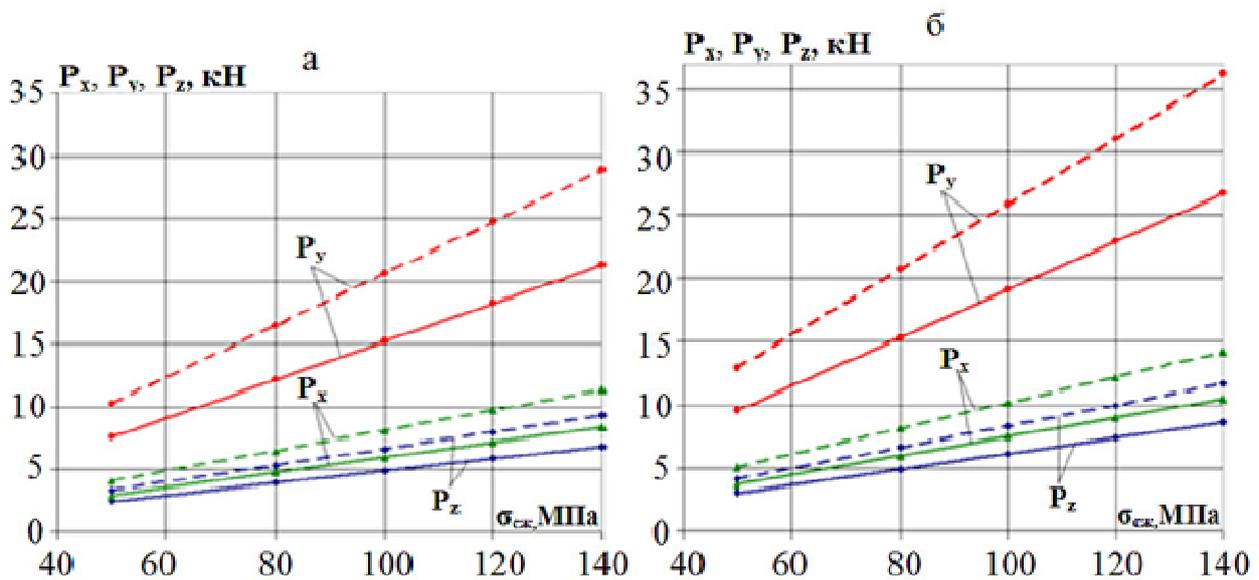


Рисунок 2.20. Зависимости усилий P_x , P_y , P_z от прочности разрушаемого забойного массива $\sigma_{сж}$ при $\varphi_k = 18^\circ$: а – $\varphi = 15^\circ + 15^\circ$; б – $\varphi = 0^\circ + 30^\circ$; P_x, P_y, P_z – — при $t_p = 0,03$ м; P_x, P_y, P_z – - - - - при $t_p = 0,055$ м

Таблица 2.5. Зависимости усилий нагружения P_x , P_y , P_z дискового инструмента на трехгранных призмах от прочности забойного массива $\sigma_{сж}$ при наклоне образующей корпуса коронки $\varphi_k = 0^\circ$

Углы заострения дисков $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$, град	Зависимости при шаге разрушения t_p	
	$t_p = 0,03$ м	$t_p = 0,055$ м
$5^\circ + 25^\circ$	$P_x = 0,0555\sigma_{сж} - 0,0004$	$P_x = 0,0752\sigma_{сж} - 0,0006$
	$P_y = 0,141\sigma_{сж} - 0,0006$	$P_y = 0,1909\sigma_{сж} - 0,0002$
	$P_z = 0,0454\sigma_{сж} + 0,0005$	$P_z = 0,0615\sigma_{сж} - 5 \cdot 10^{-5}$
$10^\circ + 20^\circ$	$P_x = 0,0536\sigma_{сж} - 0,0003$	$P_x = 0,0725\sigma_{сж} - 0,0014$
	$P_y = 0,136\sigma_{сж} - 0,0005$	$P_y = 0,1838\sigma_{сж} + 0,0193$
	$P_z = 0,0438\sigma_{сж} - 5 \cdot 10^{-5}$	$P_z = 0,0593\sigma_{сж} + 0,0005$
$15^\circ + 15^\circ$	$P_x = 0,0521\sigma_{сж} - 0,0008$	$P_x = 0,0706\sigma_{сж} - 0,0002$
	$P_y = 0,1323\sigma_{сж} - 0,0006$	$P_y = 0,1791\sigma_{сж}$
	$P_z = 0,0426\sigma_{сж} - 0,0008$	$P_z = 0,0577\sigma_{сж} - 0,0007$
$0^\circ + 30^\circ$	$P_x = 0,0581\sigma_{сж} - 5 \cdot 10^{-5}$	$P_x = 0,0787\sigma_{сж} + 2 \cdot 10^{-14}$
	$P_y = 0,1475\sigma_{сж} - 0,0008$	$P_y = 0,1998\sigma_{сж} - 0,0001$
	$P_z = 0,0476\sigma_{сж} - 0,0006$	$P_z = 0,0644\sigma_{сж} - 0,0003$

Таблица 2.6. Зависимости усилий нагружения P_x , P_y , P_z дискового инструмента на трехгранных призмах от прочности забойного массива $\sigma_{сж}$ при наклоне образующей корпуса коронки $\varphi_k = 10^\circ$

Углы заострения дисков $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$, град	Зависимости при шаге разрушения t_p	
	$t_p = 0,03$ м	$t_p = 0,055$ м
$5^\circ + 25^\circ$	$P_x = 0,0615\sigma_{сж} - 0,0006$	$P_x = 0,0832\sigma_{сж} - 0,0009$
	$P_y = 0,156\sigma_{сж} - 0,0006$	$P_y = 0,2112\sigma_{сж} + 0,0002$
	$P_z = 0,0503\sigma_{сж} - 0,001$	$P_z = 0,0681\sigma_{сж} - 0,001$
$10^\circ + 20^\circ$	$P_x = 0,0581\sigma_{сж} - 5 \cdot 10^{-5}$	$P_x = 0,0787\sigma_{сж} + 2 \cdot 10^{-14}$
	$P_y = 0,1475\sigma_{сж} - 0,0008$	$P_y = 0,1998\sigma_{сж} - 0,0001$
	$P_z = 0,0476\sigma_{сж} - 0,0006$	$P_z = 0,0644\sigma_{сж} - 0,0003$
$15^\circ + 15^\circ$	$P_x = 0,0557\sigma_{сж} - 0,0089$	$P_x = 0,0752\sigma_{сж} - 0,0006$
	$P_y = 0,141\sigma_{сж} - 0,0006$	$P_y = 0,1909\sigma_{сж} - 0,0002$
	$P_z = 0,0454\sigma_{сж} + 0,0005$	$P_z = 0,0615\sigma_{сж} - 5 \cdot 10^{-5}$
$0^\circ + 30^\circ$	$P_x = 0,0657\sigma_{сж} - 0,0008$	$P_x = 0,089\sigma_{сж} - 0,0006$
	$P_y = 0,1668\sigma_{сж} - 0,0003$	$P_y = 0,2258\sigma_{сж} - 0,0019$
	$P_z = 0,0538\sigma_{сж} - 0,0001$	$P_z = 0,0728\sigma_{сж} - 0,0001$

Таблица 2.7. Зависимости усилий нагружения P_x , P_y , P_z дискового инструмента на трехгранных призмах от прочности забойного массива $\sigma_{сж}$ при наклоне образующей корпуса коронки $\varphi_k = 18^\circ$

Углы заострения дисков $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$, град	Зависимости при шаге разрушения t_p	
	$t_p = 0,03$ м	$t_p = 0,055$ м
$5^\circ + 25^\circ$	$P_x = 0,0688\sigma_{сж} - 0,0005$	$P_x = 0,0932\sigma_{сж} - 0,001$
	$P_y = 0,1747\sigma_{сж} - 4 \cdot 10^{-14}$	$P_y = 0,2366\sigma_{сж} - 0,0086$
	$P_z = 0,0563\sigma_{сж} - 0,0007$	$P_z = 0,0708\sigma_{сж} - 0,0001$
$10^\circ + 20^\circ$	$P_x = 0,0639\sigma_{сж} + 5 \cdot 10^{-5}$	$P_x = 0,0865\sigma_{сж} - 0,001$
	$P_y = 0,1621\sigma_{сж} + 0,0005$	$P_y = 0,2195\sigma_{сж} - 0,0009$
	$P_z = 0,0523\sigma_{сж} - 0,0001$	$P_z = 0,0708\sigma_{сж} - 0,0001$
$15^\circ + 15^\circ$	$P_x = 0,06\sigma_{сж} - 0,0019$	$P_x = 0,0813\sigma_{сж} - 0,001$
	$P_y = 0,1523\sigma_{сж} - 0,0004$	$P_y = 0,2063\sigma_{сж} - 0,0006$
	$P_z = 0,0491\sigma_{сж} - 1 \cdot 10^{-14}$	$P_z = 0,0665\sigma_{сж} - 0,0003$
$0^\circ + 30^\circ$	$P_x = 0,0752\sigma_{сж} - 0,0005$	$P_x = 0,1019\sigma_{сж} - 0,0002$
	$P_y = 0,1909\sigma_{сж} - 0,0004$	$P_y = 0,2585\sigma_{сж} - 0,0004$
	$P_z = 0,0615\sigma_{сж} - 0,0004$	$P_z = 0,0834\sigma_{сж} - 0,0011$

Установлено, что усилия P_x , P_y , P_z прямо пропорционально зависят от прочности разрушаемого забойного массива $\sigma_{сж}$ (от 50 до 140 МПа) при углах наклона φ_k (0° , 10° и 18°) с диапазонами соотношений $P_y = 3,1P_z$, $P_x = 1,22P_z$ и возрастают как при увеличении шага разрушения t_p от 0,03 м до 0,055 м в 1,35 раза, так и при увеличении угла φ_k от 10° до 18° на: 12% (для диска 1 с $\varphi = 5^\circ + 25^\circ$); 9,9% (для диска 2 с $\varphi = 10^\circ + 20^\circ$); 8% (для диска 3 с $\varphi = 15^\circ + 15^\circ$) и 14,4% (для диска 4 с $\varphi = 0^\circ + 30^\circ$). Усилия P_x , P_y , P_z имеют минимальные значения на биконических дисковых инструментах ($\varphi = 15^\circ + 15^\circ$), а максимальные – на конических ($\varphi = 0^\circ + 30^\circ$).

В результате оценки направлений по разработке узлов крепления и моделированию нагрузок на дисковом инструменте сформулированы следующие выводы:

– предложен комплекс оригинальных технических решений в виде консольных узлов крепления групп породоразрушающих инструментов как дисковых, так и резцовых на многогранных призмах рабочих органов горных комбайнов, позволяющий расширить области применения и эффективность эксплуатации проходческих, очистных и буровых горных машин;

– обоснованы варианты конструкций исполнительных органов проходческого комбайна избирательного действия с трехгранными призмами и дисковым инструментом на кинематически связанных реверсивных радиальных коронках, позволяющие совместить процессы разрушения забоя, дробления негабаритов и погрузки продуктов разрушения в транспортные средства по всей ширине выработки;

– сформирована база сравнительной оценки напряженно-деформированного состояния сопрягаемых конструктивных элементов консольных узлов крепления дисковых инструментов к многогранным призмам на исполнительных органах проходческих комбайнов избирательного действия при разрушении забойных массивов с неоднородной структурой с использованием метода конечных элементов в системе SolidWorks Simulation.

3. РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ УЗЛОВ КРЕПЛЕНИЯ ДИСКОВОГО ИНСТРУМЕНТА

В рамках решения третьей задачи исследований разработаны модели формирования напряженно-деформированного состояния различных дисковых инструментов и произведены оценки запасов прочности деталей узлов их консольного крепления к многогранным призмам двухкорончатых стреловидных исполнительных органах при статическом разрушении горных пород в диапазоне прочности $\sigma_{сж}$ от 12,4 до 140 МПа [38].

3.1. Напряженно-деформированное состояние дисковых инструментов на двухопорных кронштейнах

На рисунках 3.1–3.4 представлены результаты моделирования напряженно-деформированного состояния узла крепления дискового инструмента на двухопорных кронштейнах, при учете характеристики разрушаемого массива $\sigma_{сж} = 70$ МПа и 120 МПа [113, 141, 142].

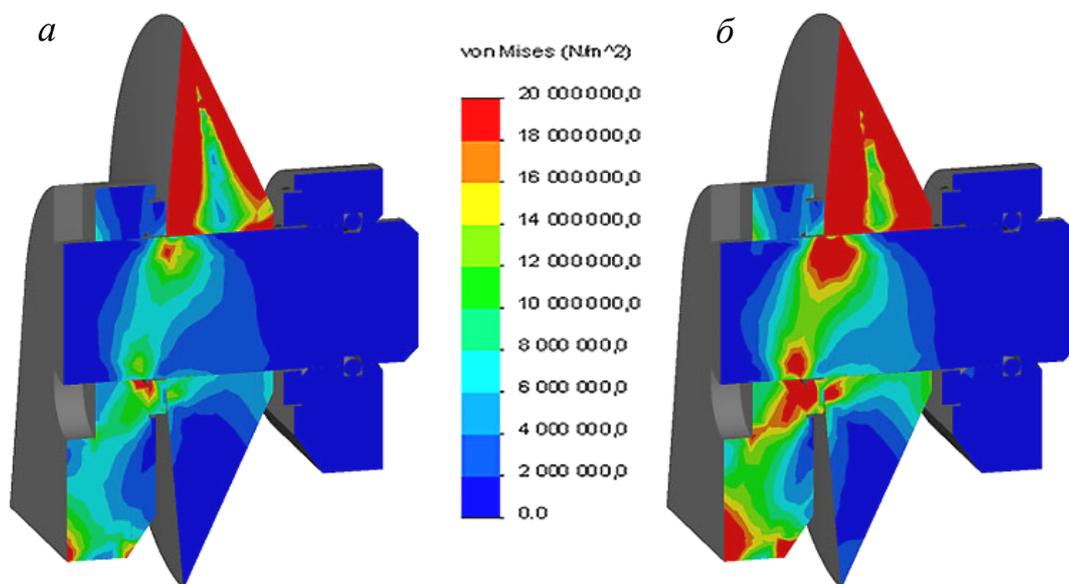


Рисунок 3.1. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в двухопорных узлах крепления дисковых инструментов ($\varphi = 25^\circ + 5^\circ = 30^\circ$) для условий: *а* – $\sigma_{сж} = 70$ МПа; *б* – $\sigma_{сж} = 120$ МПа

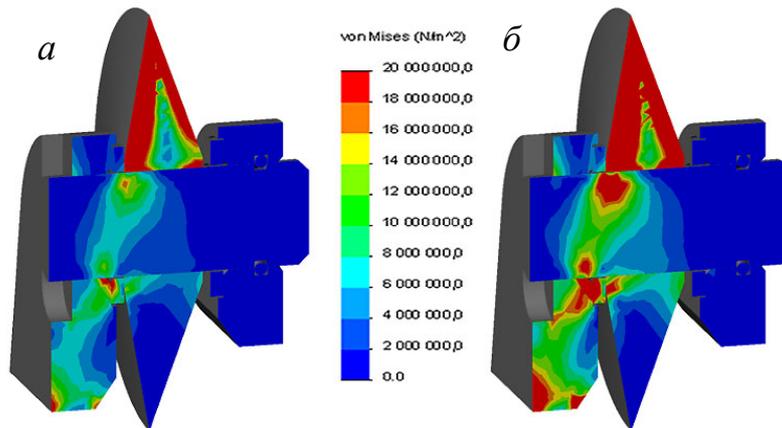


Рисунок 3.2. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в двухопорных узлах крепления дисковых инструментов ($\varphi = 20^\circ + 10^\circ = 30^\circ$) для условий: *a* – $\sigma_{\text{сж}} = 70$ МПа; *б* – $\sigma_{\text{сж}} = 120$ МПа

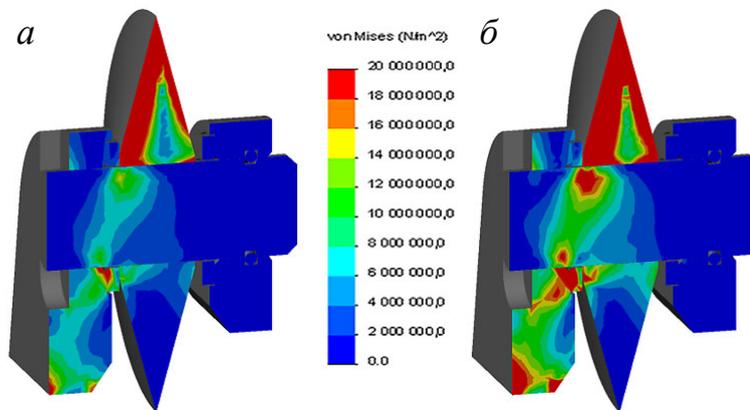


Рисунок 3.3. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в двухопорных узлах крепления дисковых инструментов ($\varphi = 15^\circ + 15^\circ = 30^\circ$) для условий: *a* – $\sigma_{\text{сж}} = 70$ МПа; *б* – $\sigma_{\text{сж}} = 120$ МПа

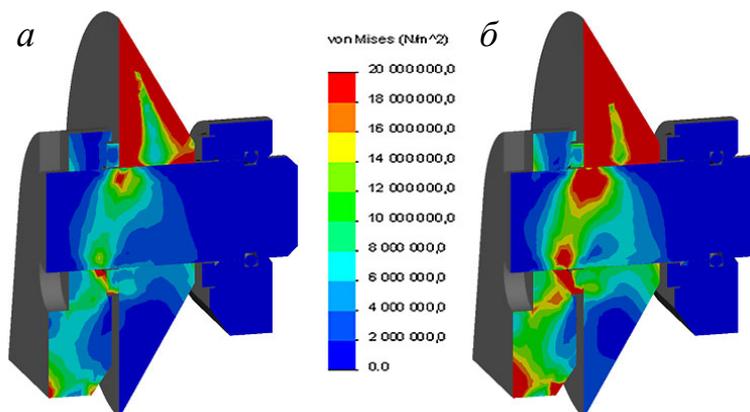


Рисунок 3.4. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в двухопорных узлах крепления дисковых инструментов ($\varphi = 30^\circ$) для условий: *a* – $\sigma_{\text{сж}} = 70$ МПа; *б* – $\sigma_{\text{сж}} = 120$ МПа

Как следует из результатов расчетов (рисунки 3.1–3.4), эквивалентные напряжения по критерию Мизеса в двухопорных узлах крепления в основном не превышают 20 МПа, что существенно ниже предела текучести для стали 35ХГСА. С переходом от асимметрии к симметрии биконических дисковых инструментов прослеживается снижение параметров зон эквивалентных напряжений в неподвижной оси крепления. При этом варианты конического ($\varphi = 30^\circ$) и биконического исполнения ($\varphi = 25^\circ + 5^\circ = 30^\circ$) реализуют процесс разрушения с большими размерами зон максимальных эквивалентных напряжений, чем варианты биконического исполнения ($\varphi = 20^\circ + 10^\circ$ и $\varphi = 15^\circ + 15^\circ$), а минимальные размеры зон эквивалентных напряжений отмечены для исполнения ($\varphi = 15^\circ + 15^\circ$).

3.2. Напряженно-деформированное состояние дисковых инструментов на трехгранных призмах

Использование конечно-элементных моделей различных вариантов конструкций консольных узлов крепления дискового инструмента к многогранным призмам (рисунок 2.13) позволяет в режиме статического нагружения при контакте с разрушаемыми забойными массивами определить по критерию Мизеса эквивалентные напряжения и деформации [113, 141, 142, 163–165].

На рисунках 3.5–3.8 [141] представлены результаты моделирования напряженно-деформированного состояния консольного узла крепления дискового инструмента к трехгранной призме по первому варианту с планкой-замком, при учете характеристики разрушаемого массива $\sigma_{сж} = 70$ МПа и 120 МПа.

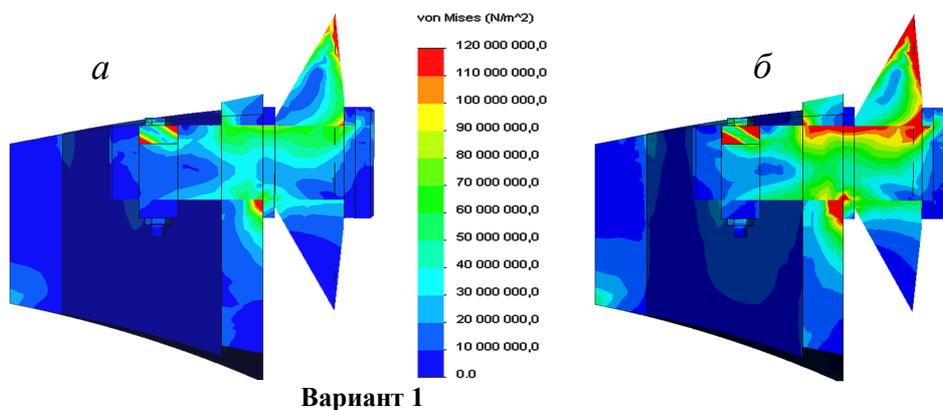
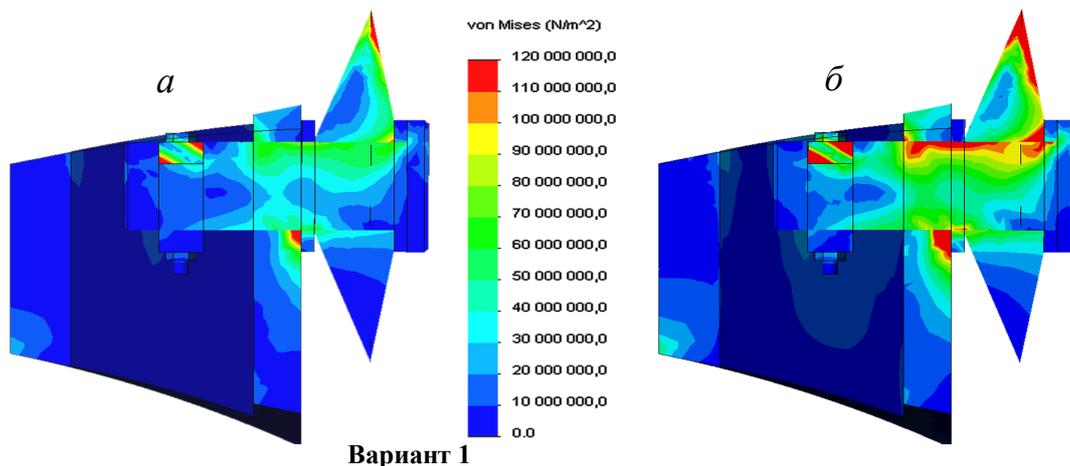
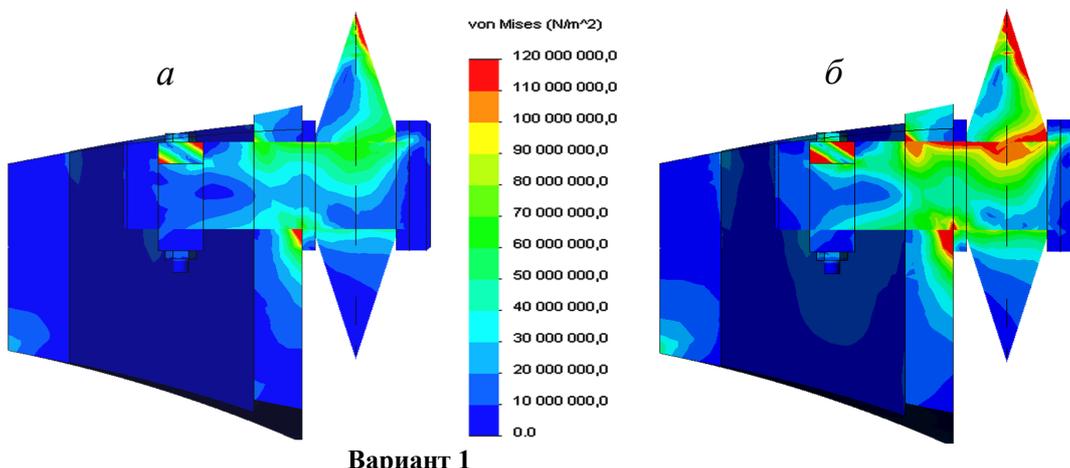


Рисунок 3.5. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в узле крепления биконического дискового инструмента ($\varphi = 25^\circ + 5^\circ = 30^\circ$) для условий: *a* – $\sigma_{сж} = 70$ МПа; *б* – $\sigma_{сж} = 120$ МПа



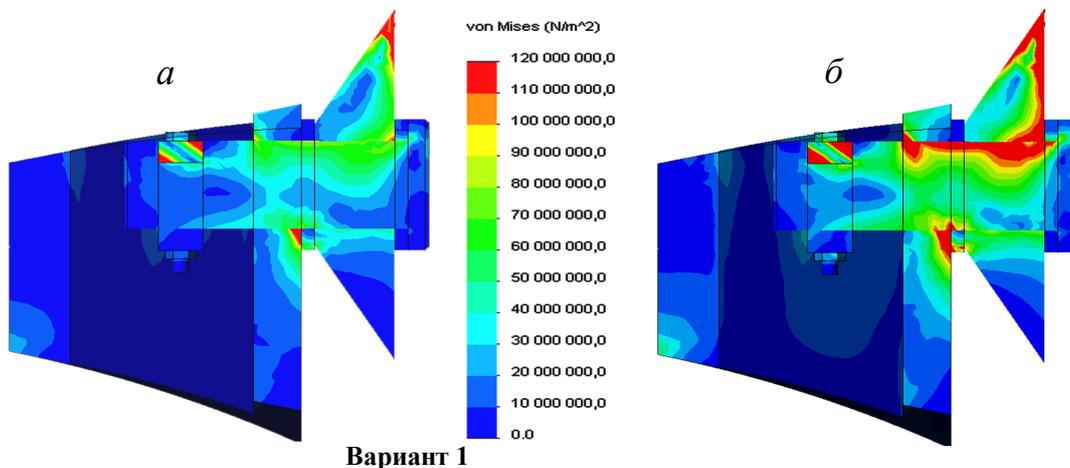
Вариант 1

Рисунок 3.6. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в узле крепления биконического дискового инструмента ($\varphi = 20^\circ + 10^\circ = 30^\circ$) для условий: *a* – $\sigma_{сж} = 70$ МПа; *б* – $\sigma_{сж} = 120$ МПа



Вариант 1

Рисунок 3.7. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в узле крепления биконического дискового инструмента ($\varphi = 15^\circ + 15^\circ = 30^\circ$) для условий: *a* – $\sigma_{сж} = 70$ МПа; *б* – $\sigma_{сж} = 120$ МПа



Вариант 1

Рисунок 3.8. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в узле крепления конического дискового инструмента ($\varphi = 30^\circ$) для условий: *a* – $\sigma_{сж} = 70$ МПа; *б* – $\sigma_{сж} = 120$ МПа

На рисунках 3.9–3.12 [141] представлены результаты моделирования напряженно-деформированного состояния консольного узла крепления дискового инструмента к трехгранной призме по второму варианту с крепежным винтом, при учете характеристики разрушаемого массива $\sigma_{сж} = 70$ МПа и 120 МПа.

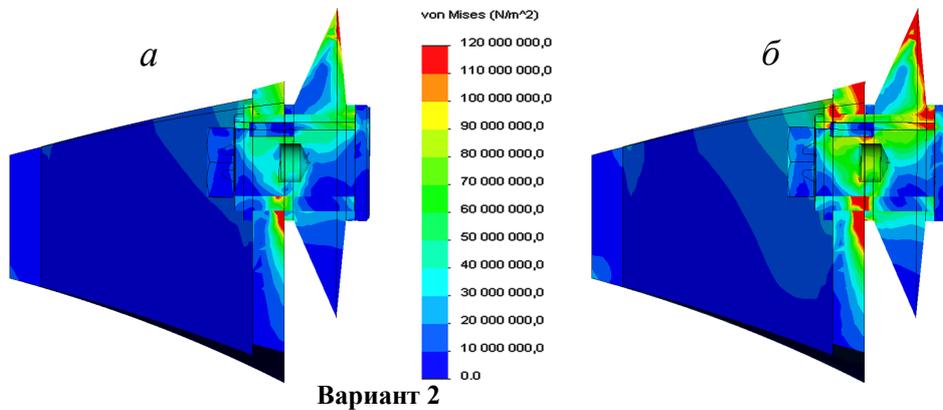


Рисунок 3.9. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в узле крепления биконического дискового инструмента ($\varphi = 25^\circ + 5^\circ = 30^\circ$) для условий: *a* – $\sigma_{сж} = 70$ МПа; *б* – $\sigma_{сж} = 120$ МПа

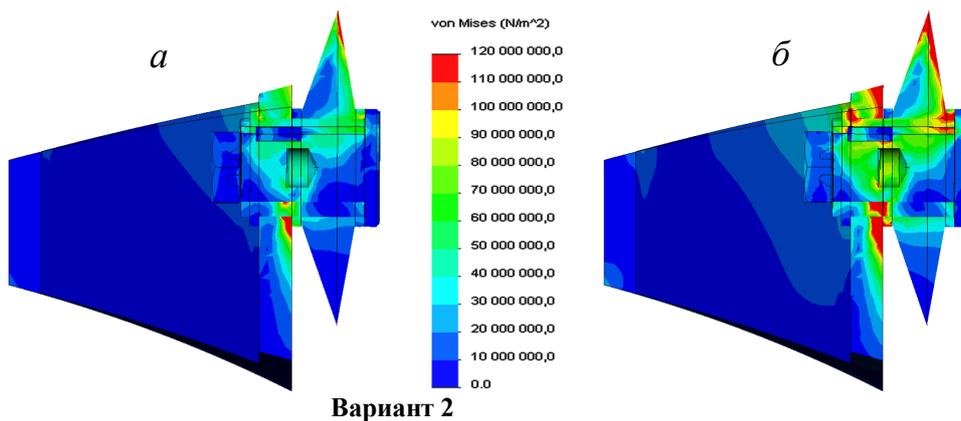


Рисунок 3.10. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в узле крепления биконического дискового инструмента ($\varphi = 20^\circ + 10^\circ = 30^\circ$) для условий: *a* – $\sigma_{сж} = 70$ МПа; *б* – $\sigma_{сж} = 120$ МПа

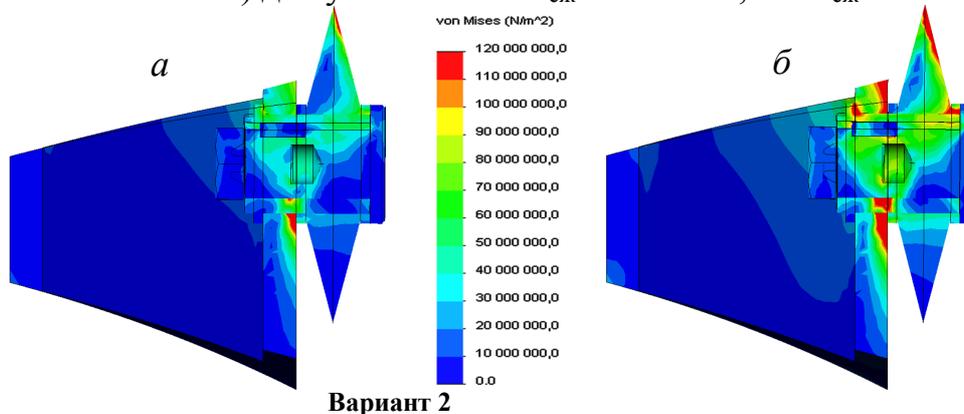
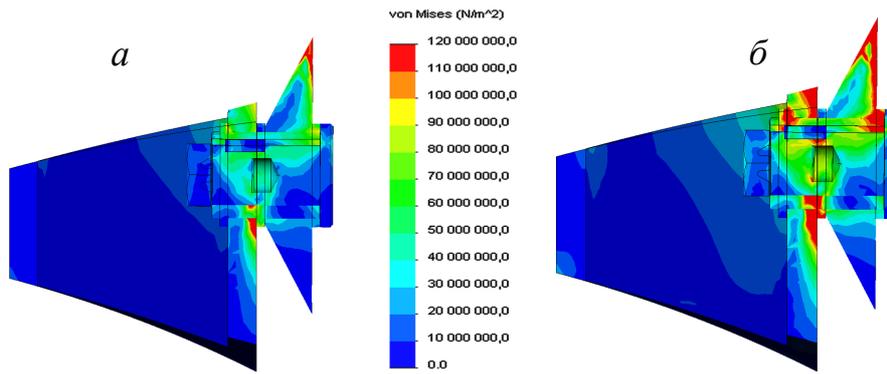


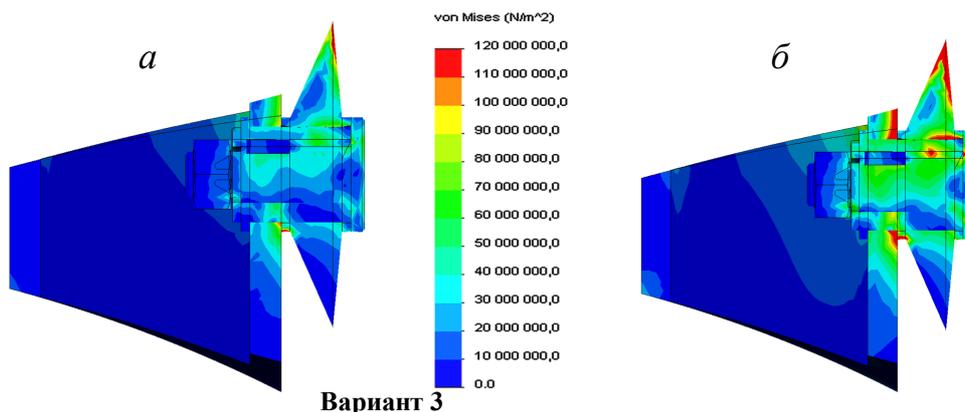
Рисунок 3.11. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в узле крепления биконического дискового инструмента ($\varphi = 15^\circ + 15^\circ = 30^\circ$) для условий: *a* – $\sigma_{сж} = 70$ МПа; *б* – $\sigma_{сж} = 120$ МПа



Вариант 2

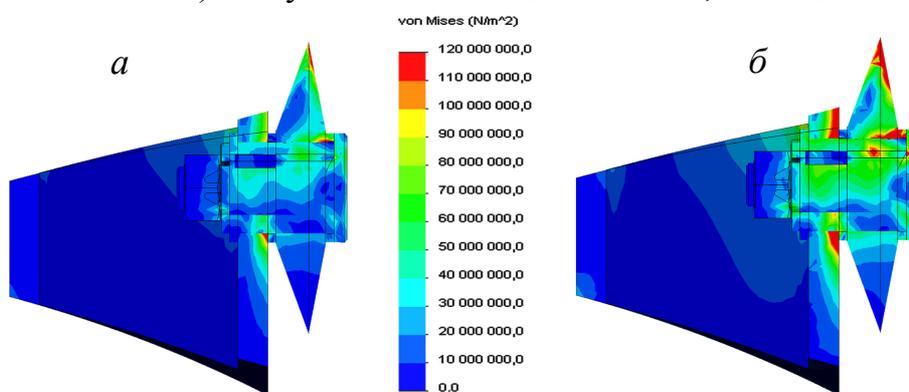
Рисунок 3.12. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в узле крепления конического дискового инструмента ($\varphi = 30^\circ$) для условий: *a* – $\sigma_{сж} = 70$ МПа; *б* – $\sigma_{сж} = 120$ МПа

На рисунках 3.13–3.16 [141] представлены результаты моделирования напряженно-деформированного состояния консольного узла крепления дискового инструмента к трехгранной призме по третьему варианту с гайкой, при учете характеристики разрушаемого массива $\sigma_{сж} = 70$ МПа и 120 МПа.



Вариант 3

Рисунок 3.13. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в узле крепления биконического дискового инструмента ($\varphi = 25^\circ + 5^\circ = 30^\circ$) для условий: *a* – $\sigma_{сж} = 70$ МПа; *б* – $\sigma_{сж} = 120$ МПа



Вариант 3

Рисунок 3.14. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в узле крепления биконического дискового инструмента ($\varphi = 20^\circ + 10^\circ = 30^\circ$) для условий: *a* – $\sigma_{сж} = 70$ МПа; *б* – $\sigma_{сж} = 120$ МПа

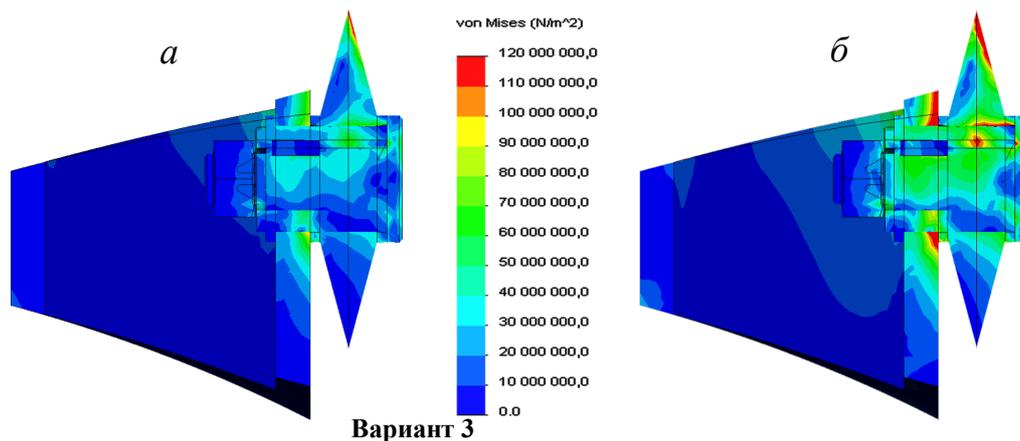


Рисунок 3.15. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в узле крепления биконического дискового инструмента ($\varphi = 15^\circ + 15^\circ = 30^\circ$) для условий: *a* – $\sigma_{сж} = 70$ МПа; *б* – $\sigma_{сж} = 120$ МПа

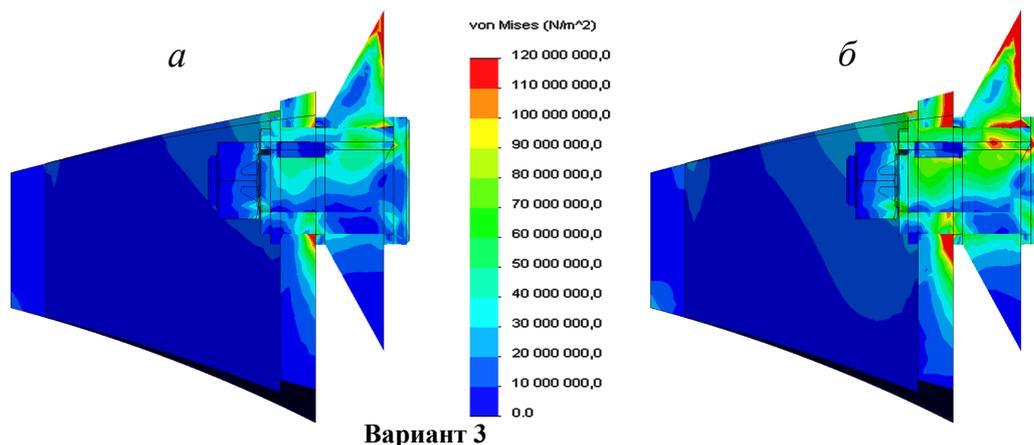


Рисунок 3.16. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в узле крепления конического дискового инструмента ($\varphi = 30^\circ$) для условий: *a* – $\sigma_{сж} = 70$ МПа; *б* – $\sigma_{сж} = 120$ МПа

На рисунке 3.17 и в таблице 3.1 [160] представлены зависимости эквивалентных напряжений $\sigma_{ЭКВ}$ от диаметров D сопряженных конструктивных элементов консольных узлов крепления дискового инструмента к трехгранным призмам для разрушения забойного массива горных пород с $\sigma_{сж} = 70$ МПа. Углы заострения дисков составляют: 1 – $\varphi = 5^\circ + 25^\circ$; 2 – $\varphi = 10^\circ + 20^\circ$; 3 – $\varphi = 15^\circ + 15^\circ$; 4 – $\varphi = 0^\circ + 30^\circ$. Характерные сечения проходят через лезвия дисков и пересекают следующие сопрягаемые элементы: – для первого варианта на рисунке 2.13, *a* (диск, ось-цапфа), – для второго и третьего вариантов на рисунках 2.13, *б*, *в* (диск, цапфа, ось с упорным буртиком). Материал для всех деталей – сталь 35ХГСА.

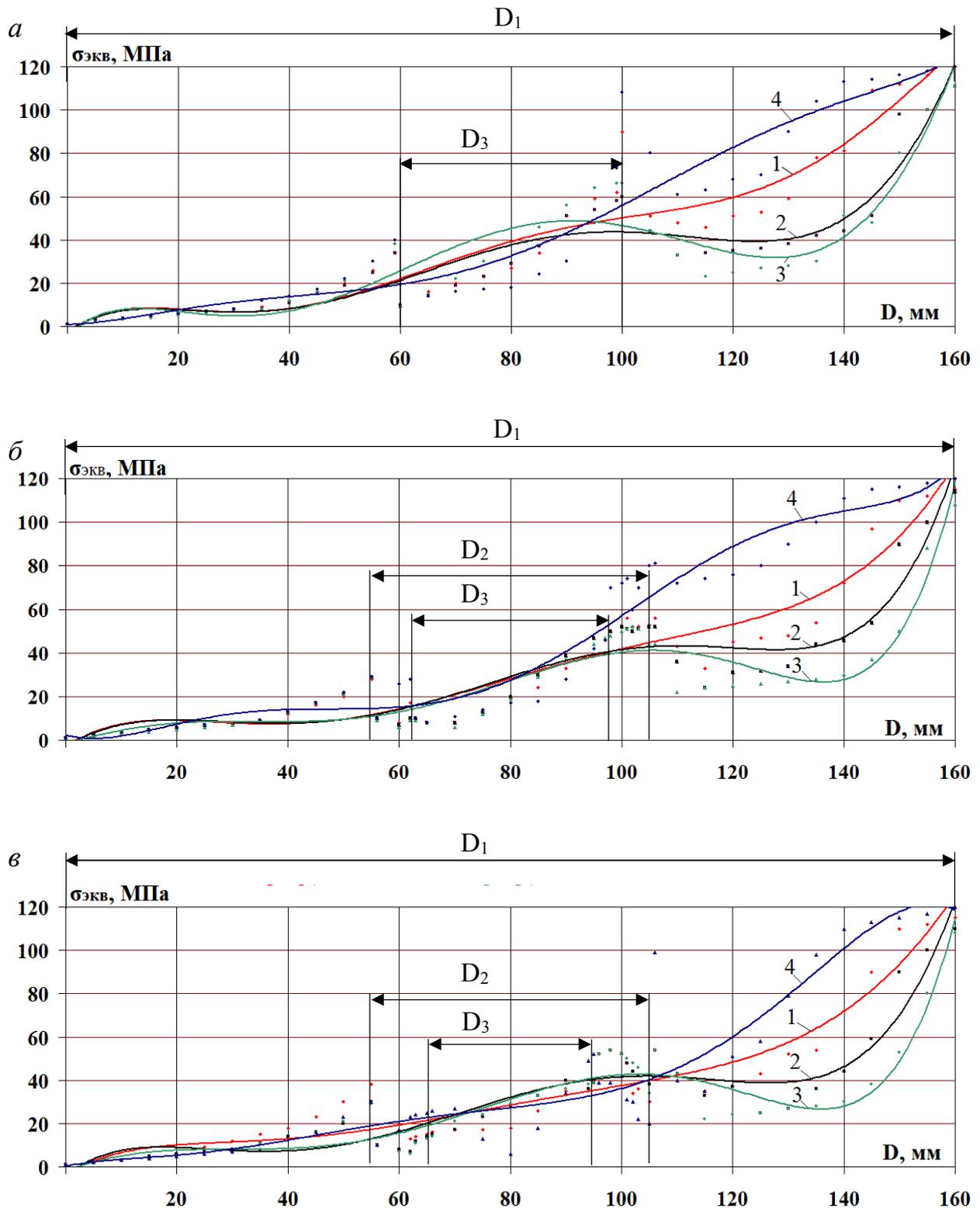


Рисунок 3.17. Зависимости эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ от диаметра D сопряженных конструктивных элементов в сечении, проходящем через лезвие дисков с узлами консольного крепления к трехгранным призмам: *a* – планкой; *б* – винтом; *в* – гайкой; D_1 – лезвие диска; D_2 – цапфа; D_3 – ось с буртиком

Таблица 3.1. Результаты определения полиномиальных зависимостей эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ от диаметра D дисков при статическом нагружении дискового инструмента с узлами крепления на трехгранных призмах

Варианты узлов крепления	Углы заострения дисков $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$, град		Полиномиальные зависимости	Коэффициенты достоверности аппроксимации R^2
	1	2		
I	1	$5^\circ + 25^\circ$	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = -4 \cdot 10^{-10} D^6 + 2 \cdot 10^{-7} D^5 - 4 \cdot 10^{-5} D^4 + 0,0036 D^3 - 0,13 D^2 + 2,1824 D - 3,364$	0,9116
	2	$10^\circ + 20^\circ$	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = -2 \cdot 10^{-10} D^6 + 1 \cdot 10^{-7} D^5 - 3 \cdot 10^{-5} D^4 + 0,0028 D^3 - 0,1138 D^2 + 1,8771 D - 2,6505$	0,9
	3	$15^\circ + 15^\circ$	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = -4 \cdot 10^{-10} D^6 + 2 \cdot 10^{-7} D^5 - 5 \cdot 10^{-5} D^4 + 0,0044 D^3 - 0,1686 D^2 + 2,5206 D - 4,4542$	0,875
	4	$0^\circ + 30^\circ$	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 2 \cdot 10^{-10} D^6 - 1 \cdot 10^{-7} D^5 + 2 \cdot 10^{-5} D^4 - 0,0011 D^3 + 0,0297 D^2 + 0,0692 D + 0,8159$	0,8987
II	1	$5^\circ + 25^\circ$	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = -1 \cdot 10^{-10} D^6 + 8 \cdot 10^{-8} D^5 - 2 \cdot 10^{-5} D^4 + 0,002 D^3 - 0,0932 D^2 + 1,8159 D - 3,217$	0,9143
	2	$10^\circ + 20^\circ$	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 2 \cdot 10^{-10} D^6 - 2 \cdot 10^{-8} D^5 - 4 \cdot 10^{-6} D^4 + 0,0011 D^3 - 0,0686 D^2 + 1,5676 D - 2,8298$	0,8901
	3	$15^\circ + 15^\circ$	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 5 \cdot 10^{-10} D^6 - 2 \cdot 10^{-7} D^5 + 2 \cdot 10^{-5} D^4 - 0,0008 D^3 - 0,0002 D^2 + 0,6508 D - 1,3489$	0,8752
	4	$0^\circ + 30^\circ$	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 6 \cdot 10^{-10} D^6 - 3 \cdot 10^{-7} D^5 + 4 \cdot 10^{-5} D^4 - 0,0031 D^3 + 0,0984 D^2 - 0,7694 D + 2,4977$	0,9467
III	1	$5^\circ + 25^\circ$	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = -1 \cdot 10^{-10} D^6 + 6 \cdot 10^{-8} D^5 - 1 \cdot 10^{-5} D^4 + 0,0014 D^3 - 0,0648 D^2 + 1,5159 D - 3,3668$	0,9004
	2	$10^\circ + 20^\circ$	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = -3 \cdot 10^{-11} D^6 + 6 \cdot 10^{-8} D^5 - 2 \cdot 10^{-5} D^4 + 0,0022 D^3 - 0,1041 D^2 + 2,0006 D - 4,0917$	0,9003
	3	$15^\circ + 15^\circ$	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 4 \cdot 10^{-10} D^6 - 1 \cdot 10^{-7} D^5 + 1 \cdot 10^{-5} D^4 - 4 \cdot 10^{-5} D^3 - 0,0253 D^2 + 0,921 D - 1,7204$	0,9011
	4	$0^\circ + 30^\circ$	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = -3 \cdot 10^{-10} D^6 + 1 \cdot 10^{-7} D^5 - 2 \cdot 10^{-5} D^4 + 0,0012 D^3 - 0,0291 D^2 + 0,4971 D + 0,2927$	0,8799

На рисунке 3.18 представлены результаты моделирования перемещений в консольных узлах крепления дискового инструмента к трехгранным призмам по трем вариантам.

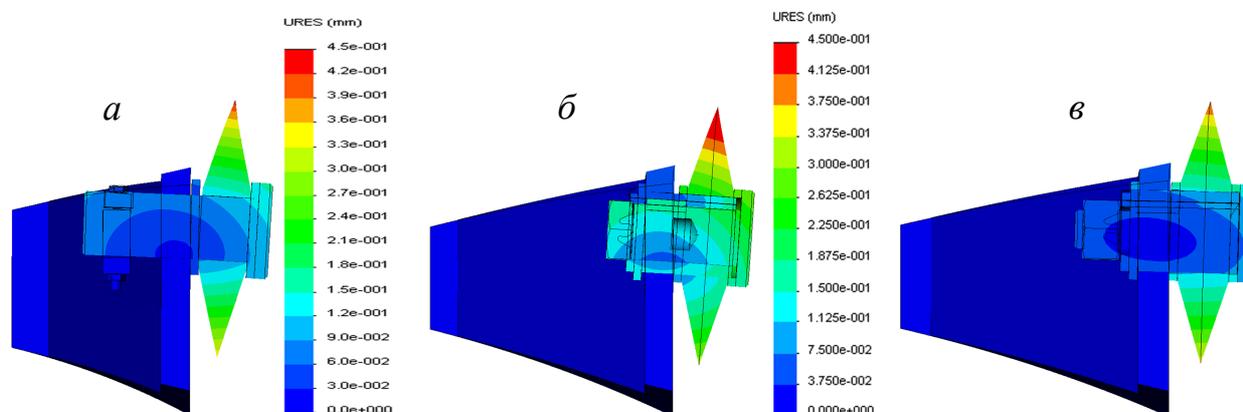


Рисунок 3.18. Перемещения в консольных узлах крепления биконического дискового инструмента ($\varphi = 15^\circ + 15^\circ$) при статическом нагружении для условий $\sigma_{сж} = 70$ МПа: *а* – вариант 1; *б* – вариант 2; *в* – вариант 3

Для консольных узлов крепления дискового инструмента к забойным граням трехгранных призм зоны концентрации максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{ЭКВ}$ по критерию Мизеса смещены к лезвию дискового инструмента с минимальным объемом в контакте с разрушаемым массивом. При статическом нагружении отмечены минимальные значения $\sigma_{ЭКВ}$ для всех типов биконических дисковых инструментов с вариантом крепления гайкой. При этом величина максимальных значений $\sigma_{ЭКВ}$ изменяется от 100 до 120 МПа для горных пород с $\sigma_{сж}$ от 70 МПа до 120 МПа, что значительно ниже предела текучести для стали 35ХГСА ($\sigma_T = 490$ МПа). Максимальные уровни деформационных перемещений дискового инструмента в сопряженных конструктивных элементах узлов крепления не превышают 0,045 мм. При сравнении зависимостей $\sigma_{ЭКВ}$ от диаметра D по трем вариантам консольных узлов крепления видно, что на участке $D = 140$ мм для конического диска $\varphi = 0^\circ + 30^\circ$: по вариантам 1 и 2 – $\sigma_{ЭКВ} = 105$ МПа, а для варианта 3 – $\sigma_{ЭКВ} = 100$ МПа.

При сравнении зависимостей на том же участке $D = 140$ мм для биконического диска $\varphi = 15^\circ + 15^\circ$ получаем: для варианта 1 – $\sigma_{ЭКВ} = 51$ МПа, а для вариантов 2 и 3 – $\sigma_{ЭКВ} = 30$ МПа, т. е. разница 21 МПа, или 41%.

3.3. Напряженно-деформированное состояние дисковых инструментов на четырехгранных призмах

На рисунках 3.19–3.22 представлены результаты моделирования напряженного состояния четырех вариантов консольных узлов крепления дисковых инструментов к четырехгранной призме с углами заострения ($\varphi = 25^\circ + 5^\circ = 30^\circ$; $\varphi = 20^\circ + 10^\circ$; $\varphi = 15^\circ + 15^\circ$ и $\varphi = 30^\circ$) с учетом характеристики разрушаемого массива [147, 150, 162, 163, 165]. В расчетах использованы марки сталей: 35ХГСА и Ст. 45.

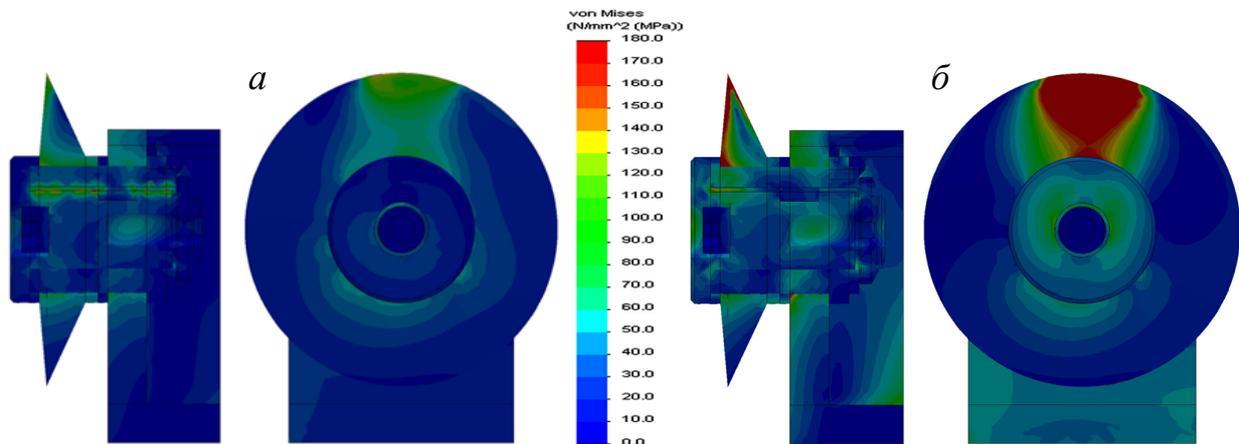


Рисунок 3.19. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в узле крепления биконического дискового инструмента ($\varphi = 25^\circ + 5^\circ = 30^\circ$) при разрушении забойного массива: *a* – $\sigma_{сж} = 12,4$ МПа; *б* – $\sigma_{сж} = 78,9$ МПа

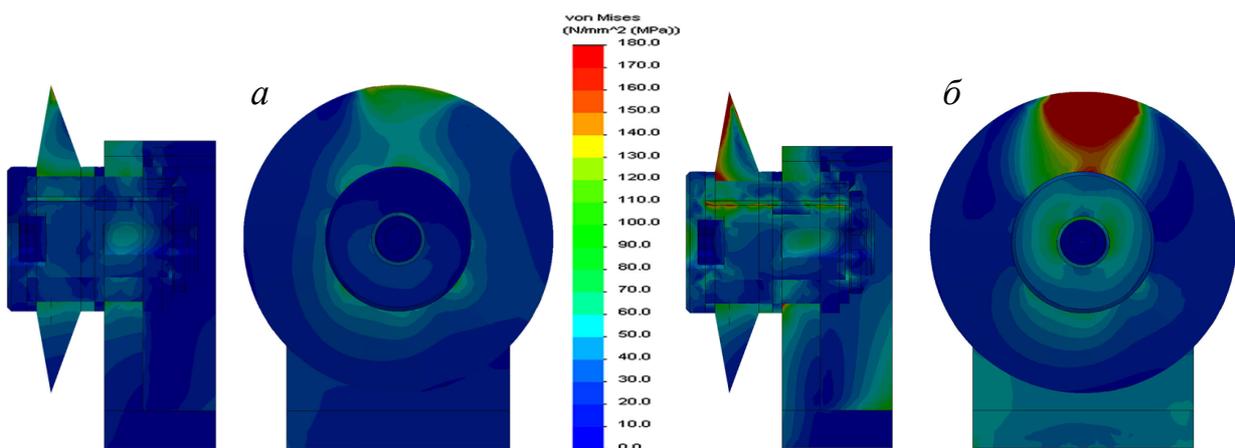


Рисунок 3.20. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в узле крепления биконического дискового инструмента ($\varphi = 20^\circ + 10^\circ = 30^\circ$) при разрушении забойного массива: *a* – $\sigma_{сж} = 12,4$ МПа; *б* – $\sigma_{сж} = 78,9$ МПа

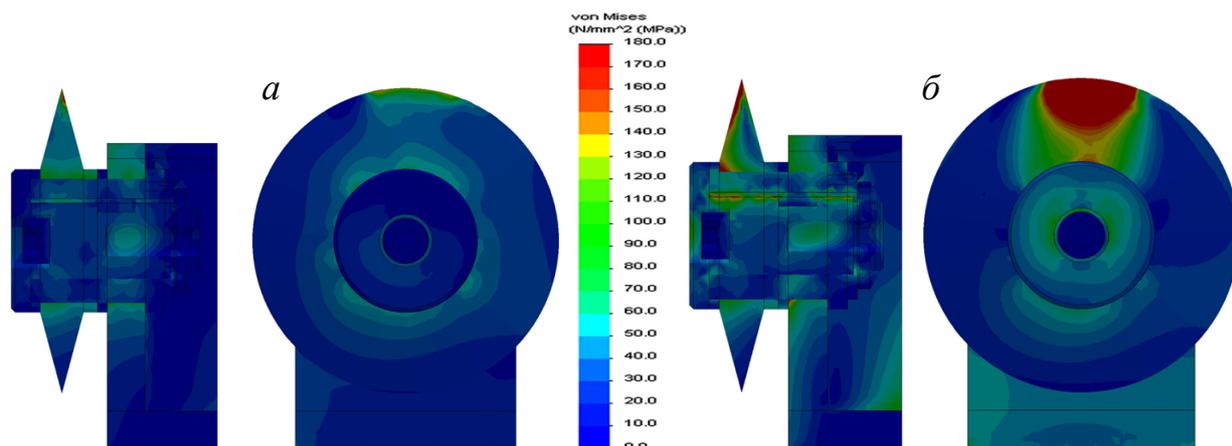


Рисунок 3.21. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в узле крепления биконического дискового инструмента ($\varphi = 15^\circ + 15^\circ = 30^\circ$) при разрушении забойного массива: $a - \sigma_{сж} = 12,4$ МПа; $b - \sigma_{сж} = 78,9$ МПа

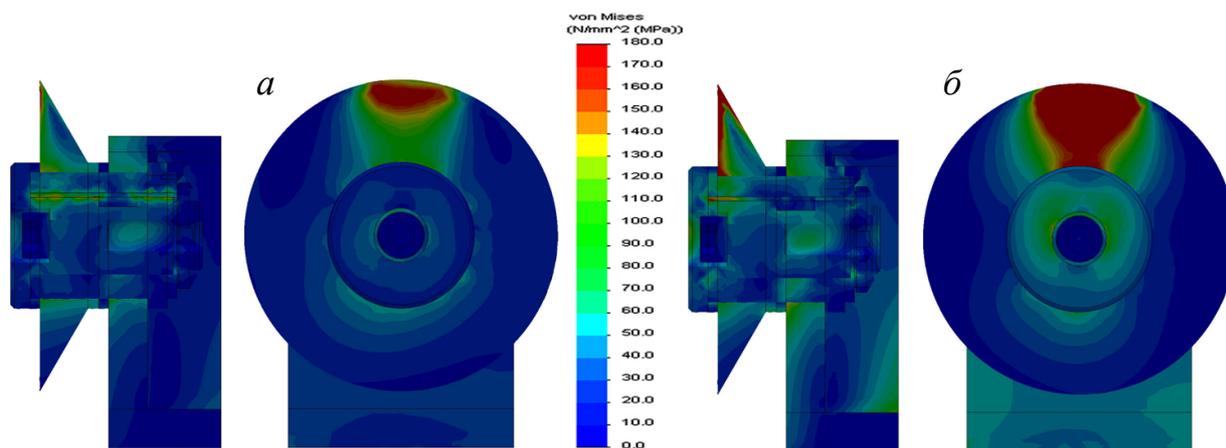


Рисунок 3.22. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в узле крепления конического дискового инструмента ($\varphi = 30^\circ$) при разрушении забойного массива: $a - \sigma_{сж} = 12,4$ МПа; $b - \sigma_{сж} = 78,9$ МПа

На рисунке 3.23 и в таблице 3.2 представлены зависимости распределения эквивалентных напряжений $\sigma_{экр}$ от диаметров D четырех вариантов сопряженных конструктивных элементов консольных узлов крепления с отдельными дисковыми инструментами к четырехгранной призме для прогнозируемого разрушения забойного массива с $\sigma_{сж}$: уголь (1 – 12,4 МПа), порода (2 – 51 МПа; 3 – 60,6 МПа; 4 – 78,9 МПа) [147, 163, 165].

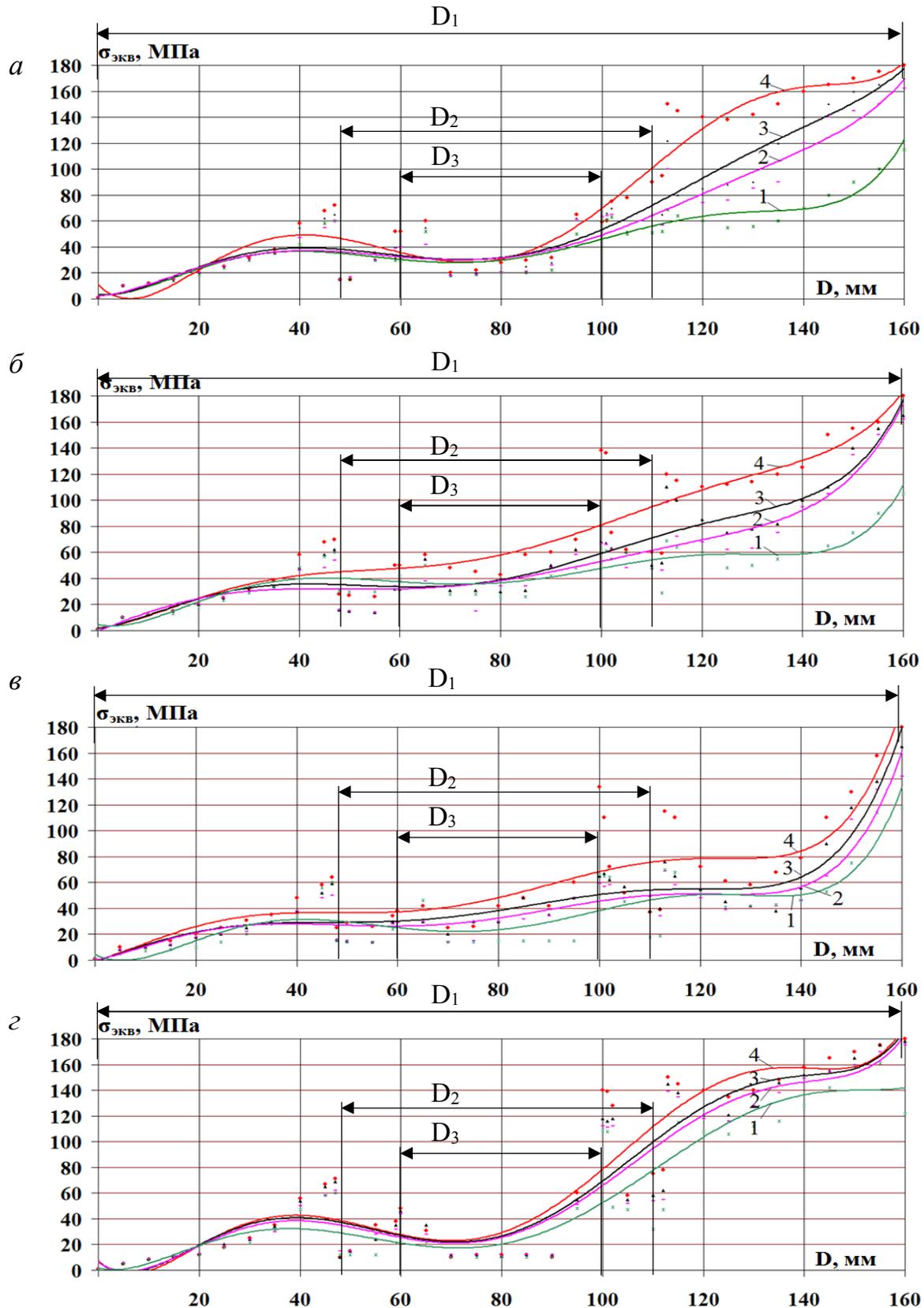


Рисунок 3.23. Зависимости эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ от диаметра D сопряженных конструктивных элементов в сечении, проходящем через лезвие дисков с разделными узлами консольного крепления к четырехгранной призме: *a* – $\varphi = 5^\circ + 25^\circ$; *б* – $\varphi = 10^\circ + 20^\circ$; *в* – $\varphi = 15^\circ + 15^\circ$; *г* – $\varphi = 0^\circ + 30^\circ$; D_1 – лезвие диска; D_2 – цапфа; D_3 – ось с буртиком

Таблица 3.2. Результаты определения полиномиальных зависимостей эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ от диаметра D дисков при статическом нагружении раздельного дискового инструмента с узлами консольного крепления на четырехгранных призмах

Углы заострения двух дисков $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$, град	Забойные массивы, $\sigma_{\text{СЖ}}$, МПа		Полиномиальные зависимости	Коэффициенты достоверности аппроксимации R^2
	1	2		
5°+25°	1	12,4	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 9 \cdot 10^{-10}D^6 - 49 \cdot 10^{-7}D^5 + 79 \cdot 10^{-5}D^4 - 0,005D^3 + 0,1473D^2 - 0,4312D + 3,5697$	0,8307
	2	51	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 5 \cdot 10^{-10}D^6 - 3 \cdot 10^{-7}D^5 + 5 \cdot 10^{-5}D^4 - 0,0034D^3 + 0,0955D^2 + 0,236D + 2,227$	0,9124
	3	60,6	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 6 \cdot 10^{-10}D^6 - 3 \cdot 10^{-7}D^5 + 5 \cdot 10^{-5}D^4 - 0,0041D^3 + 0,1219D^2 - 0,0698D + 2,6707$	0,9093
	4	78,9	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 2 \cdot 10^{-9}D^6 - 8 \cdot 10^{-7}D^5 + 0,0001D^4 - 0,0115D^3 + 0,3972D^2 - 3,802D + 11,028$	0,9305
10°+20°	1	12,4	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 9 \cdot 10^{-10}D^6 - 4 \cdot 10^{-7}D^5 + 7 \cdot 10^{-5}D^4 - 0,0051D^3 + 0,1618D^2 - 0,792D + 4,5062$	0,8155
	2	51	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 4 \cdot 10^{-10}D^6 - 1 \cdot 10^{-7}D^5 + 2 \cdot 10^{-5}D^4 - 0,0011D^3 - 0,0011D^2 + 1,5566D - 0,5273$	0,8962
	3	60,6	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 7 \cdot 10^{-10}D^6 - 3 \cdot 10^{-7}D^5 + 5 \cdot 10^{-5}D^4 - 0,0033D^3 + 0,0822D^2 + 0,4756D + 1,7038$	0,8832
	4	78,9	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 5 \cdot 10^{-10}D^6 - 2 \cdot 10^{-7}D^5 + 4 \cdot 10^{-5}D^4 - 0,003D^3 + 0,0857D^2 + 0,3425D + 1,9343$	0,8462
15°+15°	1	12,4	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 1 \cdot 10^{-9}D^6 - 5 \cdot 10^{-7}D^5 + 9 \cdot 10^{-5}D^4 - 0,0071D^3 + 0,2323D^2 - 1,9484D + 4,5644$	0,704
	2	51	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 7 \cdot 10^{-10}D^6 - 3 \cdot 10^{-7}D^5 + 4 \cdot 10^{-5}D^4 - 0,0025D^3 + 0,045D^2 + 0,8656D - 0,1547$	0,8645
	3	60,6	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 6 \cdot 10^{-10}D^6 - 2 \cdot 10^{-7}D^5 + 3 \cdot 10^{-5}D^4 - 0,0017D^3 + 0,0208D^2 + 1,1856D - 0,8734$	0,8712
	4	78,9	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 8 \cdot 10^{-10}D^6 - 3 \cdot 10^{-7}D^5 + 5 \cdot 10^{-5}D^4 - 0,0031D^3 + 0,0604D^2 + 0,9739D - 0,1622$	0,763
0°+30°	1	12,4	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 8 \cdot 10^{-10}D^6 - 4 \cdot 10^{-7}D^5 + 8 \cdot 10^{-5}D^4 - 0,0059D^3 + 0,1813D^2 - 0,9435D + 1,7707$	0,8275
	2	51	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 1 \cdot 10^{-9}D^6 - 7 \cdot 10^{-7}D^5 + 0,0001D^4 - 0,0099D^3 + 0,3281D^2 - 2,8843D + 6,5965$	0,8627
	3	60,6	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 2 \cdot 10^{-9}D^6 - 8 \cdot 10^{-7}D^5 + 0,0001D^4 - 0,0108D^3 + 0,3579D^2 - 3,1909D + 6,9559$	0,8572
	4	78,9	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 2 \cdot 10^{-9}D^6 - 9 \cdot 10^{-7}D^5 + 0,0002D^4 - 0,0125D^3 + 0,4166D^2 - 3,8895D + 7,5362$	0,8501

На рисунках 3.24, 3.25 и в таблице 3.3 представлены зависимости распределения величины эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ по критерию Мизеса в сопряженных конструктивных элементах (1–6) консольного узла крепления дискового инструмента на четырехгранной призме от разрушаемого горного массива $\sigma_{\text{СЖ}}$. Характеристики горного массива: уголь ($\sigma_{\text{СЖ}} = 12,4 \text{ МПа}; 13,5 \text{ МПа}; 14,8 \text{ МПа}$) и порода ($\sigma_{\text{СЖ}} = 51 \text{ МПа}; 60,6 \text{ МПа}; 78,9 \text{ МПа}$). Произведен анализ зависимостей по сечению, проходящему через режущую кромку каждого из четырех дисковых инструментов диаметром $D = 0,16 \text{ м}$ с учетом углов заострения: (биконические: $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 5^\circ + 25^\circ = 30^\circ; 10^\circ + 20^\circ = 30^\circ; 15^\circ + 15^\circ = 30^\circ$ и конический $\varphi = 0^\circ + 30^\circ$) [163].

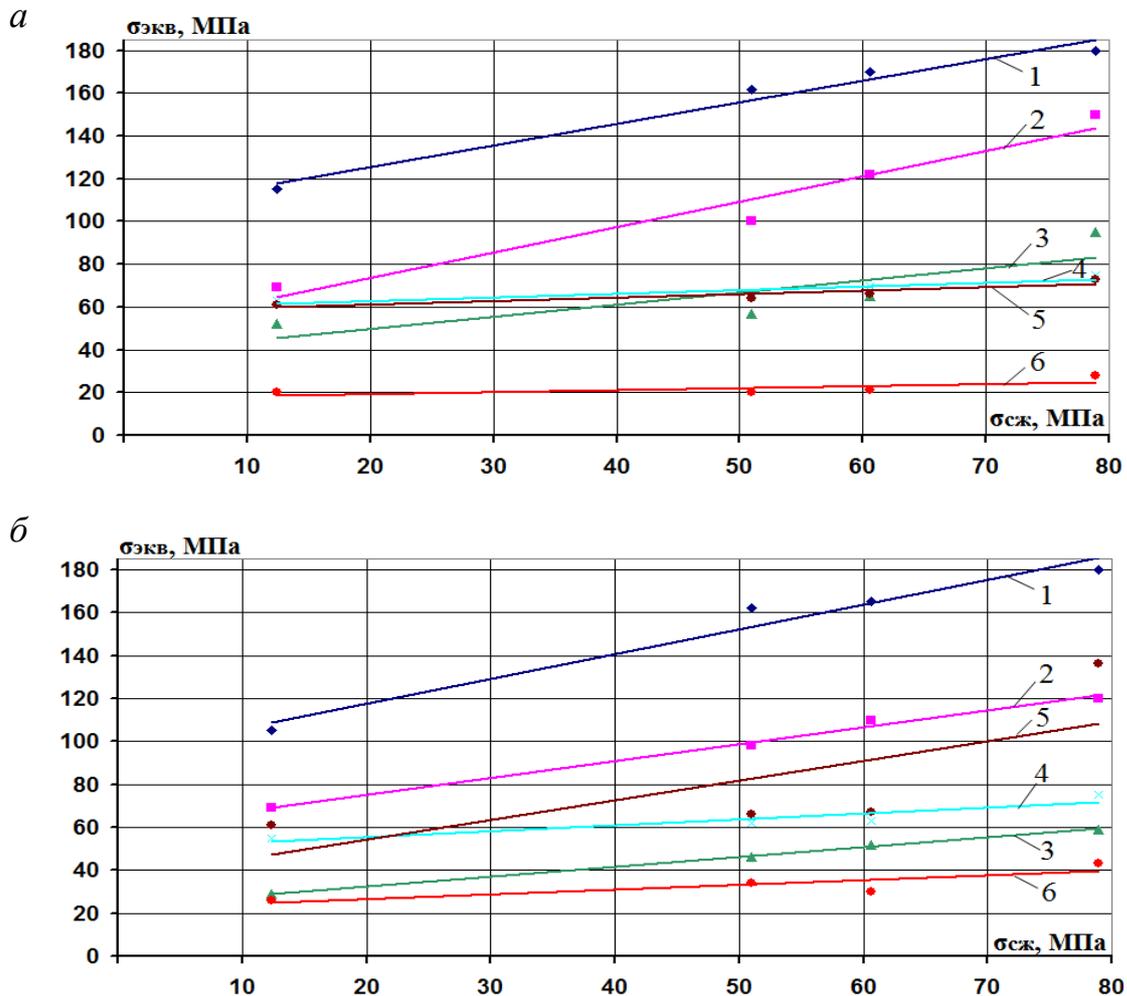


Рисунок 3.24. Зависимости эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ от предела прочности разрушаемого горного массива на сжатие $\sigma_{\text{СЖ}}$ в диаметральном сечении по лезвию диска (φ) для сопрягаемых конструктивных элементов (1–6) узла консольного крепления к четырехгранной призме: *а* – $\varphi = 5^\circ + 25^\circ$; *б* – $\varphi = 10^\circ + 20^\circ$

Таблица 3.3. Зависимости эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ в сопряженных элементах консольных узлов крепления дисков к четырехгранным призмам от $\sigma_{\text{СЖ}}$ пород

Углы заострения дисков $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$, град	Поверхности моделирования сопрягаемых конструктивных элементов		Зависимости	Коэффициенты достоверности аппроксимации R^2
5° + 25°	1	по кромке диска	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 1,0115 \sigma_{\text{СЖ}} + 105,44$	0,9711
	2	по ступице диска	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 1,1923 \sigma_{\text{СЖ}} + 49,771$	0,9519
	3	по наружной поверхности цапфы	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 0,5683 \sigma_{\text{СЖ}} + 38,424$	0,685
	4	по внутренней поверхности цапфы	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 0,1728 \sigma_{\text{СЖ}} + 59,486$	0,8121
	5	по наружной поверхности оси	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 0,1645 \sigma_{\text{СЖ}} + 57,655$	0,819
	6	в центре оси	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 0,0997 \sigma_{\text{СЖ}} + 17,194$	0,5241
10° + 20°	1	по кромке диска	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 1,153 \sigma_{\text{СЖ}} + 94,515$	0,963
	2	по ступице диска	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 0,7837 \sigma_{\text{СЖ}} + 59,495$	0,9911
	3	по наружной поверхности цапфы	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 0,4563 \sigma_{\text{СЖ}} + 23,353$	0,9969
	4	по внутренней поверхности цапфы	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 0,273 \sigma_{\text{СЖ}} + 49,9$	0,851
	5	по наружной поверхности оси	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 0,921 \sigma_{\text{СЖ}} + 35,783$	0,5218
	6	в центре оси	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 0,2206 \sigma_{\text{СЖ}} + 22,06$	0,7235
15° + 15°	1	по кромке диска	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 0,9396 \sigma_{\text{СЖ}} + 103,59$	0,9442
	2	по ступице диска	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 0,5622 \sigma_{\text{СЖ}} + 53,984$	0,5191
	3	по наружной поверхности цапфы	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 0,3284 \sigma_{\text{СЖ}} + 16,344$	0,9024
	4	по внутренней поверхности цапфы	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 0,1354 \sigma_{\text{СЖ}} + 56,883$	0,4664
	5	по наружной поверхности оси	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 0,5446 \sigma_{\text{СЖ}} + 47,124$	0,4087
	6	в центре оси	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 0,3868 \sigma_{\text{СЖ}} + 9,6287$	0,9629
0° + 30°	1	по кромке диска	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 0,9328 \sigma_{\text{СЖ}} + 116,43$	0,8789
	2	по ступице диска	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 0,4487 \sigma_{\text{СЖ}} + 115,99$	0,9884
	3	по наружной поверхности цапфы	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 0,4338 \sigma_{\text{СЖ}} + 38,498$	0,8523
	4	по внутренней поверхности цапфы	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 1,2391 \sigma_{\text{СЖ}} + 38,897$	0,9435
	5	по наружной поверхности оси	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 0,4039 \sigma_{\text{СЖ}} + 98,013$	0,6492
	6	в центре оси	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 0,0282 \sigma_{\text{СЖ}} + 9,5708$	0,9368

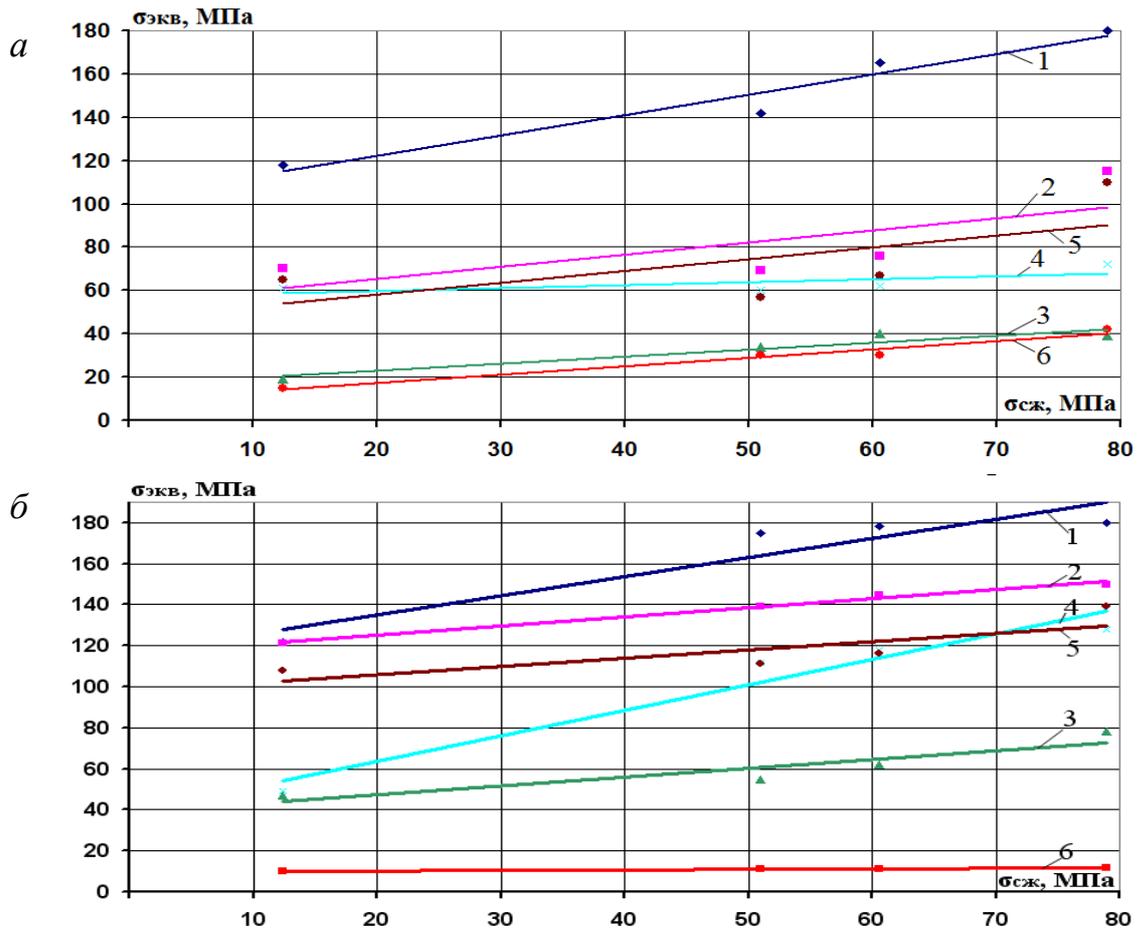


Рисунок 3.25. Зависимости эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{экв}}$ от предела прочности разрушаемого горного массива на сжатие $\sigma_{\text{сж}}$ в диаметральном сечении по лезвию диска (φ) для сопрягаемых конструктивных элементов (1–6) узла консольного крепления к четырехгранной призме: *а* – $\varphi = 15^\circ+15^\circ$; *б* – $\varphi = 0^\circ+30^\circ$

На рисунке 3.26 представлены результаты моделирования перемещений в отдельных узлах крепления четырех вариантов дисковых инструментов к четырехгранным призмам.

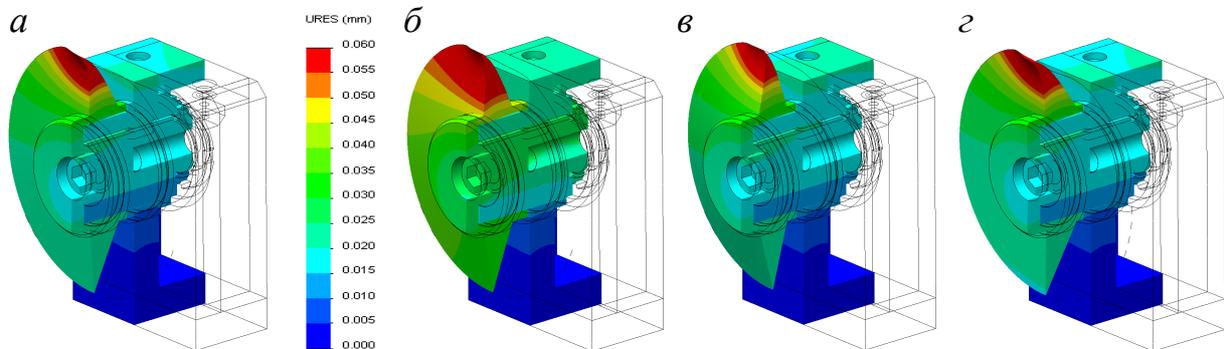


Рисунок 3.26. Перемещения в отдельных консольных узлах крепления биконических дисковых инструментов (φ) при статическом нагружении породного массива $\sigma_{\text{сж}} = 60,6$ МПа: *а* – $\varphi = 25^\circ+5^\circ$; *б* – $\varphi = 20^\circ+10^\circ$; *в* – $\varphi = 15^\circ+15^\circ$; *г* – $\varphi = 30^\circ$

Минимальный уровень эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ при разрушении забойных массивов ($\sigma_{\text{СЖ}} = 12,4\text{--}78,9$ МПа) отмечен для биконического дискового инструмента ($\varphi = 5^\circ+25^\circ = 30^\circ$; $10^\circ+20^\circ = 30^\circ$; $15^\circ+15^\circ = 30^\circ$), а максимальный уровень эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ отмечен при использовании конического дискового инструмента ($\varphi = 0^\circ+30^\circ$). В конструкциях биконического дискового инструмента при изменении углов заострения от асимметричного ($\varphi = 5^\circ+25^\circ$; $10^\circ+20^\circ$) до симметричного ($\varphi = 15^\circ+15^\circ$) фиксируется снижение расчетного уровня максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ у симметричного диска для всех вариантов нагружения.

Зависимости распределения эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ по критерию Мизеса от диаметра D сопрягаемых конструктивных элементов в сечении, проходящем через лезвие дискового инструмента к четырехгранным призмам, описываются полиномиальными зависимостями. При этом зависимости распределения эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ по критерию Мизеса на кромках дисковых инструментов консольных узлов крепления к четырехгранной призме от показателей разрушаемого горного массива $\sigma_{\text{СЖ}}$ описываются линейными зависимостями.

При статическом нагружении четырех вариантов конструкций отдельных консольных узлов крепления дискового инструмента к четырехгранным призмам для горных пород ($\sigma_{\text{СЖ}}$ от 12,4 до 78,9 МПа) определена картина максимальных деформационных перемещений в области до 0,06 мм.

Эквивалентные напряжения по критерию Мизеса $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ до 180 МПа для расчетного диапазона прочности горных пород на забойных массивах ($\sigma_{\text{СЖ}}$ от 12,4 до 78,9 МПа) существенно ниже предела текучести для стали 35ХГСА ($\sigma_{\text{T}} = 490$ МПа) и Ст. 45 ($\sigma_{\text{T}} = 275$ МПа).

На основании изложенного рекомендовано применение указанных выше марок сталей для изготовления всех деталей отдельных консольных узлов крепления двух дисковых инструментов к четырехгранным призмам.

3.4. Напряженно-деформированное состояние спаренных дисковых инструментов на четырехгранных призмах

На рисунках 3.27, 3.28 представлены результаты моделирования напряженного состояния четырех вариантов консольных узлов

крепления биконических и конических дисковых инструментов ($\varphi = 5^\circ + 25^\circ = 30^\circ$; $\varphi = 10^\circ + 20^\circ = 30^\circ$; $\varphi = 15^\circ + 15^\circ = 30^\circ$ и $\varphi = 0^\circ + 30^\circ = 30^\circ$) к четырехгранным призмам с учетом предела прочности на одноосное сжатие забойного массива $\sigma_{сж}$ от 12,4 до 78,9 МПа. В расчетах использованы марки сталей: 35ХГСА, Ст. 45, Ст. 65Г, Ст. 15 [147, 166].

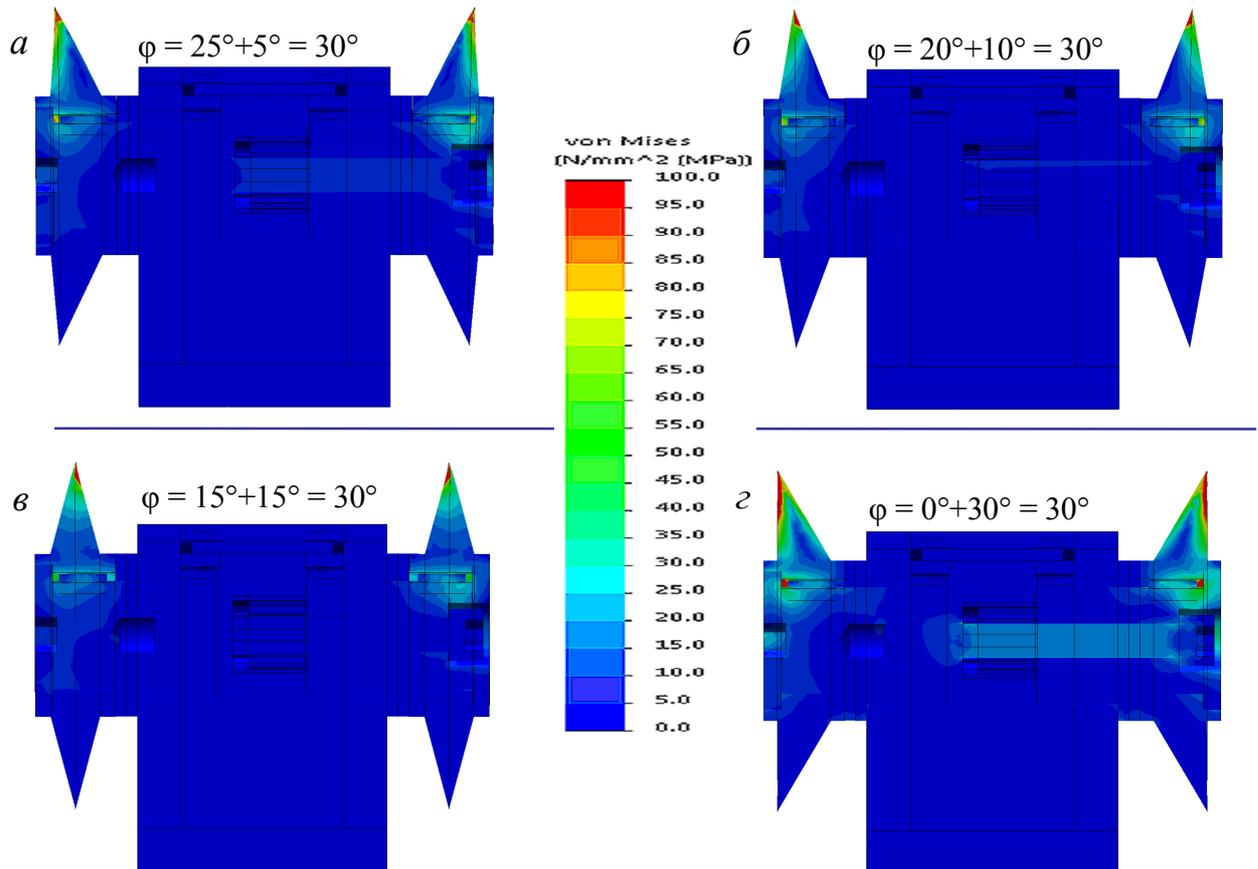


Рисунок 3.27. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в деталях консольных узлов крепления спаренных дисковых инструментов при разрушении угольного массива $\sigma_{сж} = 12,4$ МПа

На рисунке 3.29 представлены зависимости эквивалентных напряжений $\sigma_{эКВ}$ по критерию Мизеса от диаметра D дискового инструмента в плоскости сечения по лезвию диска со стороны крепежного винта для спаренного режима вращения дисков при разрушении забойных массивов $\sigma_{сж}$: угольного (1–12,4 МПа), породных (2–51 МПа; 3–60,6 МПа; 4–78,9 МПа) [166].

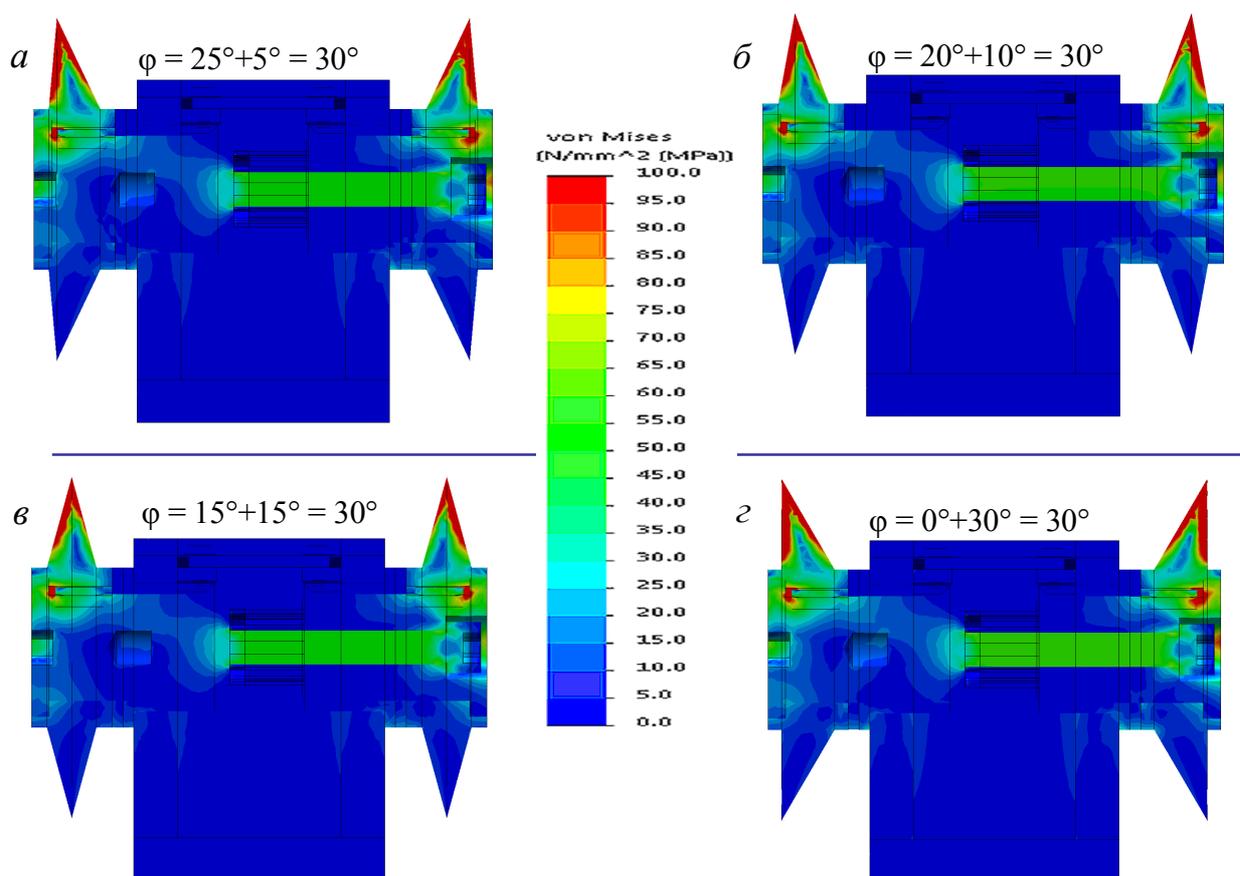


Рисунок 3.28. Распределение эквивалентных напряжений по критерию Мизеса в деталях консольных узлов крепления спаренных дисковых инструментов при разрушении породного массива $\sigma_{сж} = 78,9$ МПа

В таблице 3.4 представлены полиномиальные зависимости эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{экв}}$ по критерию Мизеса от диаметра D дискового инструмента в плоскости сечения по лезвию диска со стороны крепежного винта узла крепления к четырехгранной призме для спаренного режима вращения четырех конструктивных вариантов дисков при разрушении забойных массивов [166].

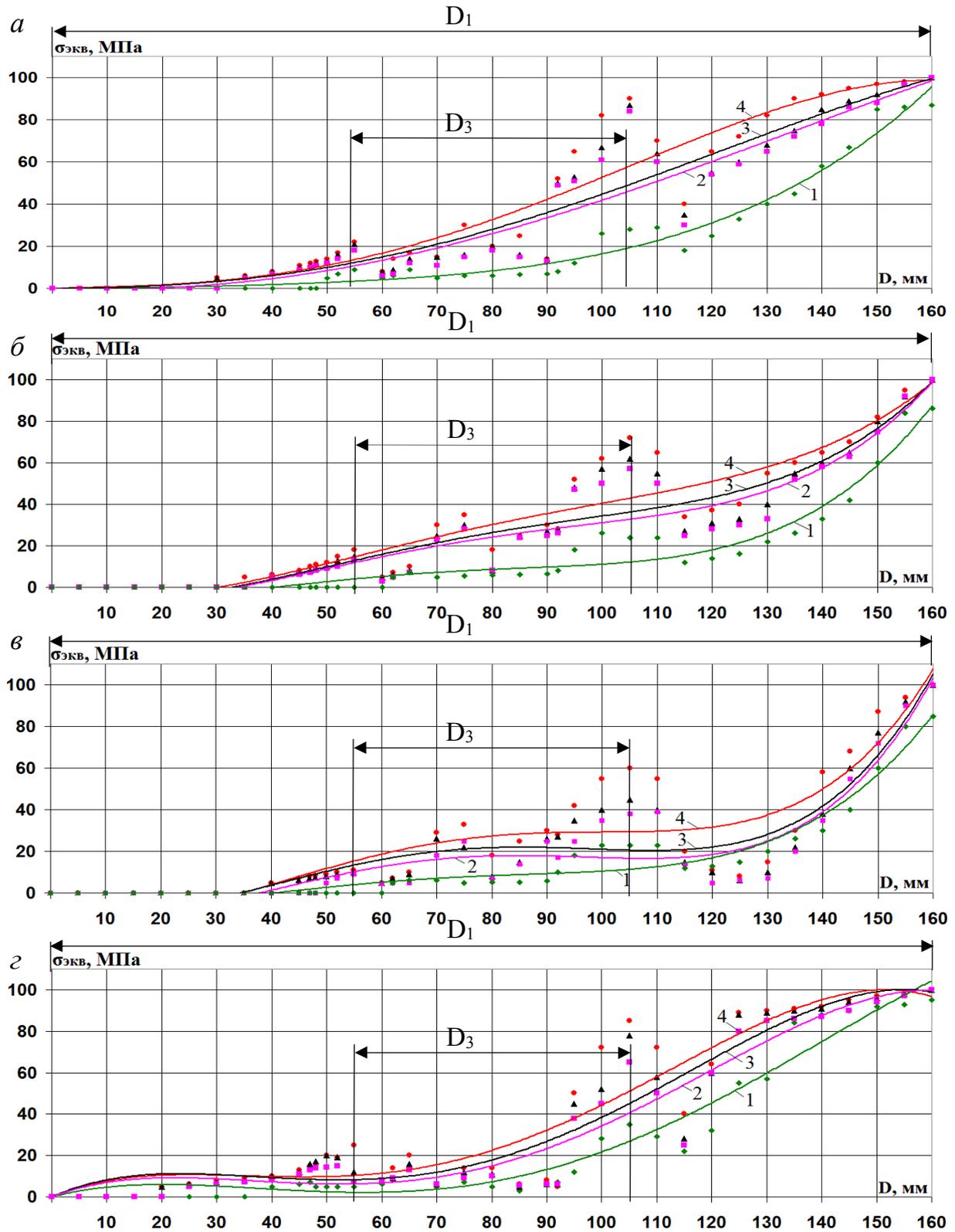


Рисунок 3.29. Зависимости эквивалентных напряжений $\sigma_{ЭКВ}$ от диаметра D сопряженных конструктивных элементов в сечении, проходящем через лезвие спаренных дисков с узлами консольного крепления к четырехгранным призмам: *a* – $\varphi = 5^\circ + 25^\circ$; *б* – $\varphi = 10^\circ + 20^\circ$; *в* – $\varphi = 15^\circ + 15^\circ$; *г* – $\varphi = 0^\circ + 30^\circ$; D_1 – лезвие диска; D_3 – ось с буртиком

Таблица 3.4. Полиномиальные зависимости эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ от диаметра D дисков при статическом нагружении спаренного дискового инструмента с узлами консольного крепления на четырехгранных призмах

Углы заострения диска $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$, град	Забойные массивы, $\sigma_{\text{сж}}$, МПа	Полиномиальные зависимости	Коэффициенты достоверности аппроксимации R^2
25°+5°	12,4	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 2 \cdot 10^{-7} D^4 - 3 \cdot 10^{-5} D^3 + 0,002 D^2 - 0,0106 D$	0,9711
	51	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = -8 \cdot 10^{-8} D^4 + 1 \cdot 10^{-5} D^3 + 0,0049 D^2 - 0,0918 D$	0,898
	60,6	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = -2 \cdot 10^{-7} D^4 + 4 \cdot 10^{-5} D^3 + 0,0025 D^2 + 0,0038 D$	0,8982
	78,9	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = -4 \cdot 10^{-7} D^4 + 1 \cdot 10^{-4} D^3 - 0,0005 D^2 + 0,0579 D$	0,9037
20°+10°	12,4	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 1 \cdot 10^{-6} D^4 - 0,0003 D^3 + 0,0244 D^2 - 0,5984 D$	0,9399
	51	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 1 \cdot 10^{-6} D^4 - 0,0003 D^3 + 0,0339 D^2 - 0,7942 D$	0,8921
	60,6	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 1 \cdot 10^{-6} D^4 - 0,0003 D^3 + 0,0329 D^2 - 0,7628 D$	0,8877
	78,9	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 9 \cdot 10^{-7} D^4 - 0,0003 D^3 + 0,0295 D^2 - 0,6635 D$	0,8909
15°+15°	12,4	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 1 \cdot 10^{-6} D^4 - 0,0003 D^3 + 0,0247 D^2 - 0,6035 D$	0,9423
	51	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 2 \cdot 10^{-6} D^4 - 0,0006 D^3 + 0,0517 D^2 - 1,2264 D$	0,858
	60,6	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 2 \cdot 10^{-6} D^4 - 0,0006 D^3 + 0,0523 D^2 - 1,1771 D$	0,8458
	78,9	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 2 \cdot 10^{-6} D^4 - 0,0006 D^3 + 0,0548 D^2 - 1,2626 D$	0,8041
0°+30°	12,4	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = -8 \cdot 10^{-7} D^4 + 0,0003 D^3 - 0,0246 D^2 + 0,6791 D$	0,9532
	51	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = -1 \cdot 10^{-6} D^4 + 0,0004 D^3 - 0,0355 D^2 + 1,0052 D$	0,9246
	60,6	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = -2 \cdot 10^{-6} D^4 + 0,0005 D^3 - 0,0405 D^2 + 1,178 D$	0,8986
	78,9	$\sigma_{\text{ЭКВ}} = -2 \cdot 10^{-6} D^4 + 0,0005 D^3 - 0,037 D^2 + 1,0852 D$	0,8808

На рисунке 3.30 представлен сводный график зависимостей эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ от диаметра D спаренных дисковых инструментов четырех конструктивных вариантов к четырехгранным призмам (три биконических с углами заострения: 1 – $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 25^\circ + 5^\circ = 30^\circ$; 2 – $20^\circ + 10^\circ$; 3 – $15^\circ + 15^\circ$ и один конический 4 – $\varphi = 0^\circ + 30^\circ$) при разрушении угольных забойных массивов $\sigma_{\text{СЖ}} = 12,4$ МПа.

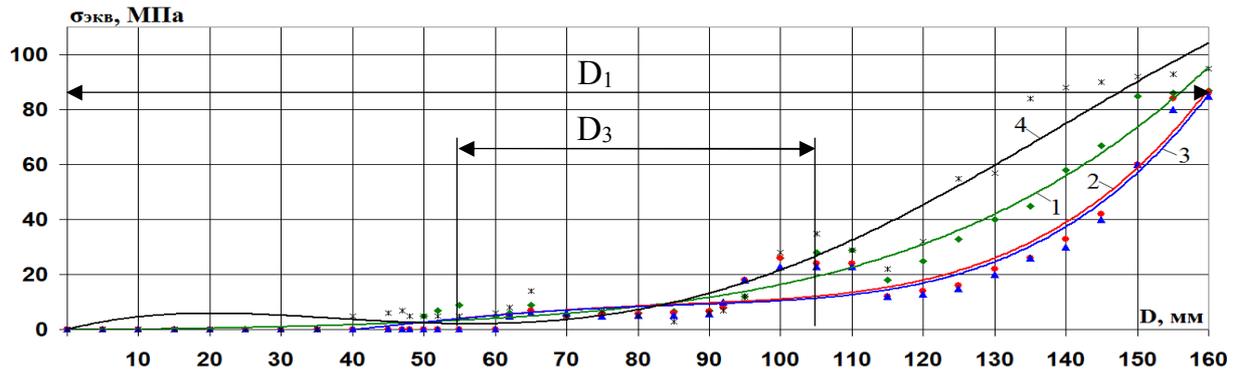


Рисунок 3.30. Зависимости эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ от диаметра D сопряженных конструктивных элементов в сечении, проходящем через лезвие дисков со спаренными узлами консольного крепления к четырехгранной призме: D_1 – лезвие диска; D_3 – диаметр оси с буртиком

Анализ результатов зависимостей эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ от диаметра D спаренных дисковых инструментов четырех конструктивных вариантов показывает, что при разрушении угольных забойных массивов проходческих горных выработок все они имеют характер изменения в виде полиномиальных зависимостей с максимальной крутизной нарастания к зоне разрушения массива с глубиной внедрения $h = 0,04$ м при диаметре лезвия диска $D = 0,16$ м. Здесь максимальный уровень эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ составляет 95 МПа, что характерно при разрушении угольного забойного массива коническим дисковым инструментом $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 0^\circ + 30^\circ$. Для трех конструктивных вариантов биконических спаренных дисковых инструментов ($\varphi = 25^\circ + 5^\circ = 30^\circ$; $20^\circ + 10^\circ$; $15^\circ + 15^\circ$) отмечается снижение уровня эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ до 85–87 МПа.

Установлено, что при разрушении породных забойных массивов зависимости эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ от диаметра D спаренных дисковых инструментов описываются полиномами четвертой степени с более пологой крутизной нарастания к зоне разру-

шения породного массива по сравнению с угольными забоями при глубине внедрения лезвия диска $h = 0,006$ м. При этом максимальный уровень $\sigma_{\text{экв}}$ находится в диапазоне 97–100 МПа, что существенно ниже предела текучести для стали 35ХГСА ($\sigma_T = 490$ МПа) и Ст. 45 ($\sigma_T = 275$ МПа).

Основная оценка результатов моделирования напряженно-деформированного состояния узлов крепления дискового инструмента заключается в следующем:

- выявлено влияние конструкции консольного узла крепления дискового инструмента к забойной грани трехгранной призмы на размеры зон концентрации максимальных эквивалентных напряжений в сопряженных конструктивных элементах при статическом нагружении, которые имеют минимальные значения для всех типов биконических дисковых инструментов с гаечным вариантом крепления;

- отмечено, что для трехгранных и четырехгранных призм минимальный уровень эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{экв}}$ при разрушении забойных массивов ($\sigma_{\text{сж}} = 12,4\text{--}120$ МПа) имеет место для биконического дискового инструмента ($\varphi = 5^\circ + 25^\circ = 30^\circ$; $10^\circ + 20^\circ = 30^\circ$; $15^\circ + 15^\circ = 30^\circ$), а максимальный уровень эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{экв}}$ – для конического дискового инструмента ($\varphi = 0^\circ + 30^\circ$). В конструкциях биконического дискового инструмента при изменении углов заострения от асимметричного ($\varphi = 5^\circ + 25^\circ$; $10^\circ + 20^\circ$) до симметричного ($\varphi = 15^\circ + 15^\circ$) фиксируется снижение расчетного уровня максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{экв}}$ у симметричного диска для всех вариантов нагружения;

- установлено, что зависимости распределения эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{экв}}$ по критерию Мизеса от диаметра D сопряженных конструктивных элементов в сечении, проходящем через лезвие дискового инструмента к трехгранным и четырехгранным призмам, описываются полиномиальными зависимостями. При этом зависимости распределения эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{экв}}$ по критерию Мизеса на лезвиях дисковых инструментов консольных узлов крепления к четырехгранной призме от показателей разрушаемого горного массива $\sigma_{\text{сж}}$ описываются линейными зависимостями;

- показано, что зависимости эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{экв}}$ от диаметра D спаренных дисковых инструментов при разрушении угольных забойных массивов проходческих горных выработок для

всех параметров биконичности углов заострения являются полиномиальными с максимальной крутизной нарастания к зоне разрушения с глубиной внедрения $h = 0,04$ м при диаметре лезвия диска $D = 0,16$ м, а максимальный уровень эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ составляет 95 МПа, что характерно для разрушения угольного забойного массива коническим дисковым инструментом $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 0^\circ + 30^\circ$, при этом для трех биконических спаренных дисковых инструментов ($\varphi = 25^\circ + 5^\circ = 30^\circ$; $20^\circ + 10^\circ$; $15^\circ + 15^\circ$) отмечается снижение уровня эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ до 85–87 МПа;

– установлено, что при разрушении породных забойных массивов зависимости эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ от диаметра D спаренных дисковых инструментов описываются полиномами четвертой степени с более пологой крутизной нарастания к зоне разрушения породного массива по сравнению с угольными забоями при глубине внедрения $h = 0,006$ м и диаметре лезвия диска $D = 0,16$ м и для всех вариантов конструкций дисковых инструментов максимальный уровень эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ расположен в диапазоне 97–100 МПа;

– определено, что эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ по критерию Мизеса при статическом нагружении консольных узлов крепления дискового инструмента к трехгранным и четырехгранным призмам на стреловидных исполнительных органах проходческих комбайнов существенно ниже предела текучести для стали 35ХГСА ($\sigma_T = 490$ МПа) и Ст. 45 ($\sigma_T = 275$ МПа).

4. ОЦЕНКА НАГРУЖЕННОСТИ ДВУХКОРОНЧАТЫХ СТРЕЛОВИДНЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ С ДИСКОВЫМИ ИНСТРУМЕНТАМИ

4.1. Суммарные усилия при разрушении забойных массивов дисковыми инструментами на одиночной реверсивной коронке с трехгранными призмами

Для решения четвертой научной задачи по оценке суммарных усилий и крутящих моментов на отдельных коронках двухкорончатого стреловидного исполнительного органа с дисковым инструментом при реверсивных режимах работы в КузГТУ предложено техническое решение, представленное на рисунке 4.1. Двухкорончатый стреловидный исполнительный орган при проведении горных выработок по углю и смешанному забою с присечкой горных пород обеспечивает совмещение процессов разрушения забоев неоднородной структуры, дробления негабаритов и погрузки горной массы на стол питателя [38, 41, 56, 126, 148, 168].

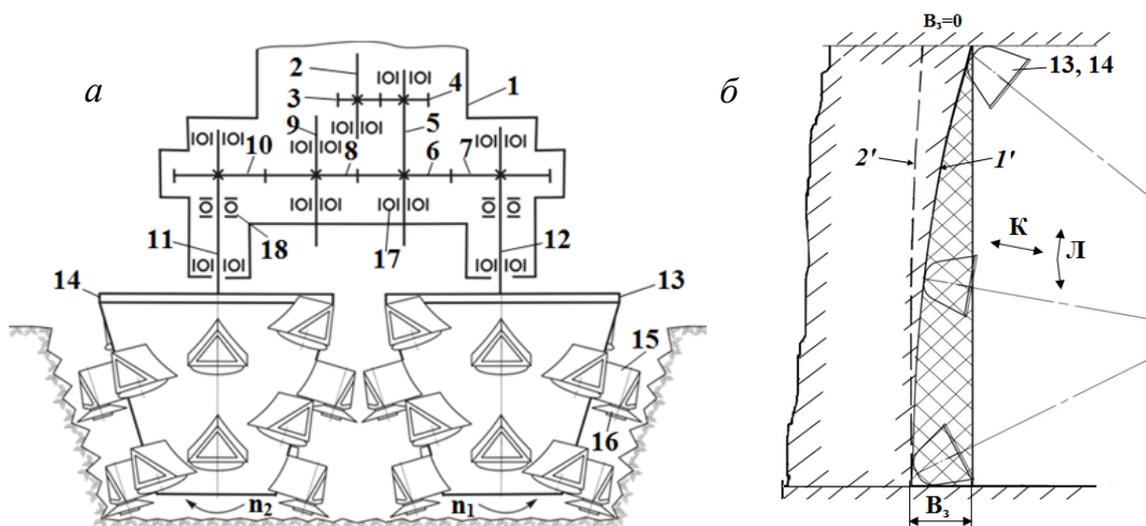


Рисунок 4.1. Исполнительный орган проходческого комбайна с двумя радиальными коронками: *a* – кинематическая схема; *б* – схема зарубки

Исполнительный орган (рисунок 4.1, *a*) включает стрелу с раздаточным редуктором, в корпусе 1 которого размещен вал 2, ко-

торый получает вращательное движение от выходного вала основного привода стрелы проходческого комбайна. Далее вращение через вал 2 и шестерню 3 передается зубчатому колесу 4, которое прикреплено к валу 5. Через шестерню 6 вращательное движение передается с одной стороны на зубчатое колесо 7, а с другой стороны на промежуточное зубчатое колесо 8, вал 9, зубчатое колесо 10 и вал 11. При этом вал 12 прикреплен к ступице корпуса 13 левой коронки, которая вращается, например, против часовой стрелке n_1 . Вал 11 раздаточного редуктора, в свою очередь, жестко прикреплен к ступице корпуса 14 правой коронки, которая в данном случае вращается по часовой стрелке n_2 . На усеченных конических поверхностях корпусов коронок 13 и 14 по определенной схеме набора размещены трехгранные призмы 15 с дисковыми инструментами 16. Валы и оси внутри корпуса 1 раздаточного редуктора центрируются через опоры, содержащие радиальные 17 и упорные 18 шарикоподшипники.

В процессе проходки горной выработки, перед каждым рабочим циклом, первоначально осуществляют зарубку двухкорончатого исполнительного органа на ширину захвата B_3 (рисунок 4.1, б) разрушающе-погрузочными коронками. При этом стрела перемещается по направлению движения 1' от кровли выработки к почве с постепенным телескопическим удлинением по стрелке К от $B_3 = 0$ до требуемой величины B_3 и после этого производят подъемно-поворотное перемещение стрелы по стрелке Л от почвы к кровле выработки по направлению движения 2'.

На рисунке 4.2 представлено начальное положение коронок для иллюстрации взаимного расположения трехгранных призм с дисковыми инструментами в центральной зоне пересечения траекторий движения. При этом бесконтактный режим вращения трехгранных призм с дисковыми инструментами в центральной зоне обеспечен их относительным сдвигом в зоне выступов и впадин на угол 22,5 градуса. На рисунке 4.2, а, б представлено движение коронок вверх и вниз соответственно [41, 168].

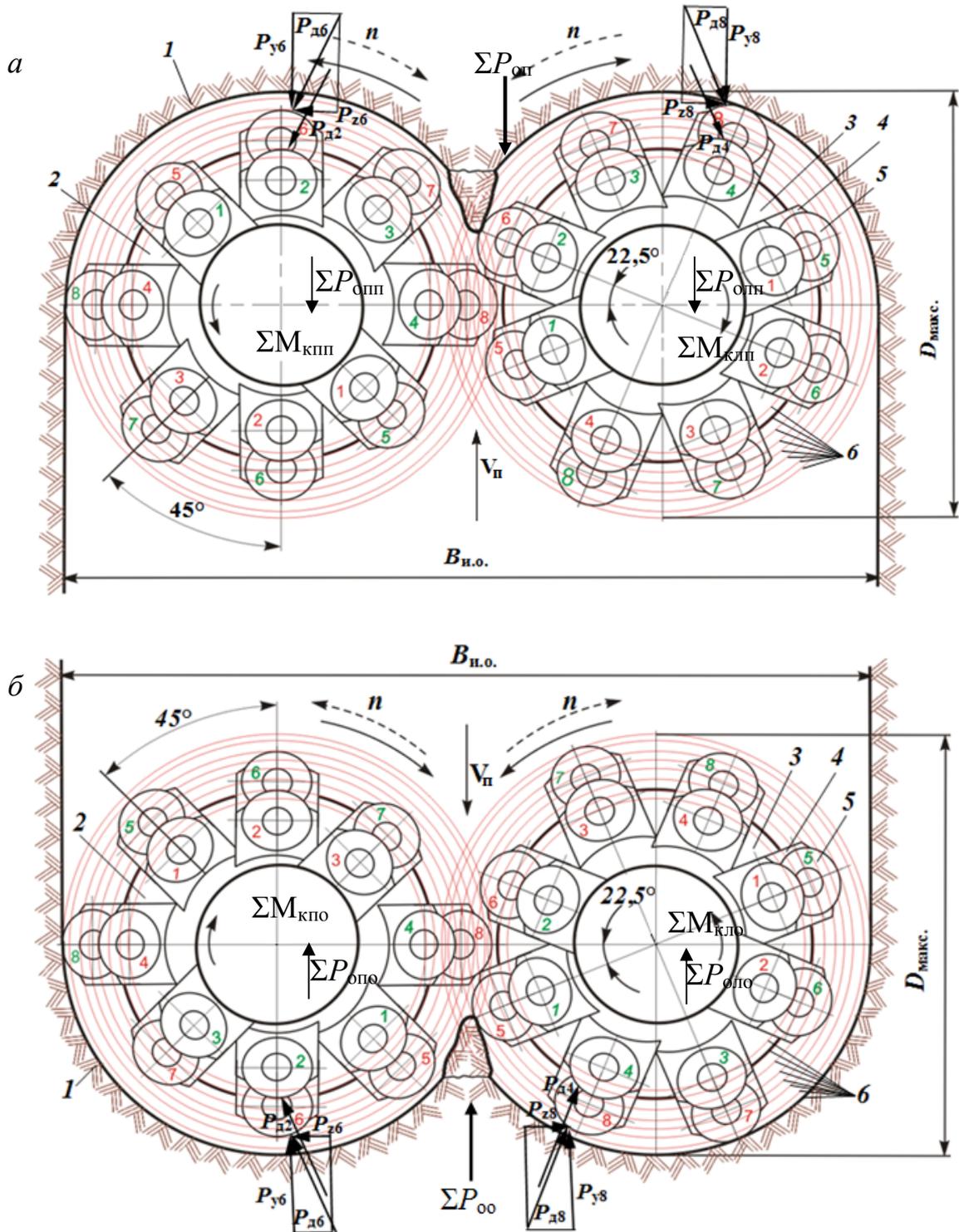


Рисунок 4.2. Траектории движения трехгранных призм и дискового инструмента с пересечением без контакта в центральной зоне проходческого забоя: 1 – врубная поверхность; 2 и 3 – радиальные правая и левая коронки; 4 – трехгранная призма; 5 – дисковый инструмент; 6 – семейство окружностей перемещения лезвий дисков; $B_{и.о.}$ – ширина исполнительного органа; $D_{макс.}$ – диаметр максимальной окружности перемещения лезвий дискового инструмента

В соответствии со схемой набора (рисунок 4.2) и количеством одинаковых групп дисков на трехгранных призмах осуществляется поворот каждой радиальной группы дисков на условно фиксированные угловые положения через 45 градусов. Это составляет в контакте с забоем в секторе его охвата на 180° восемь условных фиксированных положений внедрения диска в забой за один полный цикл оборотов двух реверсивных радиальных коронок. При этом положении коронок с поворотом на 45 градусов обеспечено бесконтактным, кинематически связанным размещением в зоне пересечения траекторий движения трехгранных призм с дисками № 4 и № 8 правой коронки с опережением на 22,5 градуса трехгранных призм с дисками № 2 и № 6 левой коронки при встречном направлении вращения со стороны поверхности забоя и соответственно с отставанием на 22,5 градуса от левой коронки при попутном направлении вращения.

Схемы набора инструментов на каждой коронке образуют двухзаходные спирали с двумя дисками в линии перекатывания и шагом между ними $t = 75$ мм. При взаимодействии правой и левой коронок с породой на них действуют внешние нагрузки в виде суммарных осевых усилий и крутящих моментов (рисунок 4.3) [169]. За базовую машину в расчетах принят проходческий комбайн КП21 производства АО «Копейский машиностроительный завод» (www.koremash.ru), который в последнее время получил широкое применение на шахтах АО «СУЭК-Кузбасс».

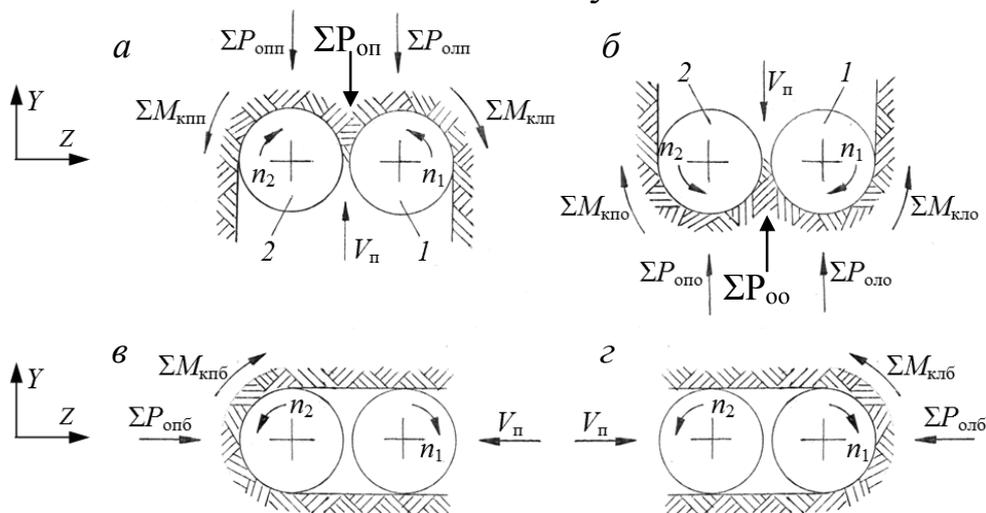


Рисунок 4.3. Схемы суммарных осевых сил и крутящих моментов в плоскости вращения двухкорончатого рабочего органа: а, б – при подъеме и опускании стрелы; в, г – при боковом перемещении стрелы; 1, 2 – левая и правая коронки

На рисунках 4.2 и 4.3 приняты следующие обозначения:

$\Sigma P_{\text{опп}}, \Sigma P_{\text{олп}}$ – суммарные осевые усилия на правой и левой коронках при подъеме стрелы;

$\Sigma P_{\text{опо}}, \Sigma P_{\text{оло}}$ – суммарные осевые усилия на правой и левой коронках при опускании стрелы;

$\Sigma P_{\text{опб}}, \Sigma P_{\text{олб}}$ – суммарные осевые усилия на правой или левой коронках при боковых перемещениях стрелы;

$\Sigma M_{\text{кпп}}, \Sigma M_{\text{кпл}}$ – суммарные крутящие моменты на правой или левой коронках при подъеме стрелы;

$\Sigma M_{\text{кпо}}, \Sigma M_{\text{кло}}$ – суммарные крутящие моменты на правой и левой коронках при опускании стрелы;

$\Sigma M_{\text{кпб}}, \Sigma M_{\text{клб}}$ – суммарные крутящие моменты на правой и левой коронках при боковых перемещениях стрелы;

$V_{\text{п}}$ – направление скорости перемещения стрелы с коронками;

$\Sigma P_{\text{оп}} = \Sigma P_{\text{опп}} + \Sigma P_{\text{олп}}$ – суммарные осевые усилия на сдвоенных коронках при подъеме стрелы;

$\Sigma P_{\text{оо}} = \Sigma P_{\text{опо}} + \Sigma P_{\text{оло}}$ – суммарные осевые усилия на сдвоенных коронках при опускании стрелы;

$P_{y1...} P_{y8}$ – осевые усилия на каждом из восьми одиночных дисках;

$P_{z1...} P_{z8}$ – окружные усилия на каждом из восьми одиночных дисках;

$P_{d1...} P_{d8}$ – результирующие усилия на каждом из восьми одиночных дисках.

Во время работы дисковый инструмент своей передней частью по дуге ОА внедряется в породу на глубину h (рисунок 4.4, б). При этом каждая точка его лезвия описывает циклоиду. Для упрощения расчетов предположим, что дисковый инструмент перемещается по поверхности контакта с разрушаемым забоем без проскальзывания. Путь АБ в контакте с породой за один оборот дискового инструмента определится из выражения [168, 170]:

$$L = 2D(1 - \sqrt{1 - \frac{h}{D}}), \text{ мм}, \quad (4.1)$$

где D – диаметр дискового инструмента, мм;

h – глубина вдавливания дискового инструмента в породу, мм.

Угол входа лезвия в контакт с породой

$$\theta = \frac{\pi}{2} - \frac{1}{2} \arccos(1 - \frac{2h}{D}), \text{ град.} \quad (4.2)$$

Расчеты показывают, что при $D = 200\text{--}600$ мм и $h = 5\text{--}10$ мм угол входа $\theta = 73\text{--}82^\circ$. При таких углах скольжения лезвия относительно породы отсутствует. При глубине вдавливания h до 15 мм путь L за один оборот дискового инструмента составляет $L = (1,05\text{--}1,1)h$.

Дисковый инструмент (рисунок 4.4, *a*) представляет собой лезвие 1 с радиусом скругления $r_{\text{л}}$ и две боковые щетки 2 и 3. В данном случае обе щетки имеют одинаковые углы заострения φ . Проекции площадей контакта дискового инструмента с породой в плоскостях XY и XZ в зоне разрушения представлены на рисунке 4.5, *a*, *б* [41, 168].

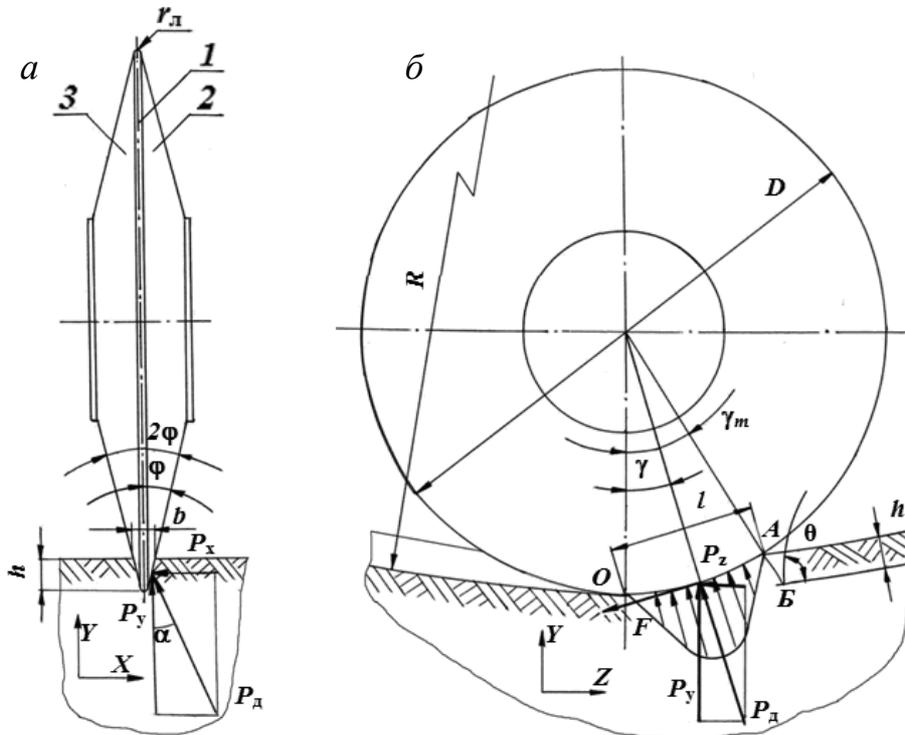


Рисунок 4.4. Схема сил на биконическом диске: *a* – в клиновой канавке; *б* – в направлении качения

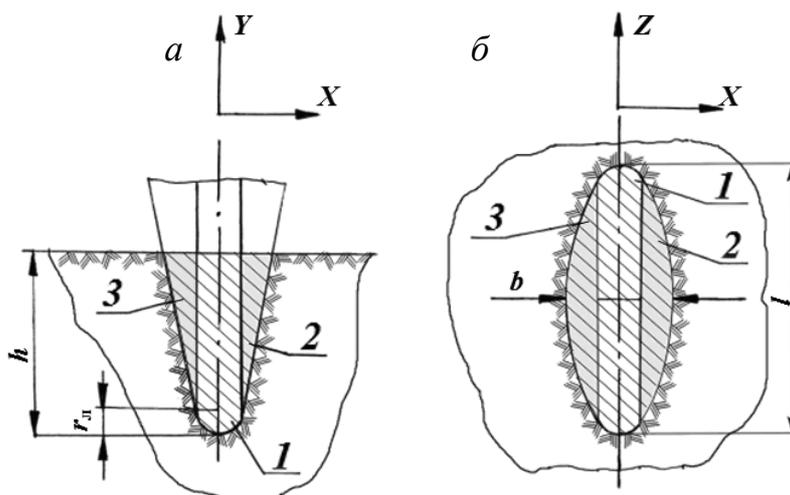


Рисунок 4.5. Площади контакта элементов биконического диска с разрушаемым забойным массивом

Расчет площадей контакта дискового инструмента с породой производится по следующим выражениям:

$$S_{XY} = \int_{S_{1,XY}} dS_{1,XY} + \int_{S_{2,XY}} dS_{2,XY} + \int_{S_{3,XY}} dS_{3,XY}, \quad (4.3)$$

$$S_{XZ} = \int_{S_{4,XZ}} dS_{4,XZ} + \int_{S_{5,XZ}} dS_{5,XZ} + \int_{S_{6,XZ}} dS_{6,XZ}. \quad (4.4)$$

Производя интегрирование, получаем после преобразований и некоторых упрощений следующие выражения:

$$S_{XY} = 2r_n h + \frac{1}{2}(h - r_n)(b - 2r_n), \quad (4.5)$$

$$S_{XZ} = 2r_n l + \frac{1}{2}(b - 2r_n)l. \quad (4.6)$$

На дисковый инструмент во время перекачивания по забою действует реакция со стороны породы, распределенная по параболической кривой (рисунок 4.4, б). равнодействующая P распределенных сил расположена под углом γ к оси OY и раскладывается на три составляющих P_z , P_y (рисунок 4.4, б) и P_x (рисунок 4.4, а).

Сила давления P_d со стороны породы на поверхность контакта S с дисковым инструментом [41, 47, 168]

$$P_d = P_{уд} S_{xz} / \cos \gamma, \text{ Н,} \quad \text{или} \quad P_d = P_{уд} S_{xy} / \sin \gamma, \text{ Н,} \quad (4.7)$$

где $P_{уд} = A P_k K_{ht} K_{LH}$ – удельное давление, МПа;

P_k – контактная прочность породы, МПа;

$A = 0,38$ – экспериментальный коэффициент, равный отношению значений сопротивления породы вдавливанию дискового инструмента и контактной прочности породы;

$K_{ht} = \frac{0,9}{\sqrt{h}} + (0,008h + 0,01)\frac{t}{h}$ – коэффициент, учитывающий соотношение параметров разрушения породы h и t ;

h и t – глубина вдавливания и шаг разрушения породы, мм;

K_{LH} – коэффициент, учитывающий схему работы дискового инструмента

$$K_{LH} = \sqrt{\cos\left(\arctg \frac{L}{H}\right)}, \quad (4.8)$$

L – длина уступа, мм; H – ширина уступа, мм

Значения сил перекачивания P_z , подачи на забой P_y и боковой составляющей P_x определялись из выражений (рисунок 4.4, а, б):

$$P_z = P_d \sin\gamma \quad (4.9)$$

$$P_y = P_d \cos\gamma \quad (4.10)$$

$$P_x = P_d \cos\gamma \sin\alpha \quad (4.11)$$

Сила трения качения дискового инструмента по породе (рисунок 4.4, б) определится по формуле

$$F = \mu_k P_d, \text{ Н}, \quad (4.12)$$

где $\mu_k = 0,045$ – коэффициент трения качения.

На основе анализа характеристик вмещающих пород в угольных пластах Кузбасса расчеты нагруженности реверсивных коронок с дисковым инструментом на трехгранных призмах произведены для следующих пород [41, 168, 171–173]: $P_k = 230$ МПа ($f = 3$), $\sigma_{сж} = 15$ – 23 МПа; $P_k = 350$ МПа ($f = 4$), $\sigma_{сж} = 23$ – 35 МПа; $P_k = 490$ МПа ($f = 5$), $\sigma_{сж} = 35$ – 52 МПа; $P_k = 700$ МПа ($f = 6$), $\sigma_{сж} = 52$ – 80 МПа; $P_k = 860$ МПа ($f = 7$), $\sigma_{сж} = 80$ – 100 МПа; $P_k = 1000$ МПа ($f = 8$), $\sigma_{сж} = 80$ – 120 МПа; $P_k = 1250$ МПа ($f = 10$), $\sigma_{сж} = 120$ – 180 МПа.

Процесс взаимодействия одиночных дисковых инструментов правой коронки исполнительного органа с породой (рисунок 4.6) характеризуется тем, что при вращении коронки с дисковым инструментом его лезвие находится в контакте с породой только при

$\rho = 0-180^\circ$. При $\rho = 180-360^\circ$ контакт отсутствует. При увеличении ρ с 0° до 90° глубина внедрения h лезвия в породу возрастает: $h_1 = 0,1 h_{\max}$, $h_2 = 0,3 h_{\max}$, $h_3 = 0,6 h_{\max}$, $h_4 = 0,8 h_{\max}$ и $h_5 = h_{\max}$, а с увеличением ρ с 90° до 180° глубина внедрения h уменьшается: $h_6 = 0,8 h_{\max}$, $h_7 = 0,6 h_{\max}$, $h_8 = 0,3 h_{\max}$ и $h_9 = 0,1 h_{\max}$. Это происходит в условно контрольной угловой последовательности с углами $\rho = 0^\circ; 22,5^\circ; 45^\circ; 67,5^\circ; 90^\circ; 112,5^\circ; 135^\circ; 157,5^\circ$ и 180° .

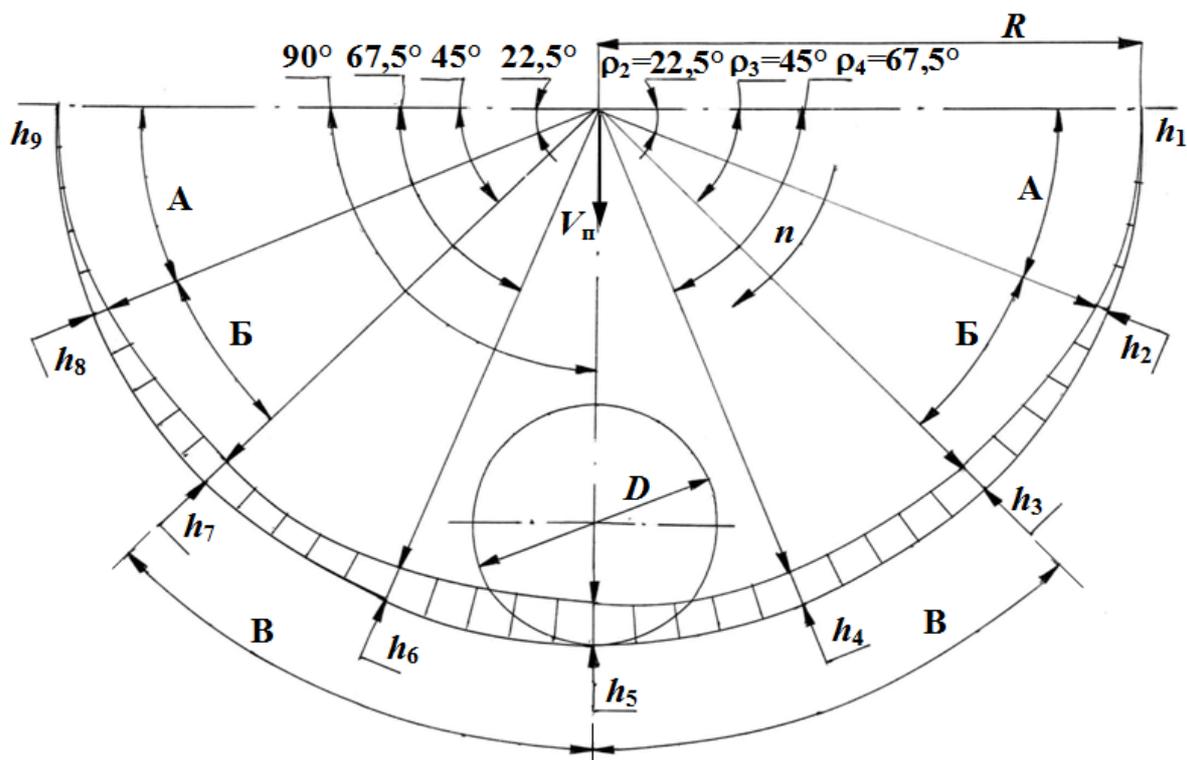


Рисунок 4.6. Схема формирования глубины внедрения биконического диска радиальных коронок в забойный массив

В целом для каждого дискового инструмента поверхность отпечатка в забойном массиве глубины внедрения имеет серповидную форму, параметры которой взаимосвязаны с зонами угловых секторов расположения дисков при перемещении коронок с частотой вращения n и подачей на забой со скоростью V_n (рисунок 4.6) [168].

В периферийных зонах A глубина внедрения изменяется в интервале от $0,1 h_{\max}$ до $0,3 h_{\max}$ в средних зонах B – от $0,3 h_{\max}$ до $0,6 h_{\max}$ и в центральных зонах B – от $0,6 h_{\max}$ до h_{\max} .

Максимальное значение глубины поверхности внедрения $h_{\text{макс}}$ дискового инструмента в забойный массив определяется по формуле [168, 170].

$$h_{\text{макс}} = \frac{100v_{\text{п}}}{n m_{\text{д}}}, \text{ см,} \quad (4.13)$$

где $v_{\text{п}}$ – скорость перемещения коронки по поверхности забоя, м/мин;

n – частота вращения коронки, мин⁻¹;

$m_{\text{д}}$ – количество дисков в линии резания.

В результате получен представительный массив данных по расчетным усилиям $P_{\text{д}}$, P_z , P_y , F и моментам $M_{\text{д}}$ на 32 дисковых инструментах коронок [38, 41, 168]. Дисковые инструменты устанавливались на коронках с определенным радиусом вращения: 1 диск – $R = 340$ мм; 2 диск – $R = 360$ мм; 3 диск – $R = 385$ мм; 4 диск – $R = 410$ мм; 5 диск – $R = 430$ мм; 6 диск – $R = 450$ мм; 7 диск – $R = 475$ мм; 8 диск – $R = 490$ мм. При этом вращение левой коронки искусственно фиксировалось под определенным углом ρ : 1 положение – $22,5^\circ$; 2 положение – $67,5^\circ$; 3 положение – $122,5^\circ$; 4 положение – $157,5^\circ$; 5 положение – $202,5^\circ$; 6 положение – $247,5^\circ$; 7 положение – $292,5^\circ$; 8 положение – $337,5^\circ$. Вращение правой коронки фиксировалось: 1 положение – 45° ; 2 положение – 90° ; 3 положение – 135° ; 4 положение – 180° ; 5 положение – 225° ; 6 положение – 270° ; 7 положение – 315° ; 8 положение – 360° .

Расчеты нагруженности радиальных коронок произведены для двух вариантов направлений подачи на забой по стрелке $V_{\text{п}}$ (снизу вверх или сверху вниз) и для каждого из них для двух вариантов направлений вращения кинематически связанных радиальных реверсивных коронок (левая против часовой стрелки, а правая против часовой стрелки или наоборот).

На рисунке 4.7 представлена расчетная схема для определения осевых усилий P_{y8} , P_{d8} и крутящих моментов M_{d8} на условно фиксированных положениях угловых поворотов левой коронки при перемещении ее вверх и повороте дискового инструмента № 8 на $22,5^\circ$ и $67,5^\circ$ [168].

При заданной контактной прочности $P_{\text{к}}$ определены силовые составляющие процесса разрушения горных пород одиночными дисковыми инструментами, перемещаемыми по семейству окружностей лез-

вий дисков радиусом R ; P_d – равнодействующая сила в зоне контакта клиновой биконической поверхности диска с поверхностью разрушения забоя; P_z – усилие перекатывания; P_y – усилие вдавливания; F – сила трения; M_d – момент сопротивления вращению диска с трехгранной призмой на коронке.

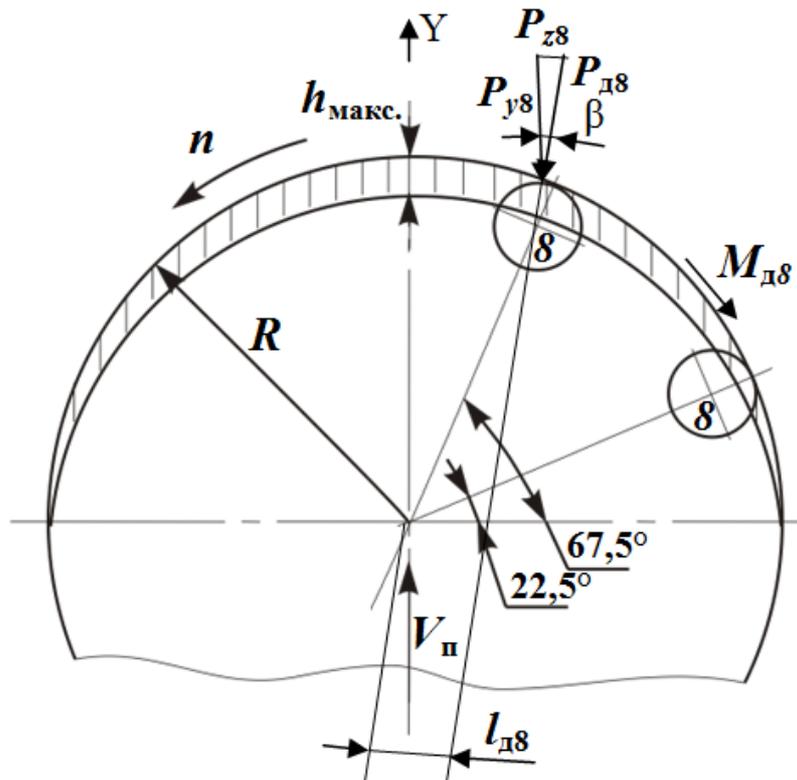


Рисунок 4.7. Расчетная схема для определения осевых усилий P_{y8} , P_{d8} и крутящих моментов M_{d8} на восьмом диске левой коронки при повороте на условно фиксированные угловые положения

На рисунке 4.8, *a* показана схема действия сил на дисковые инструменты № 7, 3, 6, 2, 5, 1, 8, 4 первой спирали правой коронки при ее перемещении снизу вверх, а на рисунке 4.9, *a* – на диски № 5, 1, 8, 4, 7, 3, 6, 2 второй спирали правой коронки при ее перемещении сверху вниз. На рисунке 4.8, *б* приведены схемы действия сил на дисковые инструменты № 6, 2, 7, 3, 8, 4, 5, 1 первой спирали левой коронки при ее перемещении снизу вверх, а на рисунке 4.9, *б* – на диски № 5, 1, 8, 4, 7, 3, 6, 2 второй спирали левой коронки при ее перемещении сверху вниз. Дисковые инструменты устанавливаются по два на одном луче: № 6 и № 2; № 7 и № 3; № 8 и № 4; № 5 и № 1 с различными радиусами перекатывания R .

На рисунках 4.8, 4.9 с целью упрощения показаны усилия, действующие только на внешние дисковые инструменты. На внутренних

дисковых инструментах схема расположения изображена аналогично через координаты приложения усилия перекатывания P_z и усилия вдавливания P_y , направление которой совпадает с направлением радиус-вектора трехгранной призмы с конкретным диском [41, 169].

Составляющие усилий перекатывания P_z и усилия вдавливания P_y в координатах точек приложения равнодействующих сил в зоне контактов дисковых инструментов с породой забоя определялись по известной методике, представленной в ОСТ 12.44.258-84. Комбайны очистные. Выбор параметров и расчет сил резания и подачи на исполнительных органах [174].

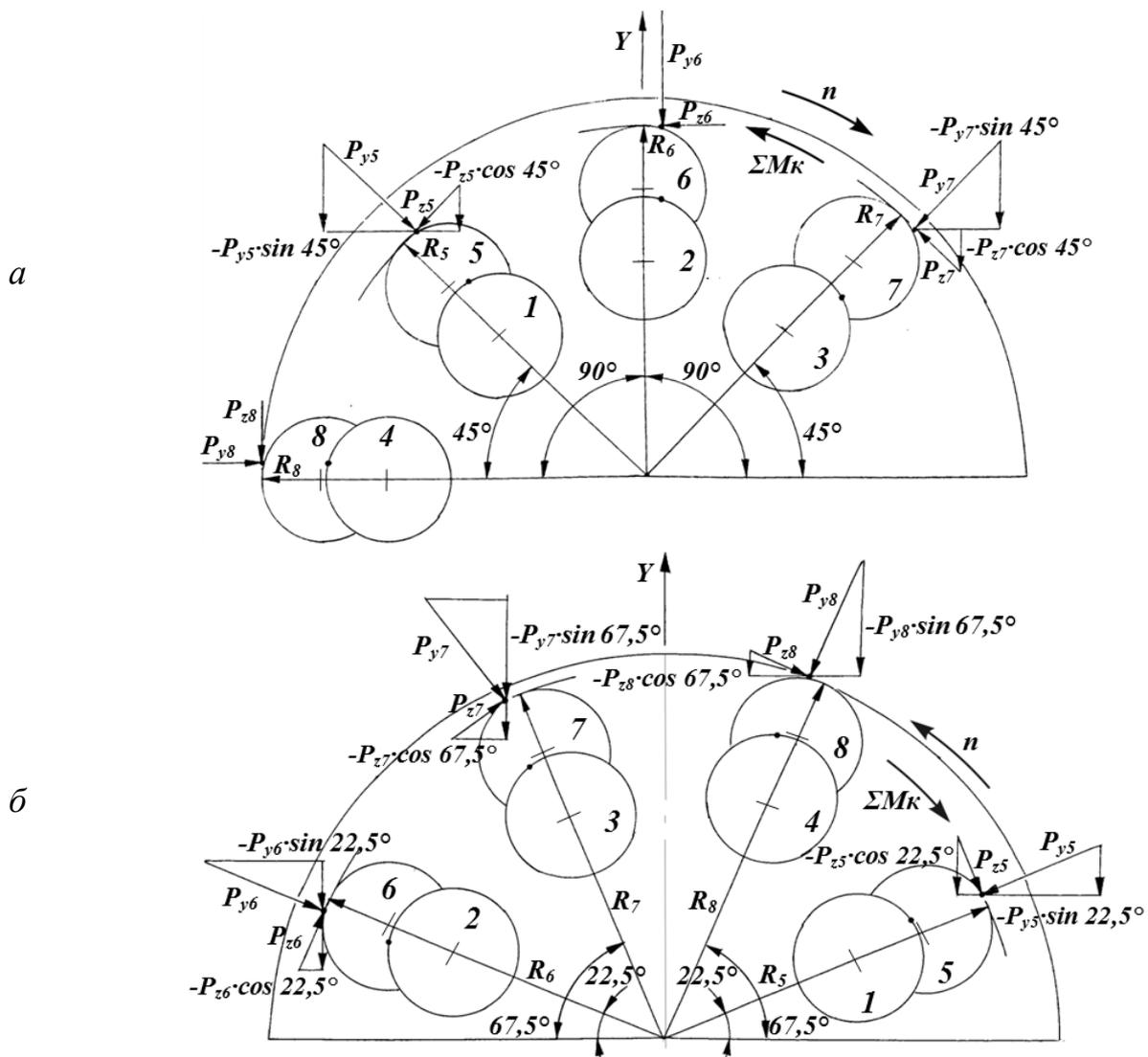


Рисунок 4.8. Схема приложения составляющих усилий перекатывания P_z и вдавливания P_y при разрушении забойного массива дисковыми инструментами на правой (а) и левой (б) коронках при их перемещении снизу вверх

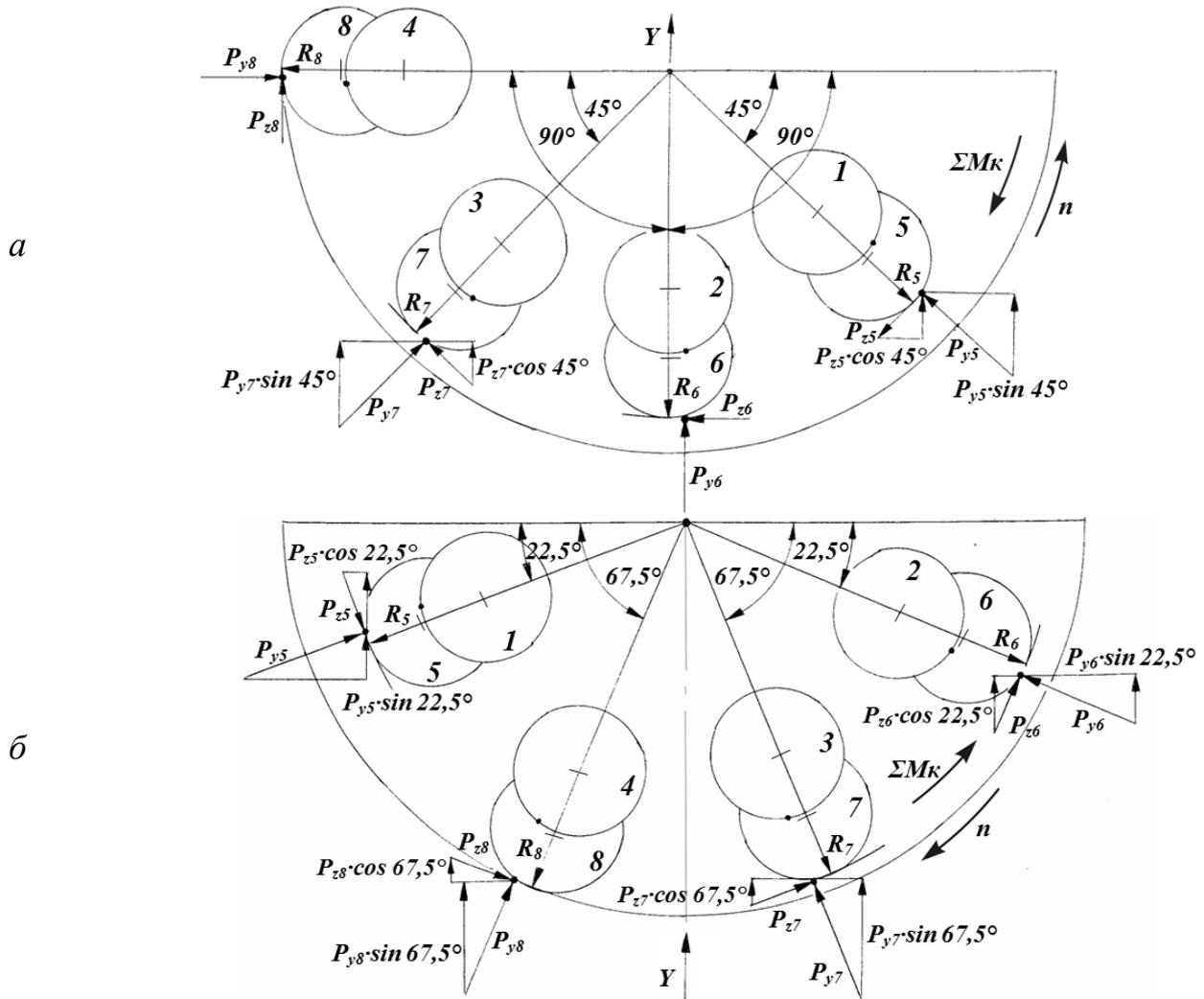


Рисунок 4.9. Схема приложения составляющих усилий перекатывания P_z и вдавливания P_y при разрушении забойного массива дисковыми инструментами на правой (а) и левой (б) коронках при их перемещении сверху вниз

При взаимодействии коронки с породой на нее действует внешняя нагрузка в виде суммарных усилий $\Sigma P_{\text{опп}}$, $\Sigma P_{\text{олп}}$, $\Sigma P_{\text{опо}}$, $\Sigma P_{\text{оло}}$ и суммарных моментов $\Sigma M_{\text{кпп}}$, $\Sigma M_{\text{клп}}$, $\Sigma M_{\text{кпо}}$, $\Sigma M_{\text{кло}}$ (рисунок 4.3).

Предложено акцентировать внимание именно на усилиях как наиболее важной составляющей внешней нагрузки на дисковый инструмент.

Усилие ΣP_{y_i} определялось из выражения [169, 175]:

$$\Sigma P_{y_i} = P_{y_1} + P_{y_2} + P_{y_3} + P_{y_4} + P_{y_5} + P_{y_6} + P_{y_7} + P_{y_8}, \text{ кН} \quad (4.14)$$

где P_{y_1} – P_{y_8} проекции на ось Y усилий (рисунки 4.8, 4.9), действующих со стороны породы на диски 1–8. В таблицах 4.1–4.4 приведены расчетные данные усилий P_{y_1} – P_{y_8} (положения № 1–4 поворота

коронки на угол ρ от 0° до 180° при контакте восьми дисков с породой $P_k = 860$ МПа).

Для схемы на рисунке 4.8, а получены следующие расчетные выражения:

$$P_{y7} = -P_{y7} \sin 45^\circ - P_{z7} \cos 45^\circ; P_{y6} = -P_{y6}; P_{y5} = -P_{y5} \sin 45^\circ - P_{z5} \cos 45^\circ; P_{y8} = -P_{z8};$$

$$P_{y3} = -P_{y3} \sin 45^\circ - P_{z3} \cos 45^\circ; P_{y2} = -P_{y2}; P_{y1} = -P_{y1} \sin 45^\circ - P_{z1} \cos 45^\circ; P_{y4} = -P_{z4}.$$

Для схемы на рисунке 4.8, б получены следующие расчетные выражения:

$$P_{y6} = -P_{y6} \sin 22,5^\circ - P_{z6} \cos 22,5^\circ; P_{y7} = -P_{y7} \sin 67,5^\circ - P_{z7} \cos 67,5^\circ;$$

$$P_{y8} = -P_{y8} \sin 67,5^\circ - P_{z8} \cos 67,5^\circ; P_{y5} = -P_{y5} \sin 22,5^\circ - P_{z5} \cos 22,5^\circ;$$

$$P_{y2} = -P_{y2} \sin 22,5^\circ - P_{z2} \cos 22,5^\circ; P_{y3} = -P_{y3} \sin 67,5^\circ - P_{z3} \cos 67,5^\circ;$$

$$P_{y4} = -P_{y4} \sin 67,5^\circ - P_{z4} \cos 67,5^\circ; P_{y1} = -P_{y1} \sin 22,5^\circ - P_{z1} \cos 22,5^\circ.$$

Для схемы на рисунке 4.9, а получены следующие расчетные выражения:

$$P_{y5} = P_{y5} \sin 45^\circ + P_{z5} \cos 45^\circ; P_{y6} = P_{y6}; P_{y7} = P_{y7} \sin 45^\circ + P_{z7} \cos 45^\circ; P_{y8} = P_{z8};$$

$$P_{y1} = P_{y1} \sin 45^\circ + P_{z1} \cos 45^\circ; P_{y2} = P_{y2}; P_{y3} = P_{y3} \sin 45^\circ + P_{z3} \cos 45^\circ; P_{y4} = P_{z4}$$

Для схемы на рисунке 4.9, б получены следующие расчетные выражения:

$$P_{y5} = P_{y5} \sin 22,5^\circ + P_{z5} \cos 22,5^\circ; P_{y8} = P_{y8} \sin 67,5^\circ + P_{z8} \cos 67,5^\circ;$$

$$P_{y7} = P_{y7} \sin 67,5^\circ + P_{z7} \cos 67,5^\circ; P_{y6} = P_{y6} \sin 22,5^\circ + P_{z6} \cos 22,5^\circ;$$

$$P_{y1} = P_{y1} \sin 22,5^\circ + P_{z1} \cos 22,5^\circ; P_{y4} = P_{y4} \sin 67,5^\circ + P_{z4} \cos 67,5^\circ;$$

$$P_{y3} = P_{y3} \sin 67,5^\circ + P_{z3} \cos 67,5^\circ; P_{y2} = P_{y2} \sin 22,5^\circ + P_{z2} \cos 22,5^\circ.$$

Таблица 4.1. Результаты расчета внешней нагрузки на дисках левой коронки при ее перемещении снизу вверх

1 положение		2 положение		3 положение		4 положение	
№ диска	P_{yi} , кН						
1	19,8	1	84,8	1	67,3	1	7,9
2	7,6	2	19,1	2	82,7	2	66,2
3	66,2	3	7,7	3	18,8	3	82,7
4	80,7	4	65,0	4	7,7	4	18,1
5	17,8	5	80,7	5	65,0	5	7,9
6	7,6	6	17,2	6	78,7	6	63,9
7	63,9	7	7,9	7	16,9	7	78,7
8	76,7	8	62,4	8	7,9	8	16,9

Таблица 4.2. Результаты расчета внешней нагрузки на дисках левой коронки при ее перемещении сверху вниз

1 положение		2 положение		3 положение		4 положение	
№ диска	P_{yi} , кН						
1	7,9	1	19,8	1	84,8	1	67,3
2	19,0	2	82,7	2	66,1	2	7,6
3	82,7	3	66,1	3	8,0	3	18,8
4	65,0	4	7,7	4	18,1	4	80,7
5	7,9	5	17,8	5	80,7	5	65,0
6	17,2	6	78,7	6	63,9	6	7,6
7	78,7	7	63,9	7	7,9	7	16,9
8	84,8	8	7,9	8	16,9	8	77,1

Таблица 4.3. Результаты расчета внешней нагрузки на дисках правой коронки при ее перемещении снизу вверх

1 положение		2 положение		3 положение		4 положение	
№ диска	P_{yi} , кН						
1	49,2	1	72,3	1	30,8	1	2,1
2	94,3	2	30,8	2	2,1	2	49,2
3	30,3	3	1,7	3	47,6	3	72,3
4	1,75	4	47,6	4	71,1	4	30,3
5	46,3	5	71,1	5	29,5	5	1,7
6	92,7	6	29,9	6	1,4	6	46,1
7	29,0	7	1,46	7	44,7	7	69,8
8	1,4	8	44,8	8	69,8	8	29,0

Таблица 4.4. Результаты расчета внешней нагрузки на дисках правой коронки при ее перемещении сверху вниз

1 положение		2 положение		3 положение		4 положение	
№ диска	P_{yi} , кН						
1	30,8	1	2,1	1	49,2	1	72,3
2	72,3	2	30,8	2	2,0	2	47,9
3	45,0	3	72,3	3	30,3	3	1,2
4	0,7	4	47,6	4	71,0	4	30,3
5	28,7	5	1,7	5	46,3	5	70,9
6	70,9	6	29,9	6	1,4	6	46,1
7	47,4	7	69,8	7	28,8	7	1,4
8	0,6	8	44,8	8	69,8	8	29,0

Результаты расчетов на дисковых инструментах представлены в таблицах 4.1–4.4.

4.2. Суммарные усилия на двухкорончатом исполнительном органе с дисками на трехгранных призмах

На рисунке 4.10 и в таблице 4.5 приведены зависимости усилий P_y , $P_z = f(P_k)$, которые носят линейный характер [41, 168]. При повороте одиночного дискового инструмента № 8, установленного на радиусе вращения $R = 490$ мм с условно фиксированных положений левой коронки, усилие подачи P_y при контактной прочности породы $P_k = 1250$ МПа возрастает с 47,189 кН до 111,918 кН, а усилие P_z возрастает от 3,722 кН до 27,913 кН. Зависимости, представленные на рисунке 4.10, *а* показывают, что максимальные значения усилий P_y превышают усилия P_z в 4 раза. Поэтому усилия P_y являются определяющими при взаимодействии дискового инструмента с породой.

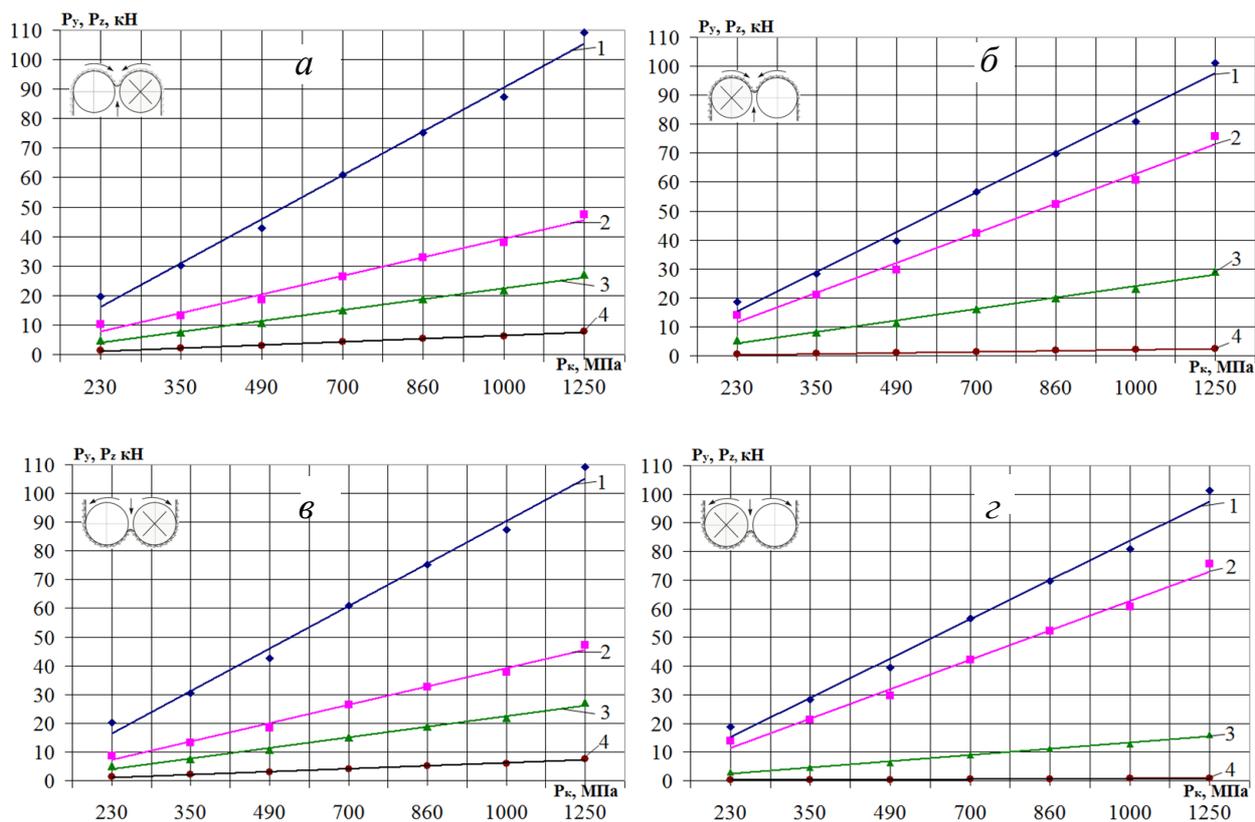


Рисунок 4.10. Зависимости усилий P_y , P_z от контактной прочности P_k при: – встречном движении вверх: *а* – левая коронка; *б* – правая коронка; – противостречном движении вниз: *в* – левая коронка; *г* – правая коронка

Таблица 4.5. Зависимости усилий P_y , P_z от контактной прочности P_k

Зависимости (рисунок 4.10, а)	R^2	Зависимости (рисунок 4.10, б)	R^2
1 – (I положение диска 8) $P_y = 14,845P_k + 1,3987$	0,9926	1 – (III положение диска 8) $P_y = 13,689P_k + 1,6763$	0,9918
2 – (IV положение диска 8) $P_y = 6,2775P_k + 1,5879$	0,9866	2 – (II положение диска 8) $P_y = 10,238P_k + 1,2994$	0,992
3 – (I положение диска 8) $P_z = 3,7036P_k + 0,3493$	0,9926	3 – (III положение диска 8) $P_z = 3,9315P_k + 0,4814$	0,9918
4 – (I положение диска 5) $P_z = 1,0488P_k + 0,1064$	0,9917	4 – (IV положение диска 5) $P_z = 0,641P_k + 0,0789$	0,9918
Зависимости (рисунок 4.10, в)	R^2	Зависимости (рисунок 4.10, г)	R^2
1 – (IV положение диска 8) $P_y = 14,768P_k + 1,8094$	0,9918	1 – (III положение диска 8) $P_y = 13,692P_k + 1,6497$	0,9917
2 – (III положение диска 8) $P_y = 6,3821P_k + 0,7823$	0,9918	2 – (II положение диска 8) $P_y = 10,243P_k + 1,2556$	0,9918
3 – (IV положение диска 8) $P_z = 3,684P_k + 0,4526$	0,9918	3 – (IV положение диска 8) $P_z = 2,1785P_k + 0,2667$	0,9918
4 – (IV положение диска 6) $P_z = 1,0065P_k + 0,1236$	0,9918	4 – (I положение диска 8) $P_z = 0,1272P_k + 0,0159$	0,9917

В таблицах 4.6–4.9 и на рисунке 4.11 приведены зависимости суммарных осевых усилий $\Sigma P_{yi} = f(\rho)$, действующих на все дисковые инструменты левой или правой коронок исполнительного органа (рисунки 4.2, 4.7) при их повороте с учетом восьми положений, на 360° [41, 168, 169, 175].

Таблица 4.6. Зависимости усилий ΣP_{yi} от угла поворота ρ левой коронки при встречном движении вверх

Зависимости для рисунка 4.11, а	R^2
1 – $\Sigma P_{yi} = 0,9799\rho^5 - 22,082\rho^4 + 187,25\rho^3 - 739,62\rho^2 + 1323,6\rho - 303,88$	0,6158
2 – $\Sigma P_{yi} = 0,9662\rho^5 - 21,061\rho^4 + 170,08\rho^3 - 628,13\rho^2 + 1034,6\rho - 163,17$	0,8185
3 – $\Sigma P_{yi} = 0,8281\rho^5 - 18,042\rho^4 + 145,62\rho^3 - 537,59\rho^2 + 885,67\rho - 138,25$	0,816
4 – $\Sigma P_{yi} = 0,6787\rho^5 - 14,802\rho^4 + 119,6\rho^3 - 441,86\rho^2 + 727,68\rho - 115,95$	0,8211
5 – $\Sigma P_{yi} = 0,4751\rho^5 - 10,361\rho^4 + 83,72\rho^3 - 309,31\rho^2 + 509,39\rho - 81,169$	0,8211
6 – $\Sigma P_{yi} = 0,3488\rho^5 - 7,6188\rho^4 + 61,64\rho^3 - 227,84\rho^2 + 374,69\rho - 63,548$	0,816
7 – $\Sigma P_{yi} = 0,2279\rho^5 - 4,9733\rho^4 + 40,2\rho^3 - 148,49\rho^2 + 244,27\rho - 40,78$	0,8113

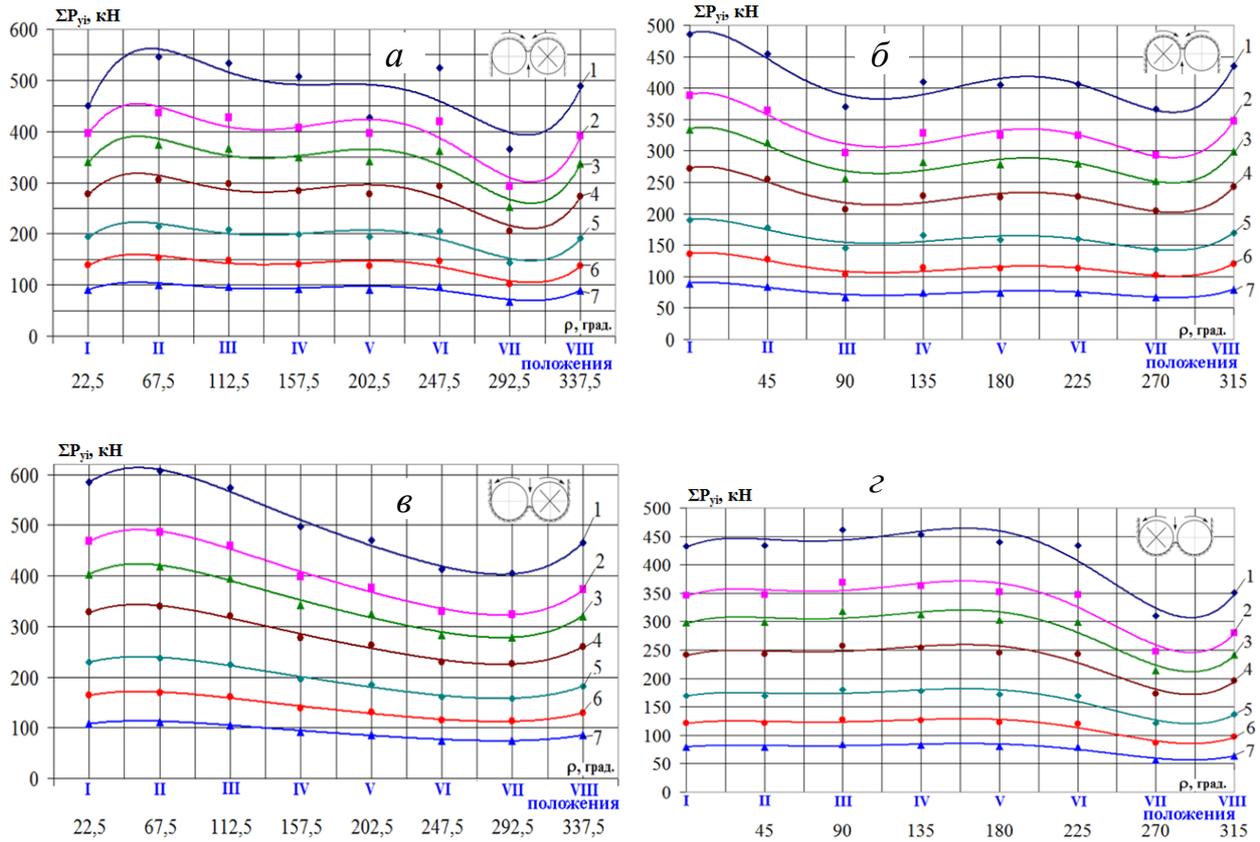


Рисунок 4.11. Зависимости усилий ΣP_{yi} от угла поворота ρ коронки для условий (1 – $P_k = 1250$ МПа; 2 – $P_k = 1000$ МПа; 3 – $P_k = 860$ МПа; 4 – $P_k = 700$ МПа; 5 – $P_k = 490$ МПа; 6 – $P_k = 350$ МПа; 7 – $P_k = 230$ МПа) при: – встречном движении вверх: а – левая коронка; б – правая коронка; – противостречном движении вниз: в – левая коронка; г – правая коронка

Таблица 4.7. Зависимости усилий ΣP_{yi} от угла поворота ρ правой коронки при встречном движении вверх

Зависимости для рисунка 4.11, б		R^2
1 – $\Sigma P_{yi} = 0,7107\rho^5 - 15,262\rho^4 + 119,16\rho^3 - 406,31\rho^2 + 551,69\rho + 236,52$		0,9194
2 – $\Sigma P_{yi} = 0,5686\rho^5 - 12,209\rho^4 + 95,329\rho^3 - 325,04\rho^2 + 441,34\rho + 189,23$		0,9195
3 – $\Sigma P_{yi} = 0,492\rho^5 - 10,571\rho^4 + 82,629\rho^3 - 282,28\rho^2 + 384,95\rho + 159,5$		0,918
4 – $\Sigma P_{yi} = 0,4031\rho^5 - 8,6714\rho^4 + 67,859\rho^3 - 232,12\rho^2 + 316,82\rho + 128,16$		0,9193
5 – $\Sigma P_{yi} = 0,2564\rho^5 - 5,4375\rho^4 + 41,784\rho^3 - 139,46\rho^2 + 182,82\rho + 110,9$		0,8558
6 – $\Sigma P_{yi} = 0,2068\rho^5 - 4,4576\rho^4 + 34,974\rho^3 - 119,99\rho^2 + 164,46\rho + 61,028$		0,9205
7 – $\Sigma P_{yi} = 0,1359\rho^5 - 2,9278\rho^4 + 22,956\rho^3 - 78,7\rho^2 + 107,89\rho + 40,155$		0,9192

Таблица 4.8. Зависимости усилий ΣP_{yi} от угла поворота ρ левой коронки при встречном движении вниз

Зависимости для рисунка 4.11, в	R^2
$1 - \Sigma P_{yi} = 0,2075\rho^5 - 4,7083\rho^4 + 42,938\rho^3 - 192,81\rho^2 + 366,91\rho + 372,08$	0,9907
$2 - \Sigma P_{yi} = 0,1665\rho^5 - 3,7773\rho^4 + 34,446\rho^3 - 154,65\rho^2 + 294,25\rho + 297,26$	0,9907
$3 - \Sigma P_{yi} = 0,1435\rho^5 - 3,2562\rho^4 + 29,694\rho^3 - 133,31\rho^2 + 253,65\rho + 256,26$	0,9907
$4 - \Sigma P_{yi} = 0,1145\rho^5 - 2,5945\rho^4 + 23,633\rho^3 - 106,05\rho^2 + 201,26\rho + 210,97$	0,9907
$5 - \Sigma P_o = 0,0694\rho^5 - 1,5668\rho^4 + 14,442\rho^3 - 66,419\rho^2 + 128,71\rho + 154,01$	0,9911
$6 - \Sigma P_{yi} = 0,0528\rho^5 - 1,1968\rho^4 + 11,004\rho^3 - 50,137\rho^2 + 96,166\rho + 107,87$	0,9919
$7 - \Sigma P_{yi} = 0,036\rho^5 - 0,8195\rho^4 + 7,5502\rho^3 - 34,416\rho^2 + 66,344\rho + 68,873$	0,9919

Таблица 4.9. Зависимости усилий ΣP_{yi} от угла поворота ρ правой коронки при встречном движении вниз

Зависимости для рисунка 4.11, з	R^2
$1 - \Sigma P_{yi} = 0,5147\rho^5 - 10,466\rho^4 + 76,71\rho^3 - 252,75\rho^2 + 376,36\rho + 240,26$	0,9135
$2 - \Sigma P_{yi} = 0,4118\rho^5 - 8,3727\rho^4 + 61,369\rho^3 - 202,21\rho^2 + 301,1\rho + 192,2$	0,9135
$3 - \Sigma P_{yi} = 0,3566\rho^5 - 7,2586\rho^4 + 53,301\rho^3 - 176,15\rho^2 + 263,55\rho + 162,47$	0,9136
$4 - \Sigma P_{yi} = 0,2888\rho^5 - 5,8794\rho^4 + 43,174\rho^3 - 142,68\rho^2 + 213,48\rho + 131,59$	0,9136
$5 - \Sigma P_{yi} = 0,2003\rho^5 - 4,0686\rho^4 + 29,764\rho^3 - 97,764\rho^2 + 144,84\rho + 95,828$	0,9135
$6 - \Sigma P_{yi} = 0,146\rho^5 - 2,9766\rho^4 + 21,898\rho^3 - 72,375\rho^2 + 107,49\rho + 66,405$	0,9165
$7 - \Sigma P_{yi} = 0,0946\rho^5 - 1,9227\rho^4 + 14,088\rho^3 - 46,356\rho^2 + 68,729\rho + 44,606$	0,9143

Установлено, что зависимости усилий P_y и P_z на дисках от P_k носят линейный характер, а зависимости суммарных осевых усилий ΣP_{yi} от ρ , действующих на контактирующих с забоем дисков левой или правой коронок исполнительного органа при их повороте описываются полиномами пятой степени.

4.3. Суммарные крутящие моменты на двухкорончатом исполнительном органе с дисками на трехгранных призмах

На рисунке 4.12 и в таблицах 4.10–4.13 приведены зависимости $M_k = f(P_k)$, которые, как видно из графиков, носят прямолинейный характер. Из рисунка 4.12, а видно, что с увеличением контактной проч-

ности P_k породы моменты M_k для всех пяти рассмотренных дисковых инструментов возрастают. Зависимости 1, 2, 3, 4 соответствуют повороту левой коронки на угол $67,5^\circ$, а зависимости 5, 6, 7 – на угол $22,5^\circ$ (рисунок 4.2). Например, при $P_k = 1250$ МПа момент на одиночном дисковом инструменте составил: 13327 Н·м (1 зависимость), 11953 Н·м (2), 11366 Н·м (3), 10076 Н·м (4), 3178 Н·м (5), 2970 Н·м (6) и 2768 Н·м (7). Таким образом, при повороте с $22,5^\circ$ до $67,5^\circ$ момент на одиночном дисковом инструменте увеличивается в 3,39–4,19 раза [41, 168, 176].

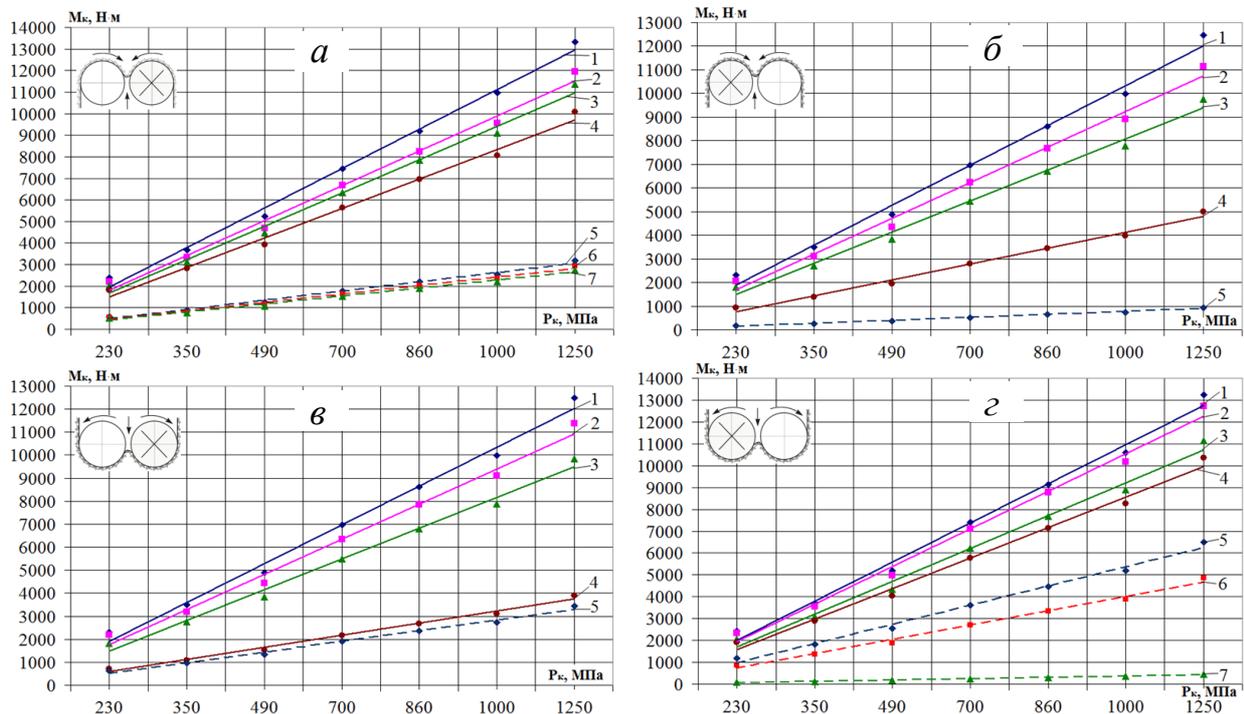


Рисунок 4.12. Зависимости моментов M_k от контактной прочности P_k при: – встречном движении вверх: *а* – левая коронка; *б* – правая коронка; – противостречном движении вниз: *в* – левая коронка; *г* – правая коронка

Таблица 4.10. Зависимости моментов M_k от контактной прочности P_k на левой коронке при встречном движении вверх

Зависимость		R^2
1 – (I положение 8 диск)	$M_k = 1833,3P_k + 128,43$	0,9945
2 – (III положение 6 диск)	$M_k = 1616,8P_k + 197,43$	0,9918
3 – (I положение 4 диск)	$M_k = 1545,5P_k + 142,86$	0,9926
4 – (II положение 1 диск)	$M_k = 1368,7P_k + 134,71$	0,9924
5 – (VIII положение 8 диск)	$M_k = 429,75P_k + 53,143$	0,9918
6 – (IV положение 4 диск)	$M_k = 397,43P_k + 48,143$	0,9918
7 – (V положение 1 диск)	$M_k = 374,39P_k + 45,571$	0,9918

Таблица 4.11. Зависимости моментов M_k от контактной прочности P_k на правой коронке при встречном движении вверх

Зависимость		R^2
1 – (VII положение 8 диск)	$M_k = 1686,5P_k + 206,71$	0,9918
2 – (VII положение 4 диск)	$M_k = 1506,6P_k + 184$	0,9918
3 – (II положение 1 диск)	$M_k = 1317P_k + 167$	0,992
4 – (V положение 1 диск)	$M_k = 674,68P_k + 82,143$	0,9918
5 – (VIII положение 1 диск)	$M_k = 125,5P_k + 15,286$	0,9918

Таблица 4.12. Зависимости моментов M_k от контактной прочности P_k на левой коронке при противостречном движении вниз

Зависимость		R^2
1 – (IV положение 8 диск)	$M_k = 1690P_k + 206,86$	0,9918
2 – (IV положение 4 диск)	$M_k = 1526,5P_k + 249,29$	0,9904
3 – (II положение 2 диск)	$M_k = 1333,2P_k + 157,86$	0,9919
4 – (I положение 6 диск)	$M_k = 525,29P_k + 65,571$	0,9919
5 – (I положение 2 диск)	$M_k = 463,82P_k + 58,429$	0,9919

Таблица 4.13. Зависимости моментов M_k от контактной прочности P_k на правой коронке при противостречном движении вниз

Зависимость		R^2
1 – (III положение 8 диск)	$M_k = 1792P_k + 218,86$	0,9918
2 – (I положение 6 диск)	$M_k = 1721,6P_k + 211,29$	0,9918
3 – (IV положение 5 диск)	$M_k = 1506,6P_k + 184$	0,9918
4 – (III положение 4 диск)	$M_k = 1398,7P_k + 172,14$	0,9918
5 – (III положение 5 диск)	$M_k = 877,54P_k + 107,71$	0,9918
6 – (IV положение 2 диск)	$M_k = 656,46P_k + 80,714$	0,9918
7 – (I положение 8 диск)	$M_k = 60,25P_k + 7,8571$	0,9915

На рисунке 4.13 и в таблицах 4.14–4.17 приведены полиномиальные зависимости $M_k = f(\rho)$, учитывающие периодичность входа и выхода дисковых инструментов из контакта с породой при повороте коронок исполнительного органа на угол ρ от 0° до 360° [41, 168, 176].

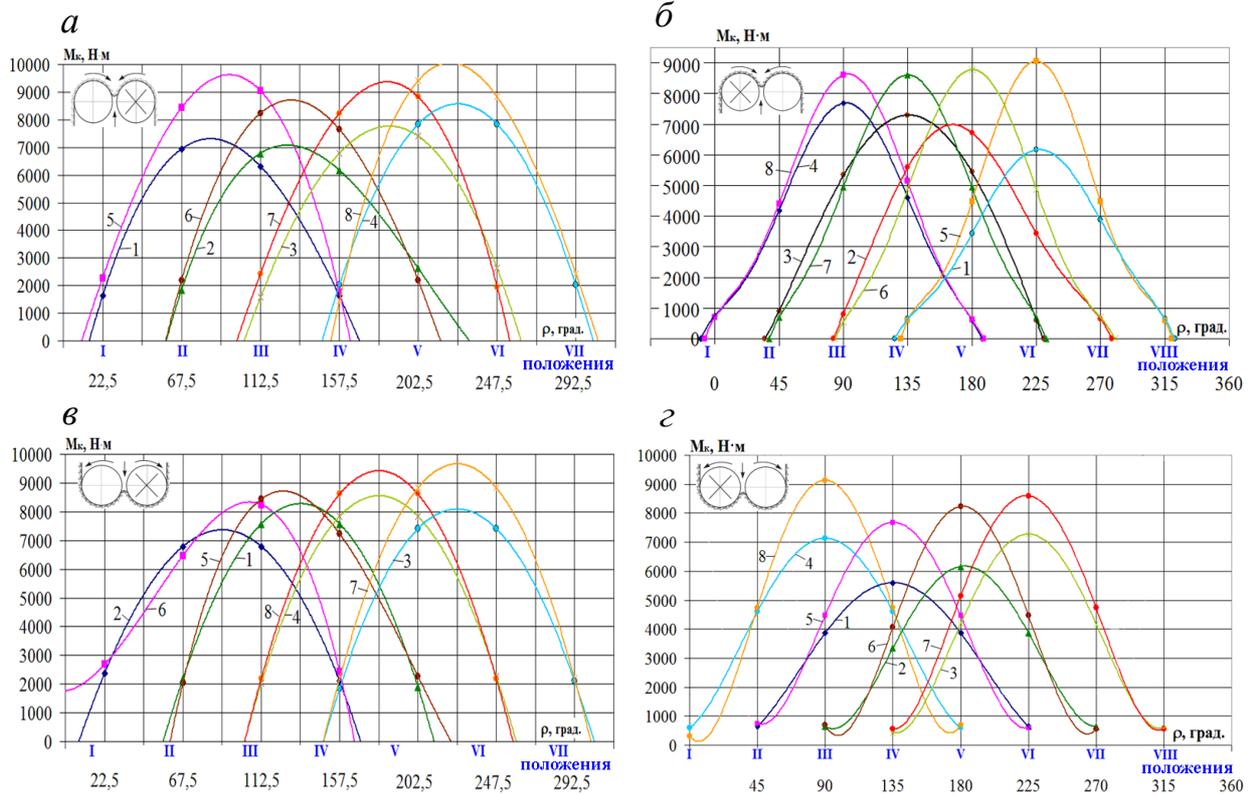


Рисунок 4.13. Зависимости моментов M_k от угла разворота ρ ($R_k = 860$ МПа) при: – встречном движении вверх: *а* – левая коронка; *б* – правая коронка; – противостречном движении вниз: *в* – левая коронка; *г* – правая коронка

Таблица 4.14. Зависимости моментов M_k на одиночных дисках от фиксированного положения при развороте на угол ρ на левой коронке при движении вверх

Зависимости при $R_k = 860$ МПа с $R_2 = 1$	
1 – (диск 1)	$M_k = 315,17\rho^3 - 4863\rho^2 + 17697\rho - 11514$
2 – (диск 2)	$M_k = 439,67\rho^3 - 6741\rho^2 + 30301\rho - 35313$
3 – (диск 3)	$M_k = -131,67\rho^3 - 720,5\rho^2 + 15130\rho - 33773$
4 – (диск 4)	$M_k = 1,5\rho^3 - 2933\rho^2 + 32123\rho - 79636$
5 – (диск 5)	$M_k = -387\rho^3 - 457,5\rho^2 + 10246\rho - 7122$
6 – (диск 6)	$M_k = 294,5\rho^3 - 5972\rho^2 + 30318\rho - 36915$
7 – (диск 7)	$M_k = -373,17\rho^3 + 1865,5\rho^2 + 6557,7\rho - 23952$
8 – (диск 8)	$M_k = 456,33\rho^3 - 11118\rho^2 + 80189\rho - 170605$

Таблица 4.15. Зависимости моментов M_k на одиночных дисках от фиксированного положения при развороте на угол ρ на правой коронке при движении вверх

Зависимости при $P_k = 860$ МПа с $R^2 = 1$	
1 – (диск 1)	$M_k = -9 \cdot 10^{-9} \rho^6 + 1 \cdot 10^{-5} \rho^5 - 0,0064 \rho^4 + 1,8121 \rho^3 - 280,11 \rho^2 + 22470 \rho - 733746$
2 – (диск 2)	$M_k = -4 \cdot 10^{-9} \rho^6 + 4 \cdot 10^{-6} \rho^5 - 0,0017 \rho^4 + 0,3378 \rho^3 - 34,578 \rho^2 + 1913,7 \rho - 47040$
3 – (диск 3)	$M_k = 6 \cdot 10^{-10} \rho^6 - 5 \cdot 10^{-7} \rho^5 + 0,0002 \rho^4 - 0,044 \rho^3 + 4,4924 \rho^2 - 104,37 \rho - 245,96$
4 – (диск 4)	$M_k = -1 \cdot 10^{-8} \rho^6 + 6 \cdot 10^{-6} \rho^5 - 0,0011 \rho^4 + 0,0712 \rho^3 - 1,0849 \rho^2 + 55,623 \rho + 747$
5 – (диск 5)	$M_k = -2 \cdot 10^{-8} \rho^6 + 3 \cdot 10^{-5} \rho^5 - 0,0165 \rho^4 + 4,698 \rho^3 - 731,09 \rho^2 + 59124 \rho - 2E+06$
6 – (диск 6)	$M_k = -1 \cdot 10^{-8} \rho^6 + 1 \cdot 10^{-5} \rho^5 - 0,0057 \rho^4 + 1,2387 \rho^3 - 144,16 \rho^2 + 8583,5 \rho - 206388$
7 – (диск 7)	$M_k = -1 \cdot 10^{-8} \rho^6 + 1 \cdot 10^{-5} \rho^5 - 0,003 \rho^4 + 0,4554 \rho^3 - 34,209 \rho^2 + 1319,5 \rho - 20113$
8 – (диск 8)	$M_k = -1 \cdot 10^{-8} \rho^6 + 7 \cdot 10^{-6} \rho^5 - 0,0014 \rho^4 + 0,106 \rho^3 - 2,3885 \rho^2 + 77,011 \rho + 696$

Таблица 4.16. Зависимости моментов M_k на одиночных дисках от фиксированного положения при развороте на угол ρ на левой коронке при движении вниз

Зависимости при $P_k = 860$ МПа с $R^2 = 1$	
1 – (диск 1)	$M_k = -45,5 \rho^3 - 2291 \rho^2 + 17721 \rho - 23731$
2 – (диск 2)	$M_k = -43,667 \rho^3 - 1951,5 \rho^2 + 10587 \rho - 6226$
3 – (диск 3)	$M_k = 43,333 \rho^3 - 3434 \rho^2 + 33832 \rho - 81315$
4 – (диск 4)	$M_k = 42 \rho^3 - 3412 \rho^2 + 28146 \rho - 52838$
5 – (диск 5)	$M_k = 645,67 \rho^3 - 9624 \rho^2 + 42271 \rho - 49186$
6 – (диск 6)	$M_k = -924,17 \rho^3 + 4529,5 \rho^2 - 3321,3 \rho + 2395$
7 – (диск 7)	$M_k = 0,1667 \rho^3 - 3323 \rho^2 + 36538 \rho - 90803$
8 – (диск 8)	$M_k = 2E-10 \rho^3 - 3212,5 \rho^2 + 28913 \rho - 55633$

Таблица 4.17. Зависимости моментов M_k на одиночных дисках от фиксированного положения при развороте на угол ρ на правой коронке при движении вниз

Зависимости при $P_k = 860$ МПа с $R^2 = 1$	
1 – (диск 1)	$M_k = 4E-05 \rho^4 - 0,0214 \rho^3 + 3,4063 \rho^2 - 138,5 \rho + 1765$
2 – (диск 2)	$M_k = 1E - 04 \rho^4 - 0,0694 \rho^3 + 17,55 \rho^2 - 1780,9 \rho + 63131$
3 – (диск 3)	$M_k = 0,0001 \rho^4 - 0,1024 \rho^3 + 32,76 \rho^2 - 4378,8 \rho + 208679$
4 – (диск 4)	$M_k = 7E - 05 \rho^4 - 0,0262 \rho^3 + 2,1429 \rho^2 + 39,052 \rho + 597$
5 – (диск 5)	$M_k = 0,0001 \rho^4 - 0,064 \rho^3 + 11,161 \rho^2 - 678,58 \rho + 14027$
6 – (диск 6)	$M_k = 0,0002 \rho^4 - 0,1212 \rho^3 + 30,672 \rho^2 - 3152,3 \rho + 113355$
7 – (диск 7)	$M_k = 0,0001 \rho^4 - 0,1199 \rho^3 + 38,131 \rho^2 - 5065,4 \rho + 239850$
8 – (диск 8)	$M_k = 0,0002 \rho^4 - 0,065 \rho^3 + 6,1963 \rho^2 - 65,109 \rho + 308$

Зависимости $M_k = f(\rho)$ учитывают периодичность входа и выхода дисков из контакта с породой при фиксированных положениях поворота коронок на угол ρ и описываются полиномами третьей степени для левой коронки и полиномами шестой, четвертой степени для правой коронки.

При первом положении (рисунок 4.13, *a*) в контакт с породой входят дисковые инструменты № 5 и № 1, во втором – № 6 и № 2, в третьем – № 7 и № 3, в четвертом – № 8 и № 4. Положения смещены относительно друг друга на 45° , что соответствует геометрическим параметрам левой коронки, схеме расстановки дисковых инструментов на трехгранных призмах.

На рисунке 4.14 и в таблице 4.18 приведены зависимости $\Sigma M_k = f(\rho)$, действующие на все дисковые инструменты левой или правой коронок исполнительного органа (рисунки 4.2, 4.7) при их повороте с учетом 8 положений, на 360° [41, 168, 176].

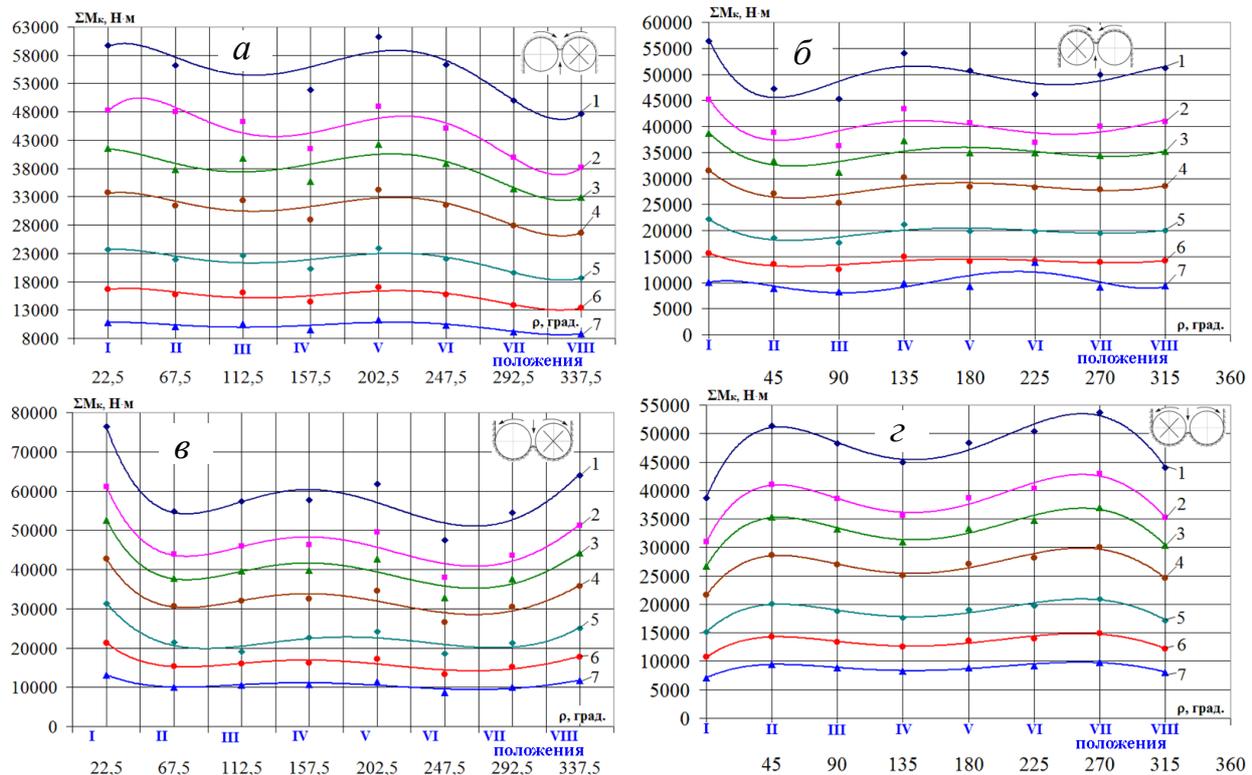


Рисунок 4.14. Зависимости моментов ΣM_k от угла поворота ρ для условий (1 – $P_k = 1250$ МПа; 2 – $P_k = 1000$ МПа; 3 – $P_k = 860$ МПа; 4 – $P_k = 700$ МПа; 5 – $P_k = 490$ МПа; 6 – $P_k = 350$ МПа; 7 – $P_k = 230$ МПа) при: – встречном движении вверх: *a* – левая коронка; *б* – правая коронка; – противостречном движении вниз: *в* – левая коронка; *г* – правая коронка

Таблица 4.18. Зависимости моментов ΣM_k от угла поворота ρ коронки

Зависимости (рисунок 4.14, а)	R ²
1 – $\Sigma M_k = 56,243\rho^5 - 1221\rho^4 + 9518,7\rho^3 - 32265\rho^2 + 44835\rho + 38611$	0,771
2 – $\Sigma M_k = 66,145\rho^5 - 1486,8\rho^4 + 12207\rho^3 - 44644\rho^2 + 69407\rho + 12566$	0,8491
3 – $\Sigma M_k = 30,579\rho^5 - 642,61\rho^4 + 4747,4\rho^3 - 14652\rho^2 + 16876\rho + 35047$	0,749
4 – $\Sigma M_k = 30,741\rho^5 - 664,84\rho^4 + 5149,5\rho^3 - 17249\rho^2 + 23366\rho + 22924$	0,7767
5 – $\Sigma M_k = 20,803\rho^5 - 447,71\rho^4 + 3439,7\rho^3 - 11358\rho^2 + 14941\rho + 17023$	0,7776
6 – $\Sigma M_k = 17,223\rho^5 - 376,32\rho^4 + 2964,5\rho^3 - 10213\rho^2 + 14571\rho + 9597,3$	0,78
7 – $\Sigma M_k = 9,2362\rho^5 - 197,35\rho^4 + 1502,2\rho^3 - 4911,8\rho^2 + 6482,7\rho + 7868,3$	0,7306
Зависимости (рисунок 4.14, б)	R ²
1 – $\Sigma M_k = -2E-07\rho^5 + 0,0002\rho^4 - 0,0746\rho^3 + 10,833\rho^2 - 605,71\rho + 56776$	0,7334
2 – $\Sigma M_k = -1E-07\rho^5 + 0,0001\rho^4 - 0,0488\rho^3 + 7,2555\rho^2 - 420,48\rho + 45452$	0,671
3 – $\Sigma M_k = -3E-08\rho^5 + 4E-05\rho^4 - 0,0208\rho^3 + 3,9253\rho^2 - 278,27\rho + 38854$	0,7121
4 – $\Sigma M_k = -3E-08\rho^5 + 4E-05\rho^4 - 0,0176\rho^3 + 3,2948\rho^2 - 233,47\rho + 31664$	0,7277
5 – $\Sigma M_k = -3E-08\rho^5 + 4E-05\rho^4 - 0,0159\rho^3 + 2,8089\rho^2 - 189,04\rho + 22282$	0,7833
6 – $\Sigma M_k = -7E-09\rho^5 + 1E-05\rho^4 - 0,0069\rho^3 + 1,4063\rho^2 - 104,85\rho + 15643$	0,6989
7 – $\Sigma M_k = 1E-07\rho^5 - 0,0001\rho^4 + 0,0265\rho^3 - 2,4278\rho^2 + 47,944\rho + 10031$	0,5416
Зависимости (рисунок 4.14, в)	R ²
1 – $\Sigma M_k = -59,483\rho^5 + 1643,5\rho^4 - 16665\rho^3 + 76667\rho^2 - 158176\rho + 173079$	0,8988
2 – $\Sigma M_k = -47,586\rho^5 + 1314,8\rho^4 - 13332\rho^3 + 61334\rho^2 - 126539\rho + 138462$	0,8988
3 – $\Sigma M_k = -41,022\rho^5 + 1133,4\rho^4 - 11493\rho^3 + 52874\rho^2 - 109086\rho + 119365$	0,8988
4 – $\Sigma M_k = -33,984\rho^5 + 936,45\rho^4 - 9473,9\rho^3 + 43483\rho^2 - 89457\rho + 97280$	0,9014
5 – $\Sigma M_k = -8,2282\rho^5 + 325,05\rho^4 - 4168,1\rho^3 + 23024\rho^2 - 55469\rho + 67823$	0,8949
6 – $\Sigma M_k = -17,502\rho^5 + 479,46\rho^4 - 4826,4\rho^3 + 22051\rho^2 - 45188\rho + 48869$	0,9063
7 – $\Sigma M_k = -9,3128\rho^5 + 259,73\rho^4 - 2637,8\rho^3 + 12057\rho^2 - 24499\rho + 28036$	0,8616
Зависимости (рисунок 4.14, г)	R ²
1 – $\Sigma M_k = 1E-07\rho^5 - 0,0002\rho^4 + 0,0615\rho^3 - 10,003\rho^2 + 612,36\rho + 38746$	0,977
2 – $\Sigma M_k = 1E-07\rho^5 - 0,0001\rho^4 + 0,0519\rho^3 - 8,3318\rho^2 + 501,68\rho + 30986$	0,9739
3 – $\Sigma M_k = 8E-08\rho^5 - 0,0001\rho^4 + 0,0424\rho^3 - 6,8995\rho^2 + 422,36\rho + 26721$	0,977
4 – $\Sigma M_k = 7E-08\rho^5 - 9E-05\rho^4 + 0,0349\rho^3 - 5,6334\rho^2 + 343,1\rho + 21645$	0,9732
5 – $\Sigma M_k = 5E-08\rho^5 - 6E-05\rho^4 + 0,0244\rho^3 - 3,9423\rho^2 + 240,13\rho + 15151$	0,9732
6 – $\Sigma M_k = 4E-08\rho^5 - 5E-05\rho^4 + 0,0186\rho^3 - 2,948\rho^2 + 176,63\rho + 10760$	0,9676
7 – $\Sigma M_k = 3E-08\rho^5 - 3E-05\rho^4 + 0,0121\rho^3 - 1,9322\rho^2 + 116,28\rho + 7100,8$	0,9713

$$\Sigma M_k = M_{д5} + M_{д1} + M_{д8} + M_{д4} + M_{д7} + M_{д3} + M_{д6} + M_{д2}, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (4.15)$$

В частности, момент на дисковом инструменте № 8 определится $M_{д8} = P_{д8} \ell_{д8}, \text{ Н}\cdot\text{м},$ (4.16)

где $P_{д8}$ – равнодействующая распределенных сил на дисковом инструменте № 8;

$\ell_{д8}$ – плечо силы $P_{д8}$ относительно оси дискового инструмента (рисунок 4.7), м.

В целом зависимости моментов $M_k = f(P_k)$ на дисках носят линейный характер, а зависимости $\Sigma M_k = f(\rho)$ на коронках, учитывающие периодичность входа и выхода дисковых инструментов из контакта с породой при фиксированных положениях поворота коронок на угол ρ от 0° до 360° описываются полиномами пятой степени.

4.4. Определение мощности привода вращения реверсивного двухкорончатого стреловидного исполнительного органа с дисковым инструментом

В настоящее время основу парка проходческих горных машин на шахтах составляют проходческие комбайны со стреловидным исполнительным органом. Анализ параметров исполнительных органов проходческих комбайнов, оказывающих существенное влияние на процессы формирования нагрузок при разрушении забойных массивов горных пород, показывает, что они находятся в следующих пределах: мощность двигателей исполнительных органов комбайнов N от 75 до 400 кВт, скорость вращения коронок n от 23 до 65 мин^{-1} , диаметр коронок D_k от 0,85 до 1,2 м, телескопическая раздвижность стрелы от 0,5 до 0,8 м. В таблице 4.19 приведены данные по области применения ($\sigma_{сж}$, МПа) и мощности двигателей (N , кВт) исполнительных органов современных проходческих комбайнов [176].

Мощность привода двухкорончатого стреловидного исполнительного органа с дисковыми инструментами на трехгранных призмах определяется из выражения:

$$N_{\text{расч}} = (\Sigma M_{k \text{ пр.}} + \Sigma M_{k \text{ лев.}}) \cdot n / 9750, \text{ кВт}, \quad (4.17)$$

где $\Sigma M_{k \text{ пр.}}$ – суммарный крутящий момент на правой коронке, Н·м; $\Sigma M_{k \text{ лев.}}$ – суммарный крутящий момент на левой коронке, Н·м; n – частота вращения коронок, мин^{-1} .

Таблица 4.19. Влияние предела прочности породы на одноосное сжатие ($\sigma_{сж}$) на мощность двигателей исполнительных органов комбайнов (N)

Страна, марка комбайна	$\sigma_{сж}$, МПа	N , кВт	Страна, марка комбайна	$\sigma_{сж}$, МПа	N , кВт
РФ, КП-21	42–100	110	Китай, EBZ -120	60–80	120
РФ, КП-200Т	30–120	200	Китай, EBZ -135	60–80	135
РФ, КПЮ-50	30–100	132	Китай, EBZ -160	60–80	160
Украина, П-110	30–120	2×55	Китай, EBZ -200	60–80	200
Украина, КСП-22	70–80	75	Китай, EBZ -230	60–80	230
Украина, КСП-32	30–100	110	Китай, EBZ -315	60–90	315
Украина, КСП-35	30–100	132	Германия, Т3.20	60–120	300
Украина, КСП-42	30–120	200	Германия, Т4.31	60–120	400
Украина, КПД	30–100	110, 132	Германия, Н4.30	60–120	2×200
Великобритания, МК2ВР	30–100	142	Германия, Н4.40	60–120	2×200
Великобритания, МК5	30–120	350	Великобритания, ЛН-1300	60–120	225

При повороте коронки от $\rho = 0^\circ$ до $\rho = 90^\circ$ глубина вдавливания дискового инструмента в породу возрастает с $0,1h_{max}$ до h_{max} , а при дальнейшем повороте от $\rho = 90^\circ$ до $\rho = 180^\circ$ уменьшается с h_{max} до $0,1h_{max}$ (рисунок 4.6). Этим объясняется колоколообразный вид зависимостей $\Sigma M_k = f(\rho)$ (рисунок 4.13). При повороте коронки на 180° параметр заглубления лезвия диска в породу h варьируется от 1 до 10 мм. В этой связи расчеты были выполнены для всего диапазона значений $h = 1–10$ мм. В таблице 4.20, в качестве примера, приведены значения суммарных крутящих моментов ΣM_k и мощности $N_{расч}$ одновременно на левой и правой коронках при их противострелочном вращении и перемещении сверху вниз при максимальных значениях $h = 8$ и 10 мм. С уменьшением h с 10 до 1 мм параметр ΣM_k уменьшается прямо пропорционально в 3,8–4,0 раза. В этой связи можно констатировать тот факт, что увязку силовых и мощностных параметров двух кинематически связанных реверсивных радиальных коронок, оснащенных дисковым инструментом на трехгранных призмах, с параметрами стреловидных исполнительных органов, в частности их мощностью, целесообразно выполнять при максимальных значениях $h = 8$ и 10 мм (таблица 4.20). При меньших значениях h будет иметь место запас мощности привода стреловидного исполнительного органа проходческого комбайна [176, 177].

Таблица 4.20. Суммарный крутящий момент ΣM_k и мощность $N_{расч}$ на приводном валу коронок исполнительного органа проходческого комбайна

P_k , МПа	h , мм	ΣM_k , Н·м	$N_{расч}$, кВт	Проходческий комбайн
1250 ($f=10$)	10	109682	436	Т4.31, Н 4.30, Н 4.40
	8	64808	258	КП330, Т3.20, МК-5, EBZ-315
860 ($f=7$)	10	66726	265	КП330, Т3.20, МК-5, EBZ-315
	8	44930	179	КП220, КСП-42, EBZ-200, ЛН-1300
490 ($f=5$)	10	43186	260	КП330, Т3.20, МК-5, EBZ-315
	8	25652	154	КП220, КСП-42, EBZ160
230 ($f=3$)	10	19864	120	КП21-150, КСП-35, КПО50, КПД, EBZ160
	8	12043	73	КП21, КСП-22, П-110-04, КПД

В таблице 4.20 приведены марки проходческих комбайнов со стреловидным исполнительным органом, соответствующие расчетным значениям суммарных крутящих моментов ΣM_k и мощности $N_{расч}$.

Нагруженность двухкорончатых стреловидных исполнительных органов с дисковыми инструментами характеризуется следующими результатами:

- установлено, что конструктивно-кинематическое исполнение двухкорончатого стреловидного исполнительного органа обеспечивает бесконтактный режим вращения трехгранных призм с дисковыми инструментами в центральной зоне пересечения траекторий их вращательного движения и реализует следующие режимы работы: реверсивное вращение коронок; совместное перемещение коронок от почвы к кровле выработки и наоборот; совместное перемещение коронок от левой стенки выработки к правой и наоборот;

- отмечено, что на одиночный дисковый инструмент при заглублении и перекачивании по забою действует реакция со стороны породы, распределенная по параболической кривой, а зависимости усилий P_y , P_z и моментов M_k от контактной прочности P_k носят линейный характер;

- определено, что максимальный уровень трех составляющих усилия разрушения горных пород (при $P_k = 1250$ МПа) составляет для: $P_y = 109,19$ кН, $P_z = 27,24$ кН и $F = 5,06$ кН, что характеризует многократное превышение усилия подачи P_y над усилием перекачивания P_z и трения F ;

– выявлено, что периодичность входа и выхода дискового инструмента из контакта с горной породой при взаимном повороте коронок исполнительного органа от 0° до 360° формирует полиномиальные зависимости моментов M_k , ΣM_k и суммарных усилий подачи ΣP_{yi} от угла поворота ρ ;

– установлено, что при разрушении горных пород одновременно левой и правой коронками в контакте с забоем находятся по 16 дисковых инструментов диаметром 0,16 м, которые формируют суммарные усилия подачи и крутящие моменты на реверсивном двухкорончатом стреловидном исполнительном органе проходческого комбайна, на базе которых определяется мощность привода вращения коронок.

5. ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ УСТОЙЧИВОСТИ СТРЕЛОВИДНЫХ ПРОХОДЧЕСКИХ КОМБАЙНОВ С ДИСКОВЫМ ИНСТРУМЕНТОМ

Устойчивость проходческих комбайнов (ПК) является одним из главных факторов их эффективной работы, в первую очередь по фактору направленного проведения выработки. Устойчивость ПК обеспечивается: правильным выбором конструктивных и режимных параметров (размеры базы, вес машины, опрокидывающий момент двигателя и др.), уравниванием нагрузок на исполнительном органе, применением специальных распорных устройств, обеспечением режимов работы без длительных перегрузок [41, 171, 178–181].

Правильность выбора конструктивных и режимных параметров проверяется расчетом устойчивости ПК. При этом рассчитывают продольную устойчивость комбайна вдоль оси выработки, поперечную устойчивость относительно почвы выработки и устойчивость от разворота в плоскости почвы выработки.

5.1. Варианты расчета на продольную устойчивость стреловидных проходческих комбайнов с дисковым инструментом

Для проведения расчета устойчивости ПК необходимо предварительно определить все внешние активные силы и моменты сил, действующих на элементы исполнительного органа. Уравновешивающими реактивными являются силы и моменты, возникающие на опорно-распорных элементах комбайна. Как правило, рассматриваются лишь случаи длительного действия внешних сил, т. е. проводится статический расчет устойчивости. Критериями устойчивости машины являются коэффициенты запаса устойчивости при различных вариантах разрушения забойных массивов исполнительным органом.

В качестве базового варианта приведен расчет на продольную устойчивость в горизонтальной горной выработке ПК, оснащенного реверсивным двухкорончатый рабочим органом с дисковым инструментом на трехгранных призмах.

Формирование внешней нагрузки на двухкорончатом реверсивном рабочем органе стреловидного ПК исследовано в широком

диапазоне пород от аргиллита до крепкого песчаника контактной прочностью: $P_k = 150, 230, 350, 490, 700, 860, 1000, 1250$ МПа.

Проходческий комбайн необходимо проверить на продольную и поперечную устойчивость от действия внешней нагрузки $\Sigma P_{оп}$ (при подъеме исполнительного органа) и $\Sigma P_{оо}$ (при опускании исполнительного органа) на две кинематически связанные радиальные коронки (рисунок 5.1).

Устойчивость количественно оценивалась коэффициентом k_y по двум параметрам: восстанавливающему и опрокидывающему моментам ($M_{вос.}$, $M_{опр.}$). ПК считается устойчивым при выполнении условия [178]:

$$k_y = M_{вос.} / M_{опр.} \geq 1,05. \quad (5.1)$$

Расчеты на продольную устойчивость ПК в горизонтальной горной выработке ($\theta = 0^\circ$) с опорой только на гусеничную тележку (рисунок 5.1, а) [41, 179, 180].

Продольная устойчивость ПК относительно точки *A* гусеничной тележки при подъеме исполнительного органа определялась из выражений:

$$M_{вос.A} = P_4 l_{A4} + P_5 l_{A5} + P_6 l_{A6} + P_7 l_{A7} + P_8 l_{A8} + P_9 l_{A9}, \text{ кН}\cdot\text{м}, \quad (5.2)$$

$$M_{опр.A} = \Sigma P_{оп} l_{A0} + P_1 l_{A1} + P_2 l_{A2} + P_3 l_{A3}, \text{ кН}\cdot\text{м}, \quad (5.3)$$

Продольная устойчивость ПК относительно точки *B* гусеничной тележки при опускании исполнительного органа определялась из выражений:

$$M_{вос.B} = P_1 l_{B1} + P_2 l_{B2} + P_3 l_{B3} + P_4 l_{B4} + P_5 l_{B5} + P_6 l_{B6} + P_7 l_{B7}, \text{ кН}\cdot\text{м}, \quad (5.4)$$

$$M_{опр.B} = \Sigma P_{оо} l_{B0} + P_8 l_{B8} + P_9 l_{B9}, \text{ кН}\cdot\text{м}, \quad (5.5)$$

где $P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6, P_7, P_8, P_9$ – силы веса соответственно: исполнительного органа, двух домкратов подъема, питателя, турели, гусеничной тележки, рамы, блока электрооборудования, блока гидрооборудования, конвейера кН;

$l_{A1} - l_{A9}$ – плечи соответствующих сил веса относительно точки *A*, м;

$l_{B1} - l_{B9}$ – плечи соответствующих сил веса относительно точки *B*, м;

$$l_{B1} = l_{A1} + l_{A5} + l_{B5}; \quad l_{B2} = l_{A2} + l_{A5} + l_{B5}; \quad l_{B3} = l_{A3} + l_{A5} + l_{B5};$$

$$l_{B4} = (l_{B5} + l_{A5}) - l_{A4}; \quad l_{B7} = (l_{B5} + l_{A5}) - l_{A7}.$$

l_{A0} – плечо внешней нагрузки $\Sigma P_{оп}$ относительно точки A , м;

l_{B0} – плечо внешней нагрузки $\Sigma P_{оо}$ относительно точки B , м.

На рисунке 5.1 точки 0–9 соответствуют центрам масс узлов ПК.

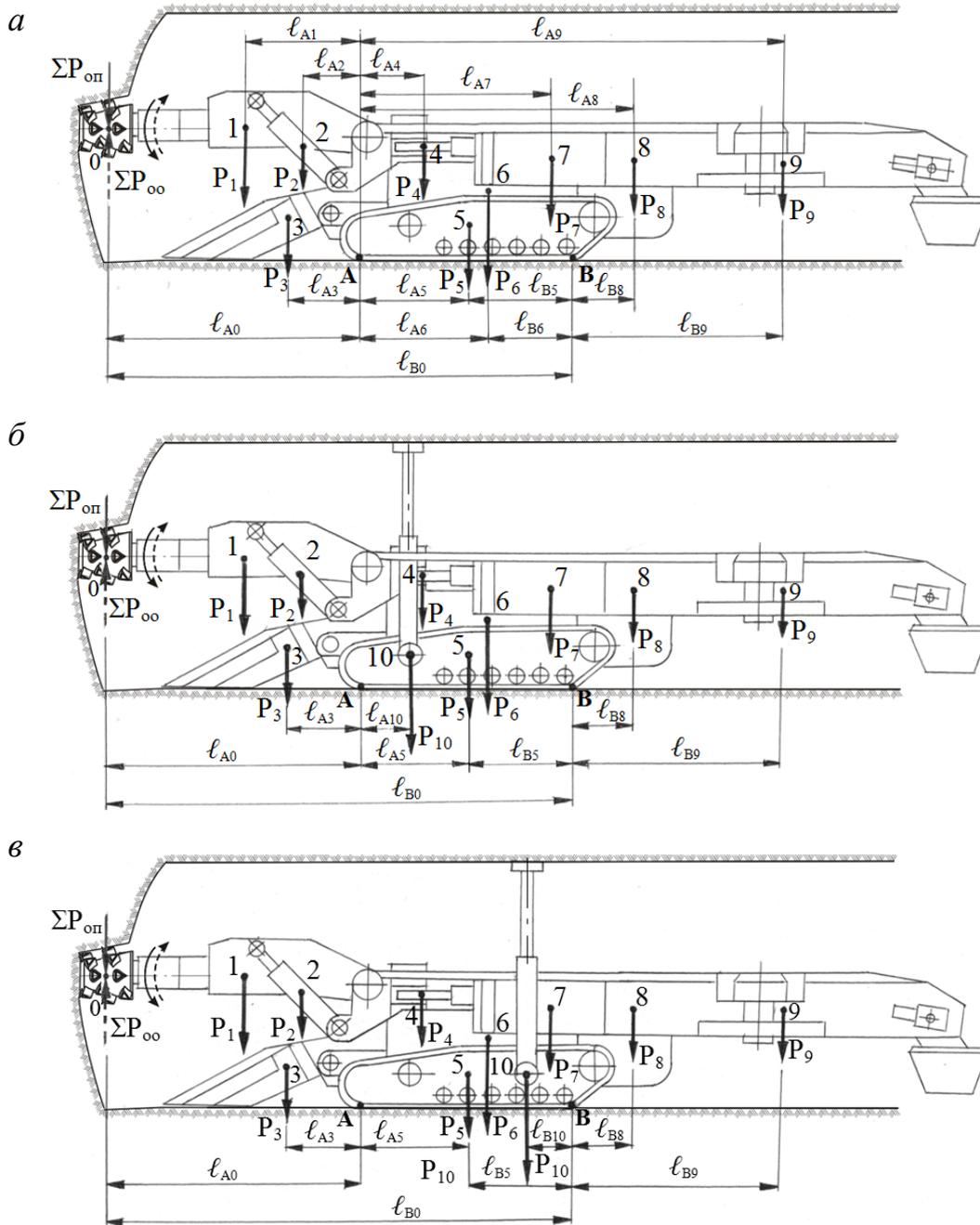


Рисунок 5.1. Схема сил при расчете на продольную устойчивость ПК в горизонтальной горной выработке: *а* – с опорой на гусеничную тележку; *б* – с распором в кровлю двумя гидростойками в передней части гусеничной тележки; *в* – с распором в кровлю двумя гидростойками в задней части гусеничной тележки

Исходные данные для расчета: $P_1 = 75$ кН; $P_2 = 4,9$ кН; $P_3 = 45,9$ кН; $P_4 = 48,45$ кН; $P_5 = 120$ кН; $P_6 = 66,5$ кН; $P_7 = 9,85$ кН; $P_8 = 9,85$ кН; $P_9 = 33,15$ кН. Внешние нагрузки $\Sigma P_{\text{оп}} = 113,24$ кН; $\Sigma P_{\text{оо}} = 113,37$ кН рассчитывались при контактной прочности породы $P_{\text{к}} = 150$ МПа для двух радиальных коронок.

Подставив исходные данные в формулы 5.2–5.5, определим продольную устойчивость проходческого комбайна относительно точек A и B (рисунок 5.1, a).

$$M_{\text{вос.А}} = P_4 l_{A4} + P_5 l_{A5} + P_6 l_{A6} + P_7 l_{A7} + P_8 l_{A8} + P_9 l_{A9} = \\ = + 48,45 \cdot 0,88 + 120 \cdot 1,52 + 66,5 \cdot 1,8 + 9,85 \cdot 2,69 + 9,85 \cdot 3,85 + 33,15 \cdot 6 = \\ = 608,05 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{оп.А}} = \Sigma P_{\text{оп}} l_{A0} + P_1 l_{A1} + P_2 l_{A2} + P_3 l_{A3} = 113,24 \cdot 3,57 + 75 \cdot 1,6 + \\ + 4,9 \cdot 0,77 + 45,9 \cdot 0,96 = 572,1 \text{ кН} \cdot \text{м}; k_y = M_{\text{вос.А}} / M_{\text{оп.А}} = 608,05 / 572,1 = \\ = 1,06.$$

$$M_{\text{вос.В}} = P_1 l_{B1} + P_2 l_{B2} + P_3 l_{B3} + P_4 l_{B4} + P_5 l_{B5} + P_6 l_{B6} + P_7 l_{B7} = \\ = 75 \cdot 4,58 + 4,9 \cdot 3,71 + 45,9 \cdot 3,98 + 48,45 \cdot 2,07 + 120 \cdot 1,46 + 66,5 \cdot 1,17 + \\ + 9,85 \cdot 0,34 = 901,01 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

$$M_{\text{оп.В}} = \Sigma P_{\text{оо}} l_{B0} + P_8 l_{B8} + P_9 l_{B9} = 113,37 \cdot 6,3 + 9,85 \cdot 0,79 + \\ + 33,15 \cdot 1,64 = 776,38 \text{ кН} \cdot \text{м}; k_y = M_{\text{вос.В}} / M_{\text{оп.В}} = 901,01 / 776,38 = 1,16.$$

Таким образом, ПК при подъеме и опускании исполнительного органа при $P_{\text{к}} = 150$ МПа проходческий комбайн устойчив. Расчет на устойчивость с двухкорончатым исполнительным органом (рисунок 5.1, a), разрушающим породы контактной прочностью от $P_{\text{к}} = 230$ до 860 МПа показал, что ПК неустойчив как при подъеме, так и при опускании исполнительного органа. Для повышения устойчивости комбайна требуется введение в его конструкцию распорного гидравлического устройства (рисунок 5.1, b , $в$) [41, 179, 180].

Продольная устойчивость ПК относительно точек A и B (рисунок 5.1, b , $в$) гусеничной тележки при подъеме и опускании исполнительного органа определялась соответственно из выражений:

$$M_{\text{вос.А}} = P_4 l_{A4} + P_5 l_{A5} + P_6 l_{A6} + P_7 l_{A7} + P_8 l_{A8} + P_9 l_{A9} + \\ + P_{10} l_{A10}, \text{ кН} \cdot \text{м}, \quad (5.6)$$

$$M_{\text{оп.А}} = \Sigma P_{\text{оп}} l_{A0} + P_1 l_{A1} + P_2 l_{A2} + P_3 l_{A3}, \text{ кН} \cdot \text{м}. \quad (5.7)$$

$$M_{\text{вос.В}} = P_1 l_{B1} + P_2 l_{B2} + P_3 l_{B3} + P_4 l_{B4} + P_5 l_{B5} + P_6 l_{B6} + P_7 l_{B7} + \\ + P_{10} l_{B10}, \text{ кН} \cdot \text{м}, \quad (5.8)$$

$$M_{\text{оп.В}} = \Sigma P_{\text{оо}} l_{B0} + P_8 l_{B8} + P_9 l_{B9}, \text{ кН} \cdot \text{м}. \quad (5.9)$$

Как видно из рисунка 5.1, *а* и 5.1, *б*, в расчетную схему добавляется усилие P_{10} в двух распорных гидростойках (включающее вес стоек) и плечи (l_{A10} , l_{B10}) распорного усилия P_{10} относительно точек А, В.

Продольная устойчивость ПК для всего расчетного диапазона контактной прочности P_k горных пород разрушаемого забойного массива обеспечивается дополнительным распором в кровлю двумя гидростойками в передней части гусеничной тележки (рисунок 5.1, *б*, 5.2, таблица 5.1) [41, 179, 180].

На рисунке 5.2 приведен график полиномиальных зависимостей $k_y = f(P_k)$. Расчеты показали, что введение в конструкцию ПК распорных гидравлических стоек улучшают его продольную устойчивость. Для пород с контактной прочностью $P_k = 150, 230, 350, 490, 700$ и 860 МПа, соответственно, рекомендованы гидростойки диаметром $D = 0,084; 0,12; 0,168; 0,23; 0,29$ и $0,33$ м.

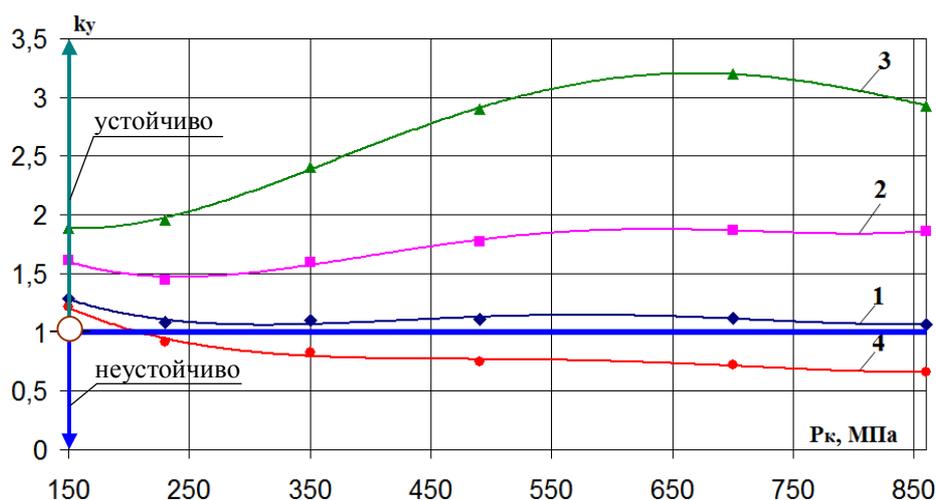


Рисунок 5.2. Зависимости коэффициента k_y устойчивости ПК в горизонтальной горной выработке от контактной прочности пород P_k относительно осей, проходящих через точки А или В: 1 – ось через точку А, 2 – ось через точку В (при распоре в передней части гусеничной тележки); 3 – ось через точку А, 4 – ось через точку В (при распоре в задней части гусеничной тележки)

$$1 - k_y = 2 \cdot 10^{-11} P_k^4 - 4 \cdot 10^{-8} P_k^3 + 3 \cdot 10^{-5} P_k^2 - 0,0106 P_k + 2,2691 \quad R^2 = 0,9338$$

$$2 - k_y = 3 \cdot 10^{-11} P_k^4 - 6 \cdot 10^{-8} P_k^3 + 5 \cdot 10^{-5} P_k^2 - 0,0136 P_k + 2,7698 \quad R^2 = 0,988$$

$$3 - k_y = 2 \cdot 10^{-11} P_k^4 - 6 \cdot 10^{-8} P_k^3 + 5 \cdot 10^{-5} P_k^2 - 0,0103 P_k + 2,5998 \quad R^2 = 0,9994$$

$$4 - k_y = 2 \cdot 10^{-11} P_k^4 - 4 \cdot 10^{-8} P_k^3 + 3 \cdot 10^{-5} P_k^2 - 0,0116 P_k + 2,3595 \quad R^2 = 0,9881$$

Таким образом, в горизонтальной горной выработке при подъеме и опускании исполнительного органа ПК с установкой двух, соответствующих расчету, распорных гидростоек в передней части

гусеничной тележки работает устойчиво при P_k в диапазоне от 150 МПа до 860 МПа.

Таблица 5.1. Результаты расчета коэффициента устойчивости k_y с учетом контактной прочности P_k горных пород и двухстоечного распора проходческого комбайна в горизонтальной горной выработке

P_k , МПа	С распором в передней части гусеничной тележки			С распором в задней части гусеничной тележки		
	кН·м		k_y	кН·м		k_y
	$M_{\text{вос.А}}$	$M_{\text{оп.А}}$		$M_{\text{вос.А}}$	$M_{\text{оп.А}}$	
	$M_{\text{вос.В}}$	$M_{\text{оп.В}}$		$M_{\text{вос.В}}$	$M_{\text{оп.В}}$	
150	742,38	572,1	1,29	1086,05	572,1	1,89
	1371,05	850,67	1,61	1037,97	845,31	1,22
230	862,39	796,15	1,08	1560,79	796,15	1,96
	1829,56	1263,27	1,45	1165,87	1256,02	0,92
350	1141,84	1037,48	1,1	2508,09	1037,48	2,41
	2744,75	1707,86	1,6	1421,16	1698,58	0,83
490	1673,56	1513,72	1,11	4400,81	1513,72	2,9
	4573,31	2585,21	1,77	1931,23	2571,93	0,75
700	2205,09	1964,39	1,12	6292,83	1964,39	3,2
	6401,18	3415,4	1,87	2441,11	3398,33	0,72
860	2656,79	2485,65	1,07	7292,64	2485,65	2,93
	7954,55	4269,84	1,86	2874,42	4354,21	0,66

Ниже представлены расчеты на продольную устойчивость ПК в восходящей горной выработке ($\theta = + 12^\circ$), оснащенного гидростойками в передней, задней и средней частях гусеничной тележки (рисунок 5.3) [41].

Продольная устойчивость ПК относительно точек A и B (рисунок 5.3) гусеничной тележки при подъеме и опускании исполнительного органа определялась соответственно из выражений:

$$M_{\text{вос.А}} = (P_4 l_{A4} + P_5 l_{A5} + P_6 l_{A6} + P_7 l_{A7} + P_8 l_{A8} + P_9 l_{A9}) \cos \theta + P_{10} l_{A10}, \text{ кН}\cdot\text{м} \quad (5.10)$$

$$M_{\text{оп.А}} = \Sigma P_{\text{оп}} l_{A0} + (P_1 l_{A1} + P_2 l_{A2} + P_3 l_{A3}) \cos \theta, \text{ кН}\cdot\text{м}, \quad (5.11)$$

$$M_{\text{вос.В}} = (P_1 l_{B1} + P_2 l_{B2} + P_3 l_{B3} + P_4 l_{B4} + P_5 l_{B5} + P_6 l_{B6} + P_7 l_{B7}) \cos \theta + P_{10} l_{B10}, \text{ кН}\cdot\text{м} \quad (5.12)$$

$$M_{\text{оп.В}} = \Sigma P_{\text{оп}} l_{B0} + (P_8 l_{B8} + P_9 l_{B9}) \cos \theta, \text{ кН}\cdot\text{м}, \quad (5.13)$$

Таким образом, в восстающей выработке ($\theta = +12^\circ$) при подъеме и опускании исполнительного органа ПК с опорой на гусеничную тележку и установкой в ее передней части двух, соответствующих расчету, распорных стоек диаметром D работает устойчиво при P_k от 150 МПа до 860 МПа (рисунок 5.4, таблица 5.2) [41].

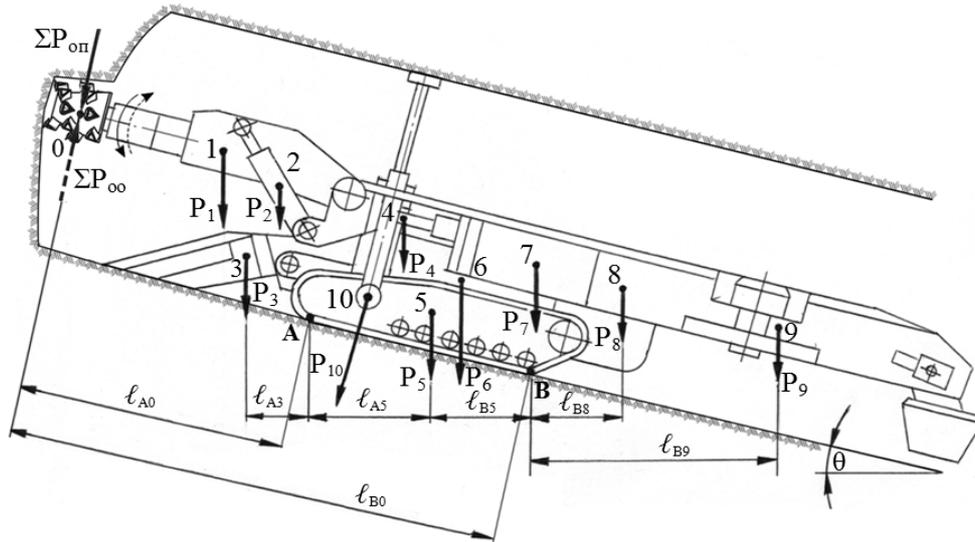


Рисунок 5.3. Схема сил при расчете на продольную устойчивость ПК в восстающей горной выработке ($\theta = +12^\circ$) с дополнительным распором в кровлю двумя гидростойками в передней части гусеничной тележки

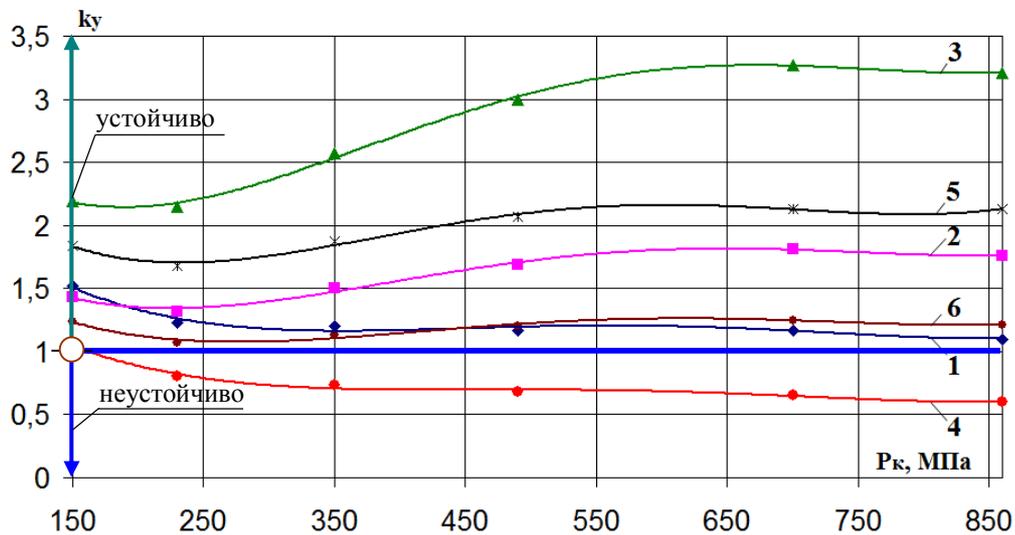


Рисунок 5.4. Зависимости коэффициента k_y устойчивости ПК в восстающей горной выработке ($\theta = +12^\circ$) от контактной прочности пород P_k относительно осей, проходящих через точки А или В: 1 – ось через точку А, 2 – ось через точку В (при распоре в передней части гусеничной тележки); 3 – ось через точку А, 4 – ось через точку В (при распоре в задней части гусеничной тележки); 5 – ось через точку А, 6 – ось через точку В (при распоре в средней части тележки)

$$\begin{aligned}
1 - k_y &= 2 \cdot 10^{-11} P_k^4 - 4 \cdot 10^{-8} P_k^3 + 4 \cdot 10^{-5} P_k^2 - 0,0128 P_k + 2,7361; & R^2 &= 0,9707; \\
2 - k_y &= 2 \cdot 10^{-11} P_k^4 - 5 \cdot 10^{-8} P_k^3 + 4 \cdot 10^{-5} P_k^2 - 0,0114 P_k + 2,3749; & R^2 &= 0,9922; \\
3 - k_y &= 4 \cdot 10^{-11} P_k^4 - 8 \cdot 10^{-8} P_k^3 + 6 \cdot 10^{-5} P_k^2 - 0,0157 P_k + 3,3879; & R^2 &= 0,9979; \\
4 - k_y &= 1 \cdot 10^{-11} P_k^4 - 3 \cdot 10^{-8} P_k^3 + 3 \cdot 10^{-5} P_k^2 - 0,0104 P_k + 2,0595; & R^2 &= 0,9894; \\
5 - k_y &= 4 \cdot 10^{-11} P_k^4 - 8 \cdot 10^{-8} P_k^3 + 6 \cdot 10^{-5} P_k^2 - 0,016 P_k + 3,1779; & R^2 &= 0,99; \\
6 - k_y &= 2 \cdot 10^{-11} P_k^4 - 4 \cdot 10^{-8} P_k^3 + 3 \cdot 10^{-5} P_k^2 - 0,0104 P_k + 2,1703; & R^2 &= 0,9401
\end{aligned}$$

При проходке восходящих горных выработок ($\theta = +12^\circ$) с распором гидростойками, устанавливаемыми в задней или средней частях гусеничной тележки, расчеты произведены по формулам 5.10, 5.11 и 5.12, 5.13. Результаты расчетов сведены в таблицы 5.2, 5.3 и представлены на рисунке 5.4 [41].

Таблица 5.2. Результаты расчета коэффициента устойчивости k_y с учетом контактной прочности P_k горных пород и двухстоечного распора проходческого комбайна в восстающей горной выработке ($\theta = +12^\circ$)

P_k , МПа	С распором в передней части гусеничной тележки			С распором в задней части гусеничной тележки		
	кН·м		k_y	кН·м		k_y
	$M_{\text{вос.А}}$	$M_{\text{оп.А}}$		$M_{\text{вос.А}}$	$M_{\text{оп.А}}$	
	$M_{\text{вос.В}}$	$M_{\text{оп.В}}$		$M_{\text{вос.В}}$	$M_{\text{оп.В}}$	
150	770,64	506,07	1,52	1108,38	506,07	2,19
	1226,2	857,13	1,43	893,94	857,13	1,05
230	903,97	732,01	1,23	1576,94	731,01	2,15
	1678,67	1268,47	1,32	1016,61	1268,47	0,8
350	1170,10	975,37	1,2	2512,2	975,37	2,57
	2581,82	1711,71	1,5	1261,46	1711,71	0,73
490	1701,82	1455,60	1,17	4380,86	1455,6	3,0
	4386,32	2586,4	1,69	1750,68	2586,4	0,68
700	2233,35	1910,07	1,17	6248,82	1910,07	3,27
	6190,15	3413,8	1,81	2239,72	3413,8	0,65
860	2685,05	2435,71	1,1	7836,25	2435,71	3,21
	7723,08	4371,4	1,76	2655,31	4371,4	0,6

Таким образом, в горной выработке по восстанию ($\theta = +12^\circ$) при подъеме исполнительного органа комбайна с опорой на гусеничную тележку и установкой в ее задней части двух, соответствующих расчету, распорных стоек работает устойчиво при P_k в диапазоне от 150 МПа до 860 МПа. При опускании исполнительного органа ПК условия устойчивости не соблюдаются.

В наклонной горной выработке ($\theta = +12^\circ$) при подъеме и опускании исполнительного органа ПК с опорой на гусеничную тележку и установкой в ее средней части двух распорных стоек работает устойчиво при P_k от 150 МПа до 860 МПа.

Анализ полученных данных (таблицы 5.2, 5.3, рисунок 5.4) свидетельствует о том, что при проведении восстающей горной выработки ($\theta = +12^\circ$) лучшие результаты по продольной устойчивости показывает компоновка ПК с распорными гидростойками, установленными в передней части гусеничной тележки [41].

Таблица 5.3. Результаты расчета коэффициента устойчивости k_y с учетом контактной прочности P_k горных пород и двухстоечного распора проходческого комбайна в наклонных горных выработках по восстанию или падению ($\theta = \pm 12^\circ$)

P_k , МПа	С распором в средней части гусеничной тележки ($\theta = +12^\circ$)			С распором в средней части гусеничной тележки ($\theta = -12^\circ$)		
	кН·м		k_y	кН·м		k_y
	$M_{\text{вос.А}}$	$M_{\text{оп.А}}$		$M_{\text{вос.А}}$	$M_{\text{оп.А}}$	
	$M_{\text{вос.В}}$	$M_{\text{оп.В}}$		$M_{\text{вос.В}}$	$M_{\text{оп.В}}$	
150	936,17	506,07	1,84	799,35	611,66	1,62
	1066,14	857,13	1,24	1250,67	836,91	1,49
230	1233,8	732,01	1,68	1076,86	836,34	1,28
	1359,75	1268,47	1,07	1554,33	1249,5	1,24
350	1827,87	975,37	1,87	1630,8	1078,35	1,51
	1945,79	1711,71	1,13	2160,44	1694,09	1,27
490	3014,83	1455,6	2,07	2737,56	1555,92	1,75
	3116,72	2586,4	1,2	3371,46	2571,45	1,31
700	4201,34	1910,07	2,13	3843,9	2007,85	1,91
	4287,2	3413,8	1,25	4582,03	3401,64	1,34
860	5209,67	2435,71	2,13	4784,1	2530,58	1,89
	5281,9	4371,4	1,21	5610,8	4361,91	1,28

Ниже представлены расчеты на продольную устойчивость ПК в нисходящей горной выработке ($\theta = -12^\circ$), оснащенного гидростойками в передней, задней и средней частях гусеничной тележки (рисунок 5.5). Расчеты производятся в соответствии с формулами 5.10, 5.11 и 5.12, 5.13. Результаты расчетов сведены в таблицы 5.3, 5.4 и представлены на рисунке 5.6 [41, 180, 181].

В нисходящей горной выработке ($\theta = -12^\circ$) при подъеме исполнительного органа ПК с опорой на гусеничную тележку и уста-

новкой в ее передней части двух, соответствующих расчету, распорных стоек работает неустойчиво, а при опускании работает устойчиво с P_k от 150 МПа до 860 МПа.

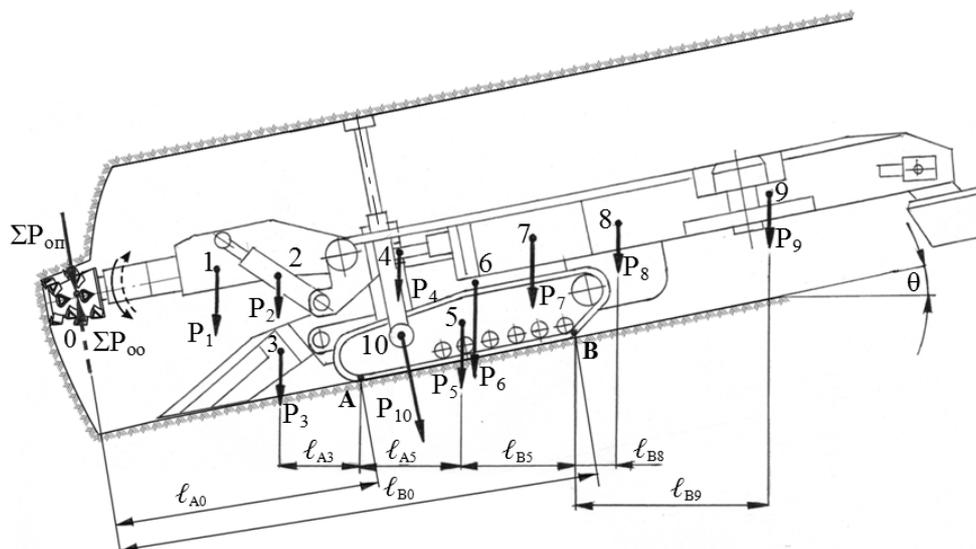


Рисунок 5.5. Схема сил при расчете на продольную устойчивость ПК в нисходящей горной выработке ($\theta = -12^\circ$) с дополнительным распором в кровлю двумя гидростойками в передней части гусеничной тележки

Таблица 5.4. Результаты расчета коэффициента устойчивости k_y с учетом контактной прочности P_k горных пород и двухстоечного распора проходческого комбайна в нисходящей горной выработке ($\theta = -12^\circ$)

P_k , МПа	С распором в передней части гусеничной тележки			С распором в задней части гусеничной тележки		
	кН·м		k_y	кН·м		k_y
	$M_{\text{вос.А}}$	$M_{\text{оп.А}}$		$M_{\text{вос.А}}$	$M_{\text{оп.А}}$	
	$M_{\text{вос.В}}$	$M_{\text{оп.В}}$		$M_{\text{вос.В}}$	$M_{\text{оп.В}}$	
150	633,21	611,66	1,04	991,82	611,66	1,62
	1412,74	836,91	1,69	1068,32	836,91	1,27
230	745,83	836,34	0,89	1460,38	836,34	1,74
	1877,28	1249,5	1,5	1190,99	1249,50	0,95
350	970,62	1078,35	0,9	2395,64	1078,35	2,22
	2804,52	1694,09	1,65	1435,85	1694,09	0,85
490	1419,74	1555,92	0,91	4264,3	1555,92	2,74
	4657,14	2571,45	1,81	1925,07	2571,45	0,75
700	1868,69	2007,85	0,93	6132,26	2007,85	3,05
	6509,07	3401,64	1,91	2414,11	3401,64	0,71
860	2250,22	2530,58	0,89	7719,69	2530,58	3,05
	8082,87	4361,91	1,85	2829,7	4361,91	0,65

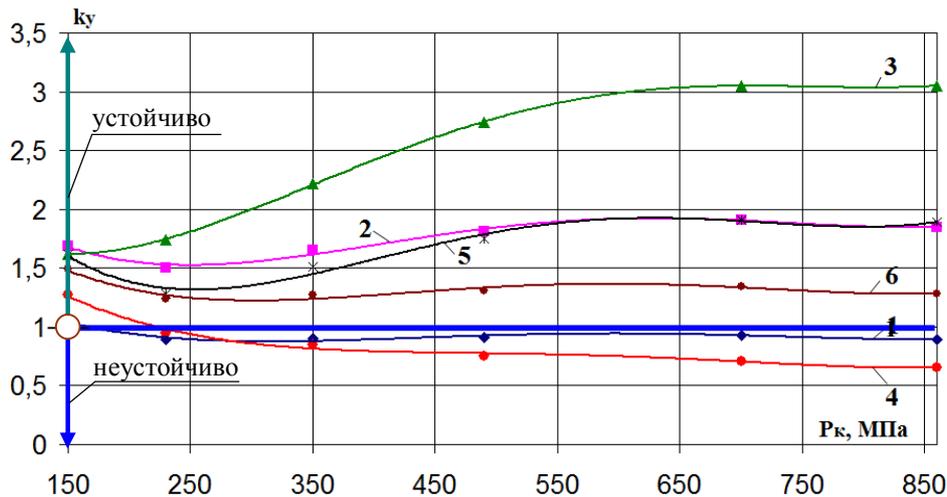


Рисунок 5.6. Зависимости коэффициента k_y устойчивости ПК в нисходящей выработке ($\theta = -12^\circ$) от контактной прочности пород P_k относительно осей, проходящих через точки А или В: 1 – ось через точку А, 2 – ось через точку В (при распоре в передней части гусеничной тележки); 3 – ось через точку А, 4 – ось через точку В (при распоре в задней части гусеничной тележки); 5 – ось через точку А, 6 – ось через точку В (при распоре в средней части тележки)

$$\begin{aligned}
 1 - y &= 1 \cdot 10^{-11} P_k^4 - 3 \cdot 10^{-8} P_k^3 + 2 \cdot 10^{-5} P_k^2 - 0,0073 P_k + 1,7227 & R^2 &= 0,9363 \\
 2 - y &= 3 \cdot 10^{-11} P_k^4 - 6 \cdot 10^{-8} P_k^3 + 5 \cdot 10^{-5} P_k^2 - 0,0144 P_k + 2,9328 & R^2 &= 0,9768 \\
 3 - y &= 3 \cdot 10^{-11} P_k^4 - 7 \cdot 10^{-8} P_k^3 + 5 \cdot 10^{-5} P_k^2 - 0,011 P_k + 2,3334 & R^2 &= 0,9999 \\
 4 - y &= 2 \cdot 10^{-11} P_k^4 - 4 \cdot 10^{-8} P_k^3 + 3 \cdot 10^{-5} P_k^2 - 0,012 P_k + 2,4551 & R^2 &= 0,9881 \\
 5 - y &= 5 \cdot 10^{-11} P_k^4 - 1 \cdot 10^{-7} P_k^3 + 8 \cdot 10^{-5} P_k^2 - 0,0247 P_k + 3,7672 & R^2 &= 0,9733 \\
 6 - y &= 2 \cdot 10^{-11} P_k^4 - 5 \cdot 10^{-8} P_k^3 + 4 \cdot 10^{-5} P_k^2 - 0,0133 P_k + 2,7126 & R^2 &= 0,9352
 \end{aligned}$$

Таким образом, в нисходящей горной выработке ($\theta = -12^\circ$) при подъеме исполнительного органа ПК с опорой на гусеничную тележку и установкой в ее задней части двух, соответствующих расчету, распорных стоек диаметром D работает устойчиво при P_k в диапазоне от 150 МПа до 860 МПа. Комбайн будет работать устойчиво даже, если уменьшить диаметр стоек на два размера, например, с диаметра стоек 0,33 м до 0,23 м. Тогда при $P_k = 860$ МПа $k_y = 4264,30/2530,58 = 1,68$. При опускании исполнительного органа, ПК работает неустойчиво при P_k в диапазоне от 230 МПа до 860 МПа.

При установке в средней части гусеничной тележки двух, соответствующих расчету, распорных стоек, при подъеме и опускании исполнительного органа ПК работает устойчиво при P_k в диапазоне от 150 МПа до 860 МПа.

5.2. Особенность расчета на поперечную устойчивость стреловидных проходческих комбайнов с дисковым инструментом

Ниже представлен расчет на поперечную устойчивость ПК в горизонтальной горной выработке ($\theta = 0^\circ$) с опорой на гусеничную тележку и распором в кровлю двумя гидростойками диаметром D , расположенными в средней части гусеничной тележки. Данный расчет выполнен относительно поперечной оси, проходящей через точки C , D боковой кромки опорной поверхности гусеничной тележки при подъеме и опускании исполнительного органа (рисунок 5.7) [41].

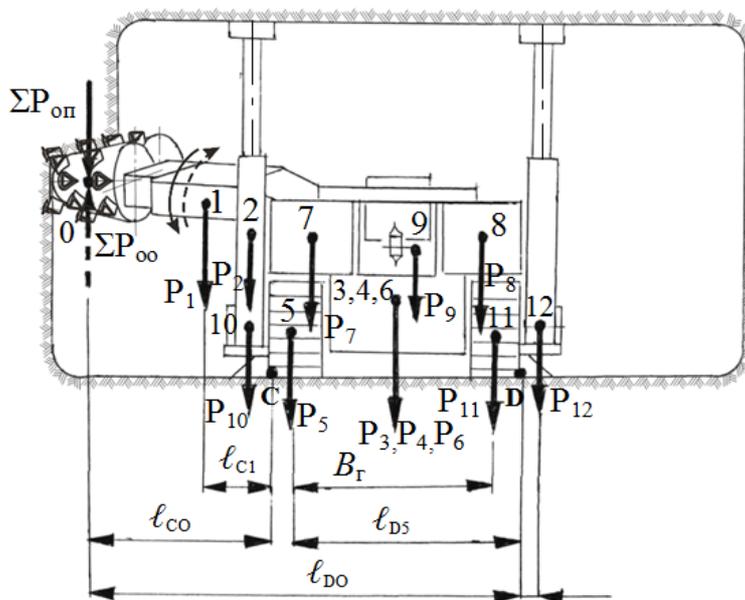


Рисунок 5.7. Схема сил при расчете на поперечную устойчивость ПК в горизонтальной горной выработке с дополнительным распором в кровлю двумя гидростойками в средней части гусеничной тележки

Исходные данные для расчета: $P_1 = 75$ кН; $P_2 = 4,90$ кН; $P_3 = 45,9$ кН; $P_4 = 48,45$ кН; $P_5 = 60$ кН; $P_6 = 66,5$ кН; $P_7 = 9,85$ кН; $P_8 = 9,85$ кН; $P_9 = 33,15$ кН. Начальные расчетные внешние нагрузки $\Sigma P_{оп} = 113,24$ кН; $\Sigma P_{оо} = 113,37$ кН рассчитывались при контактной прочности породы $P_k = 150$ МПа для двух радиальных кинематически связанных коронок, когда в контакте с породой находится одновременно шестнадцать дисковых инструментов диамет-

ром 0,16 м. На рисунке 5.7 размер B_{Γ} соответствует ширине гусеничной тележки.

При расчете устойчивости комбайна относительно поперечной оси, проходящей через точки C боковой кромки опорной поверхности гусеничной тележки (рисунок 5.7) при подъеме исполнительного органа, определим распорные усилия гидростоек P_{12} и восстанавливающие моменты $M_{\text{вос.}C}$:

$$M_{\text{вос.}C} = P_3 l_{C3} + P_4 l_{C4} + P_5 l_{C5} + P_6 l_{C6} + P_7 l_{C7} + P_8 l_{C8} + P_9 l_{C9} + P_{11} l_{C11} + P_{12} l_{C12}, \text{ кН}\cdot\text{м} \quad (5.14)$$

где P – силы веса (кН) отдельных узлов проходческого комбайна: P_3 – питателя; P_4 – турели; P_5 – левой части гусеничной тележки; P_6 – рамы; P_7 – блока электрооборудования; P_8 – блока гидрооборудования; P_9 – конвейера; P_{11} – правой части гусеничной тележки; P_{12} – суммарная сила, включающая распорное усилие и вес правой гидростойки; $l_{C3} - l_{C11}$ – плечи соответствующих сил веса относительно точки C , м; l_{C12} – плечо суммарной силы правой гидростойки относительно точки C , м.

Опрокидывающий момент определится из выражения:

$$M_{\text{оп.}C} = \Sigma P_{\text{оп}} l_{C0} + P_1 l_{C1} + P_2 l_{C2} + P_{10} l_{C10}, \text{ кН}\cdot\text{м} \quad (5.15)$$

где $\Sigma P_{\text{оп}}$ – внешняя нагрузка на двух коронках при подъеме исполнительного органа, кН; P_1, P_2 – силы веса исполнительного органа, двух домкратов подъема, кН; P_{10} – суммарная сила, включающая распорное усилие и вес левой гидростойки, кН; l_{C0} – плечо внешней нагрузки относительно точки C , м; l_{C1}, l_{C2} – плечи соответствующих сил веса относительно точки C , м.

Расчет на поперечную устойчивость ПК с двухкорончатым исполнительным органом, оснащенный дисковым инструментом на трехгранных призмах и разрушающим породы контактной прочностью от $P_{\text{к}} = 150$ МПа до $P_{\text{к}} = 860$ МПа показал, что при подъеме исполнительного органа ПК работает устойчиво.

При проверке поперечной устойчивости комбайна относительно поперечной оси, проходящей через точку D (рисунок 5.7) боковой кромки опорной поверхности гусеничной тележки при опускании исполнительного органа, имеем:

$$M_{\text{вос.D}} = P_1 l_{D1} + P_2 l_{D2} + P_3 l_{D3} + P_4 l_{D4} + P_5 l_{D5} + P_6 l_{D6} + P_7 l_{D7} + P_8 l_{D8} + P_9 l_{D9} + P_{11} l_{D11} + P_{10} l_{D10}, \text{ кН}\cdot\text{м}, \quad (5.16)$$

где $P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6, P_7, P_8, P_9, P_{11}$ – силы веса исполнительного органа, двух гидродомкратов подъема, питателя, турели, левой гусеничной тележки, рамы, блока электрооборудования, блока гидрооборудования, конвейера, правой гусеничной тележки, кН; ($l_{D1} - l_{D11}$) – плечи соответствующих сил веса относительно точки D , м; P_{10} – суммарная сила, включающая распорное усилие и вес левой гидростойки, кН; l_{D10} – плечо суммарной силы, включающей распорное усилие и вес левой гидростойки относительно точки D , м. На рисунке 5.7 точки $0-12$ соответствуют центрам масс узлов комбайна.

Опрокидывающий момент определится из выражения:

$$M_{\text{оп.D}} = \Sigma P_{\text{оо}} l_{D0} + P_{12} l_{D12}, \text{ кН}\cdot\text{м}, \quad (5.17)$$

где $\Sigma P_{\text{оо}}$ – внешняя нагрузка на двух коронках при опускании исполнительного органа, кН; P_{12} – силы веса блока гидрооборудования, конвейера, кН. l_{B0}, l_{B8}, l_{B9} – плечи соответствующих сил веса относительно точки D , м.

Результаты расчетов по моментам $M_{\text{вос.C}}, M_{\text{вос.D}}$ и $M_{\text{оп.C}}, M_{\text{оп.D}}$ сведены в таблицу 5.5 и представлены на рисунке 5.8 [41].

Таблица 5.5. Результаты расчета коэффициента поперечной устойчивости k_y с учетом контактной прочности P_k горных пород и двухстоечного распора проходческого комбайна в горизонтальной горной выработке

Р _к , МПа	С распором в средней части гусеничной тележки		
	кН·м		k _y
	M _{вос.C}	M _{оп.C}	
	M _{вос.D}	M _{оп.D}	
150	603,25	268,47	2,24
	903,78	484,43	1,86
230	864,68	399,42	2,16
	1165,21	759,88	1,53
350	1386,5	559,86	2,47
	1687,03	1071,47	1,57
490	2429,1	877,53	2,76
	2729,63	1687,15	1,61
700	3471,31	1182,62	2,93
	3771,84	2273,14	1,65
860	4357	1509,67	2,88
	4657,33	2931,28	1,58

Расчет на поперечную устойчивость ПК с двухкорончатым исполнительным органом, оснащенным дисковым инструментом на трехгранных призмах при разрушении пород с диапазоном контактной прочности от $P_k = 150$ МПа до $P_k = 860$ МПа, показал, что при подъеме и опускании исполнительного органа устойчивость без распорного устройства обеспечена только при минимальной контактной прочности разрушаемых пород, а для устойчивого разрушения остального диапазона горных пород проходческие комбайны должны быть оснащены специальными распорными устройствами.

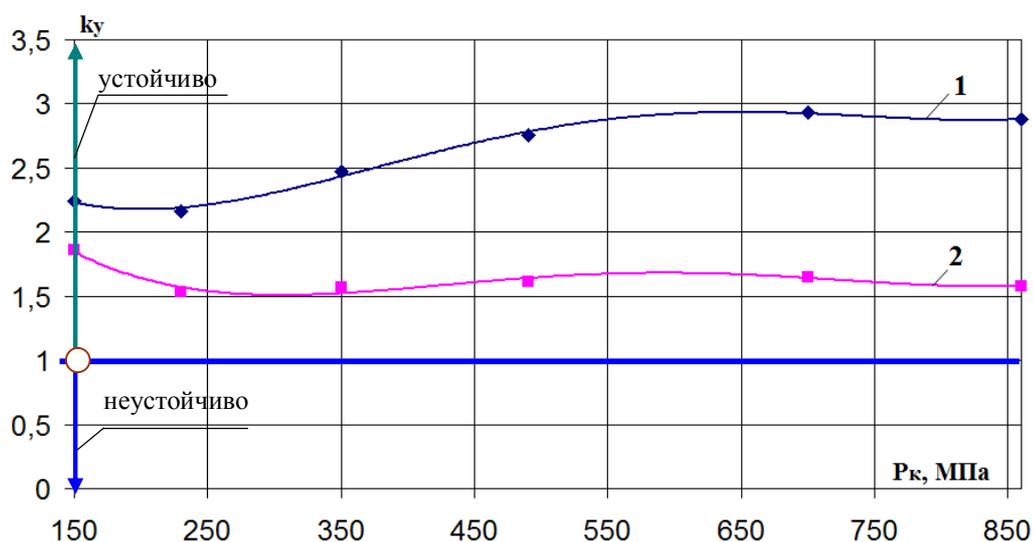


Рисунок 5.8. Зависимости коэффициента k_y поперечной устойчивости ПК в горизонтальной выработке от контактной прочности пород P_k относительно осей, проходящих через точки С или D: 1 – ось через точку С, 2 – ось через точку D (при распоре в средней части гусеничной тележки)

$$1 - k_y = 3 \cdot 10^{-11} P_k^4 - 7 \cdot 10^{-8} P_k^3 + 5 \cdot 10^{-5} P_k^2 - 0,0138 P_k + 3,3232 \quad R^2 = 0,9948$$

$$2 - k_y = 3 \cdot 10^{-11} P_k^4 - 7 \cdot 10^{-8} P_k^3 + 5 \cdot 10^{-5} P_k^2 - 0,0172 P_k + 3,4405 \quad R^2 = 0,9275$$

Для представленных вариантов оценки параметров устойчивости стреловидных проходческих комбайнов с дисковым инструментом, сформулированы следующие выводы:

- при горизонтальном положении ПК с опорой только на гусеничную тележку условие продольной устойчивости соблюдается при распоре передней части гусеничной тележки двумя гидростойками (при подъеме $k_y = 1,07-1,29$ и опускании $k_y = 1,61-1,86$);

- при восстающем ($+12^\circ$) положении ПК условие продольной устойчивости соблюдается как при распоре передней части гусе-

ничной тележки двумя гидростойками (при подъеме $k_y = 1,1-1,52$ и опускании $k_y = 1,43-1,76$), так и при распоре средней части гусеничной тележки двумя гидростойками (при подъеме $k_y = 1,84-2,13$ и опускании $k_y = 1,21-1,24$);

– при нисходящем (-12°) положении ПК условие продольной устойчивости соблюдается только при распоре средней части гусеничной тележки двумя гидростойками (при подъеме $k_y = 1,62-1,89$ и опускании $k_y = 1,28-1,49$);

– при горизонтальном положении ПК условие поперечной устойчивости соблюдается при распоре передней, средней или задней частей гусеничной тележки двумя гидростойками. Лучшие результаты получены при распоре средней части гусеничной тележки (при подъеме $k_y = 2,24-2,88$ и опускании $k_y = 1,58-1,86$).

С увеличением контактной прочности породы проходческого забоя с $P_k = 150$ МПа до $P_k = 860$ МПа диаметр распорных гидростоек при давлении рабочей жидкости в гидросистеме ПК $P_{ж} = 18$ МПа для повышения коэффициента устойчивости k_y необходимо увеличивать с $D = 0,084$ м до $D = 0,33$ м.

6. ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЗАБУРИВАНИЯ РЕВЕРСИВНЫХ СТРЕЛОВИДНЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ С ДИСКОВЫМ ИНСТРУМЕНТОМ

Разработка и обоснование параметров устройств, обеспечивающих повышение эффективности забуривания реверсивных стреловидных исполнительных органов с резцовым и дисковым породоразрушающими инструментами, базируются на результатах научно-практических исследований, проведенных на кафедре горных машин и комплексов КузГТУ им. Т. Ф. Горбачева и Санкт-Петербургского горного университета [17, 38, 126, 138, 139, 182–186].

6.1. Устройство для забуривания однокорончатого исполнительного органа проходческого комбайна избирательного действия с дисковым инструментом

Предлагаемое техническое решение в виде группы изобретений [139, 184] позволяет повысить эффективность процесса забуривания опережающей скважины, снизить энергоемкость процессов разрушения забойного массива и запыленность рабочего пространства, повысить темпы и направленность проведения горных выработок.

Данное техническое решение объединяет в себе способ и устройство (рисунки 6.1–6.4) и содержит проходческий комбайн 1, включающий стрелу 2 и рабочий орган в виде реверсивной радиальной коронки 3. При этом коронка 3 оснащена трехгранными призмами с дисковыми инструментами 4, а также патроном 5 для бурового замка, размещенным в торцевой части основания малого диаметра коронки 3. Кроме того, в состав проходческого комбайна 1 входят питатель 6, ходовая часть 7 и аутригеры 8. Вместе с тем, техническое решение базируется на использовании проходного опорного центратора 9 (рисунок 6.1), выполненного по форме цилиндра. Со стороны забоя располагается первая часть опорного центратора 9, имеющая наружную цилиндрическую поверхность, что позволяет обеспечить ее центрирование внутри устья опережающей скважины 10. Следом за первой частью идет вторая, оформленная четырьмя вертикальными гнездами, с размещенными в них попарно гидродо-

стойками 11, для распора в кровлю и почву горной выработки. Третья часть включает откидной ключ с подхватом для монтажно-демонтажных операций каждой секции шнекобурового инструмента.

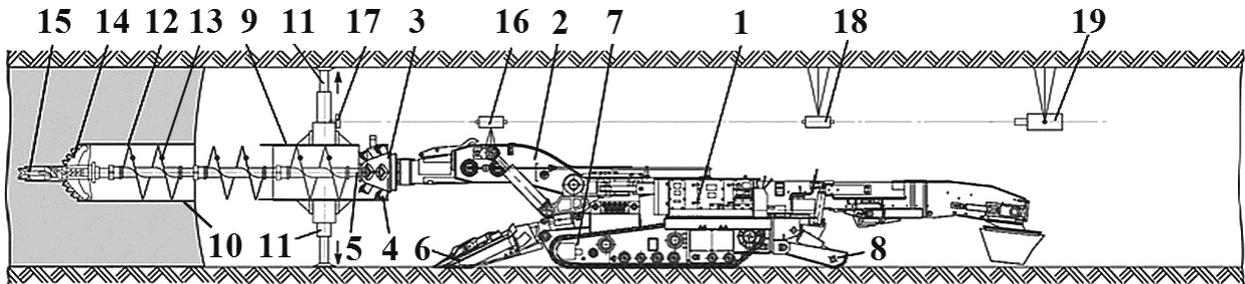


Рисунок 6.1. Начальный этап забуривания шнекобурового инструмента

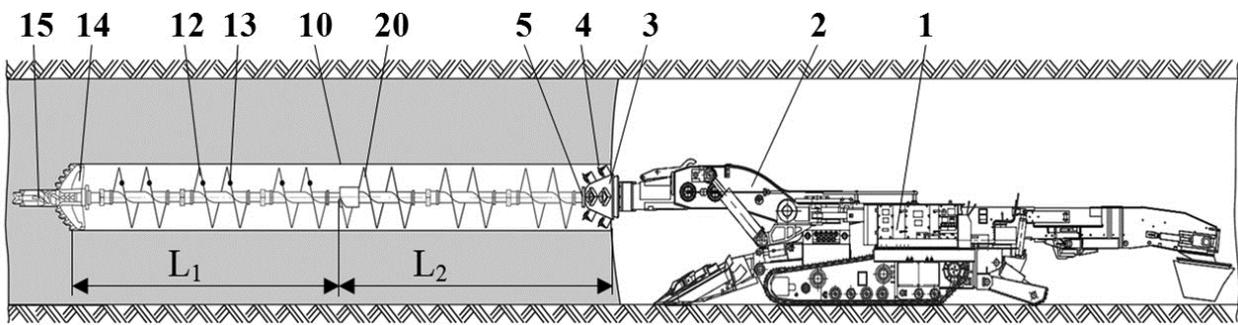


Рисунок 6.2. Формирование полной длины опережающей скважины

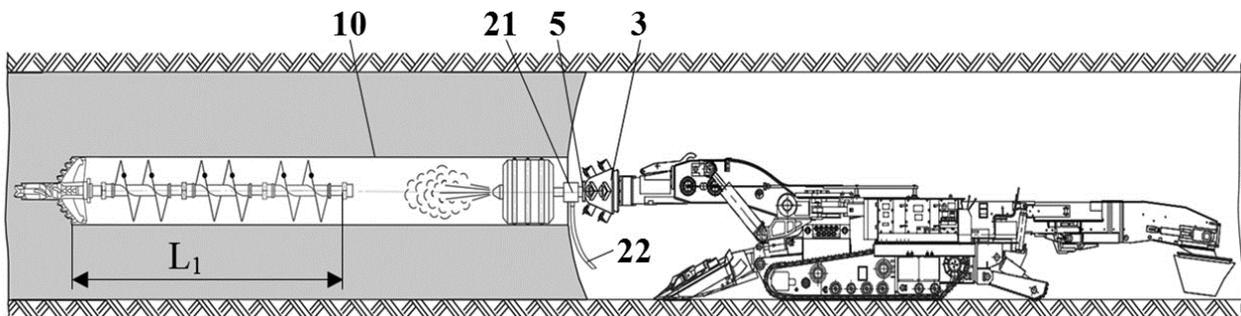


Рисунок 6.3. Процесс герметизации устья опережающей скважины с последующим нагнетанием воды

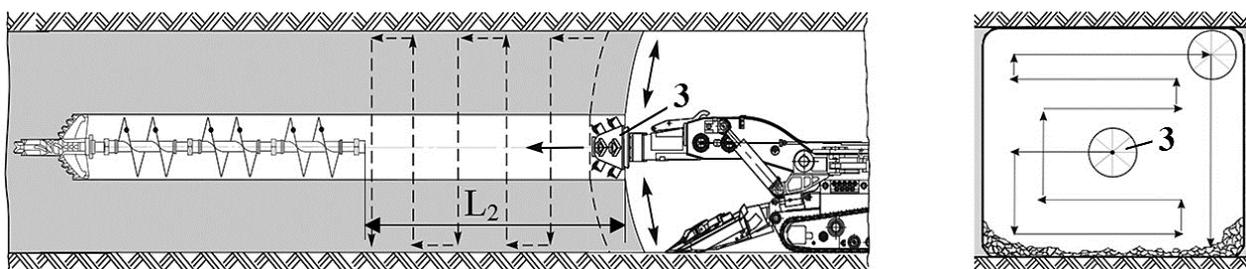


Рисунок 6.4. Процесс многоциклового разрушения забойного массива

В проходном опорном центраторе 9 (рисунок 6.1) имеется внутреннее пространство для обеспечения опоры, центрирования и свободного перемещения размещенного в нем шнекобурового инструмента. Первая часть опорного центратора 9 все время располагается внутри опережающей скважины 10. При этом шнекобуровой инструмент представляет собой комплект соединенных друг с другом секционных шнековых буровых штанг 12 с резцами 13 и буровой коронки 14 с забурником 15. Кроме того, на корпусе стрелы 2 закреплена конструкция из двухлучевого лазерного лучеобразователя 16, из которого лучи направляются как в сторону передней временной мишени 17, так и в сторону мишени 18, затем к мишени-прицелу 19, обеспечивая контроль за соосностью между шнекобуровым инструментом и осью опережающей скважины 10, а также осью стрелы 2 с коронкой 3.

Шнекобуровой инструмент состоит из двух частей (рисунок 6.2). Первая часть имеет длину L_1 и постоянно оставляется в опережающей скважине 10. При этом вторая часть длиной L_2 выполнена в виде секционной извлекаемой штанги-проставки 20, содержит комплект шнековых буровых штанг, при этом последняя штанга закреплена на патроне 5 со стороны малого основания коронки 3.

После формирования опережающей скважины 10 длиной $L_1 + L_2$ (рисунок 6.2) извлекают штангу-проставку 20 и в освободившемся устье (рисунок 6.3) опережающей скважины 10 размещается штанга-герметизатор 21 с фиксацией к патрону 5 коронки 3. Далее в опережающую скважину 10 под давлением подается вода при использовании водоподводящего устройства 22. Через определенное время осуществляют разгерметизацию скважины 10 за счет изъятия штанги-герметизатора 21 и водоподводящего устройства 22. Затем проводится разрушение горной выработки коронкой 3 (рисунок 6.4) на длине L_2 , перемещая ее в направлении по горизонтали и вертикали, последовательно формируя нужную форму и размер поперечного сечения, приближаясь на завершающем этапе к торцу шнекобурового инструмента первой части. Из нового исходного положения проводятся последующие циклы бурения опережающей скважины с многоцикловым процессом разрушения забоя горной выработки. На заключительном этапе дорабатывается разрушаемое пространство выработки.

Следует отметить и определенные некоторые сложности, связанные с реализацией данного технического решения: необходимо строго выдерживать параллельность оси пробуриваемой опережающей скважины с учетом угла падения угольного пласта; непроизводительные временные затраты на технологический процесс бурения при учете проведения операций по наращиванию, сборке и разборке, а также складированию отделяемых частей шнекобурового инструмента, на что требуется передвижка проходческого комбайна.

Преимущества этого технического решения заключаются в исключении коронки стрелы с дисковым инструментом из процесса забуривания и боковой зарубки, снижении энергоемкости процесса разрушения основного проходческого забоя поперечным движением коронки. Кроме того, снижается запыленность рабочего пространства за счет нагнетания в загерметизированную скважину воды под давлением. В целом это обеспечивает увеличение темпов и направленность проводимых горных выработок.

6.2. Устройство для забуривания двухкорончатого исполнительного органа проходческого комбайна избирательного действия с дисковым инструментом

Предлагаемое техническое решение [138, 184] позволяет повысить эффективность процесса забуривания и темпы проведения проходки горных выработок.

Данное техническое решение (рисунки 6.5–6.7) состоит из телескопической раздвижной стрелы 1, раздаточного редуктора 2, параллельно-осевых радиальных коронок левой 3 и правой 4. При этом коронки 3, 4 оформлены в виде корпусов, ограниченных малым 5 и большим 6 основаниями (рисунок 6.7).

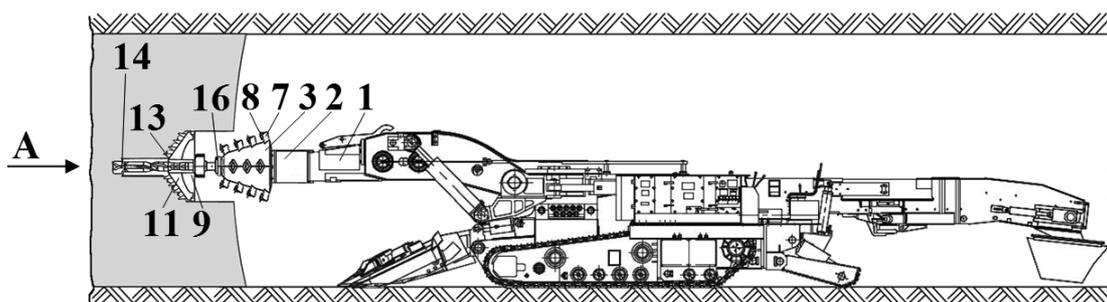


Рисунок 6.5. Устройство для забуривания двухкорончатого исполнительного органа с дисковым инструментом

К тому же наружные поверхности корпусов коронок 3 и 4 содержат трехгранные призмы 7 с дисковыми инструментами 8, обеспечивая реверсивное вращение с перекрытием траекторий их противоположного движения. Коронки 3 и 4 имеют соосное закрепление к многолучевым параллельно-осевым буровым коронкам левой 9 и правой 10 (рисунок 6.6), имеющие на вооружении радиальные лучи левые 11 и правые 12 с режущими инструментами 13, и двумя забурниками 14 и 15. На радиальных коронках 3 и 4 со стороны их меньших оснований 5 закреплены патроны левый 16 и правый 17 (рисунок 6.5).

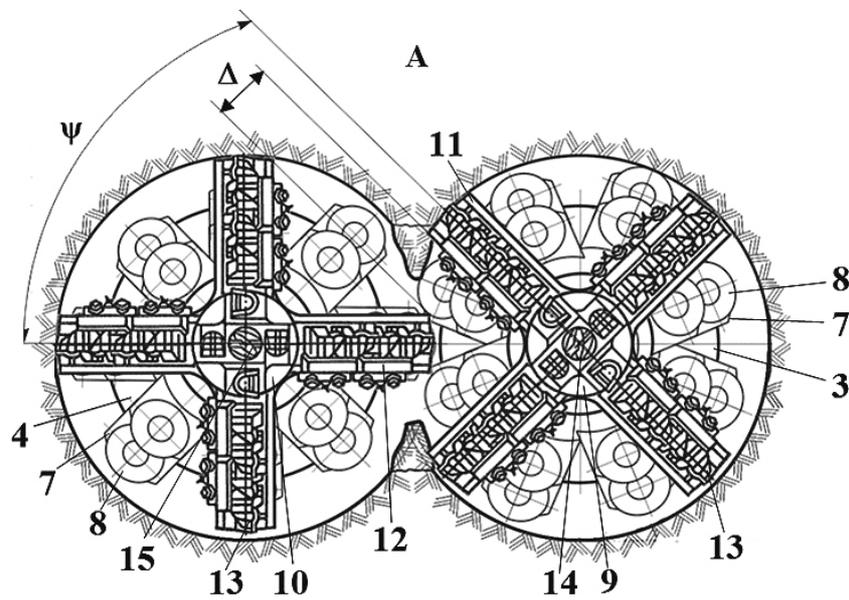


Рисунок 6.6. Многолучевые параллельно-осевые буровые коронки

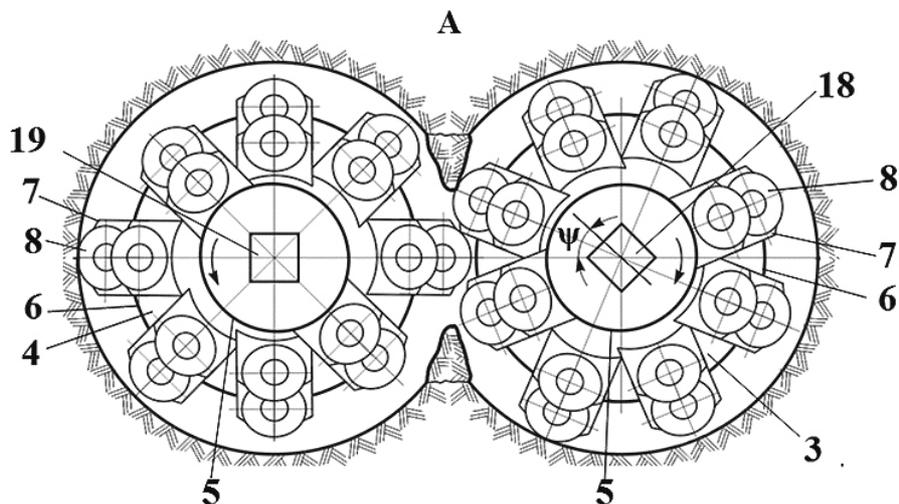


Рисунок 6.7. Радиальные реверсивные коронки с дисковым инструментом

При этом конструкция левого патрона 16 состоит из левого внутреннего многогранного гнезда 18 (рисунок 6.7) и левого байонетного замка, а конструкция правого патрона 17 состоит из правого внутреннего многогранного гнезда 19 (рисунок 6.7) и правого байонетного замка. Гнезда 18 и 19 обладают направляющими и ориентирующими поверхностями с радиальными осями симметрии, которые имеют смещение на угол секторный ψ (рисунок 6.7) по отношению друг к другу на двух коронках 3, 4, имеющие кинематическую связь. За счет этого радиальные лучи 11, 12 (рисунок 6.6) с режущими инструментами 13, закрепленные на буровых коронках 9, 10, находятся в бесконтактном положении, обеспечивая их вращение во взаимно противоположные направления. К тому же формируется зона с бесконтактным пересечением траекторий их движения, в которой радиальный луч 12 (рисунок 6.6) размещается в образовавшейся впадине между двумя смежными лучами 11, обеспечивая воздушный боковой зазор Δ .

Рассмотренные конструктивные особенности технического решения (рисунки 6.5–6.7) позволяют обеспечить повышение эффективности процесса забуривания и темпов проведения горных выработок. Реализуется за счет того, что радиальные коронки могут быть расположены под разными углами наклона к горизонту, обеспечивая выбор местоположения при забуривании, формируя минимальную энергоемкость при разрушении целиков в угольном пласте с использованием многолучевых параллельно-осевых буровых коронок. При этом сокращается время при монтаже и демонтаже с конструкцией многолучевых съемных параллельно-осевых буровых коронок из-за незначительных габаритов и полезной площади для их размещения в призабойном пространстве.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В монографии обоснованы и исследованы новые технические решения по разработке реверсивного двухкорончатого стреловидного исполнительного органа проходческого комбайна с дисковым инструментом на многогранных призмах для проведения выработок в структурно-неоднородных забойных массивах, имеющие существенное значение для горного машиностроения.

Проведенные научные исследования позволили получить следующие результаты:

- обоснованы технические решения по совершенствованию и выбору конструктивных, кинематических и силовых параметров консольных узлов крепления дискового инструмента на многогранных призмах для совмещения процессов разрушения, дробления и погрузки горных пород при реверсивных режимах работы двухкорончатого стреловидного исполнительного органа проходческого комбайна;

- установлено, что усилия боковые P_x , подачи P_y и перекачивания P_z на отдельных дисковых инструментах прямо пропорционально зависят от прочности разрушаемого забойного массива $\sigma_{сж}$ (от 50 до 140 МПа) и при углах наклона продольной оси узла крепления дискового инструмента к оси вращения коронки φ_k (0° , 10° и 18°) соотносятся друг к другу $P_y = 3,1P_z$, $P_x = 1,22P_z$ и возрастают как при увеличении шага разрушения t_p от 0,03 м до 0,055 м в 1,35 раза, так и при увеличении угла φ_k от 10° до 18° на: 12% (для диска 1 с $\varphi = 5^\circ+25^\circ$); 9,9% (для диска 2 с $\varphi = 10^\circ+20^\circ$); 8% (для диска 3 с $\varphi = 15^\circ+15^\circ$) и 14,4% (для диска 4 с $\varphi = 0^\circ+30^\circ$), имеют минимальные значения на биконическом дисковом инструменте ($\varphi = 15^\circ+15^\circ$), а максимальные – на коническом ($\varphi = 0^\circ+30^\circ$);

- определены зависимости эквивалентных напряжений $\sigma_{эКВ}$ на отдельном дисковом инструменте с консольными узлами крепления к многогранным призмам от прочности горных пород, которые описываются полиномами шестой степени для трехгранных и четырехгранных призм с отдельными дисками, и четвертой степени для спаренных дисков на четырехгранных призмах;

- выявлены зоны максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{эКВ}$, которые для консольных узлов крепления отдельного дискового инструмента к трехгранным призмам составляют 120 МПа, к четырехгранным призмам составляют 180 МПа при отдельном креп-

лении двух дисков и 100 МПа при спаренном креплении двух дисков со смещением зон концентраций к кромкам дисков, поверхностям граней призм, обращенным в зону контакта с забойным массивом, местам расположения шпоночных и шлицевых соединений;

– установлено, что зависимости усилий P_y , P_z и моментов M_k на отдельных дисковых инструментах от контактной прочности P_k носят прямолинейный характер, а зависимости моментов M_k от угла ρ фиксированных положений поворота коронок описываются полиномами третьей степени для левой коронки и полиномами шестой, четвертой степени для правой коронки;

– определено, что зависимости суммарных усилий ΣP_{yi} и крутящих моментов ΣM_k на отдельных коронках двухкорончатого стреловидного исполнительного органа от угла ρ фиксированных положений поворота коронок описываются полиномами пятой степени с учетом периодичности входа и выхода дисковых инструментов из контакта с породой и реверсивных режимов работы;

– установлено, что при разрушении горных пород одновременно левой и правой коронками в контакте с забоем находятся по 16 дисковых инструментов диаметром 0,16 м, которые формируют суммарные усилия подачи и крутящие моменты на реверсивном двухкорончатом стреловидном исполнительном органе проходческого комбайна, на базе которых определяется мощность привода вращения коронок;

– рекомендована компоновка проходческого комбайна с опорой на гусеничную тележку и распором в кровлю двумя гидростойками, расположенными в средней части гусеничной тележки, как в горизонтальных, так и в наклонных восходящих и нисходящих горных выработках, что обеспечивает величину коэффициента продольной устойчивости – $k_y = 1,62-2,13$, а коэффициента поперечной устойчивости – $k_y = 1,58-1,86$;

– предложено техническое решение для повышения эффективности процесса забуривания двухкорончатого исполнительного органа с дисковым инструментом и темпов проведения горных выработок за счет того, что дополнительные съемные многолучевые радиальные буровые коронки-забурники располагаются под любыми углами наклона к горизонту, реализуя процесс разрушения забойного массива с минимальной энергоемкостью, а их лучевые габариты сокращают время на монтажно-демонтажные операции.

ЛИТЕРАТУРА

1. Таразанов И. Г. Итоги работы угольной промышленности России за 2011 год // Уголь. 2012. № 3. С. 40–50.
2. Таразанов И. Г. Итоги работы угольной промышленности России за 2012 год // Уголь. 2013. № 3. С. 78–90.
3. Таразанов И. Г. Итоги работы угольной промышленности России за 2013 год // Уголь. 2014. № 3. С. 53–66.
4. Таразанов И. Г. Итоги работы угольной промышленности России за январь-декабрь 2014 года // Уголь. 2015. № 3. С. 56–71.
5. Таразанов И. Г. Итоги работы угольной промышленности России за январь-декабрь 2015 года // Уголь. 2016. № 3. С. 58–72.
6. Таразанов И. Г. Итоги работы угольной промышленности России за январь-декабрь 2016 года // Уголь. 2017. № 3. С. 36–50.
7. Таразанов И. Г. Итоги работы угольной промышленности России за январь-декабрь 2017 года // Уголь. 2018. № 3. С. 58–73.
8. Таразанов И. Г. Итоги работы угольной промышленности России за январь-декабрь 2018 года // Уголь. 2019. № 3. С. 64–79.
9. Таразанов И. Г., Губанов Д. А. Итоги работы угольной промышленности России за январь-декабрь 2019 года // Уголь. 2020. № 3. С. 54–69.
10. Таразанов И. Г., Губанов Д. А. Итоги работы угольной промышленности России за январь-декабрь 2020 года // Уголь. 2021. № 3. С. 27–43.
11. Штумпф Г. Г., Рыжков Ю. А., Шаламанов В. А., Петров А. И. Физико-технические свойства горных пород и углей Кузнецкого бассейна: справочник. Москва: Недра, 1994. 447 с.
12. Кузнецов В. В. Обоснование параметров и разработка исполнительного органа проходческого комбайна, оснащенного дисковым инструментом: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Кемерово, 1992. 16 с.
13. Нестеров В. И., Хорешок А. А., Герике Б. Л., Кузнецов В. В., Дрозденко Ю. В., Мухортиков С. Г. Опыт эксплуатации проходческих комбайнов избирательного действия (на примере шахт ОАО «СУЭК-Кузбасс») // Горная техника: добыча, транспортировка и переработка полезных ископаемых: каталог-справочник, Санкт-Петербург: Славутич, 2012. С. 20–23.
14. Хорешок А. А., Маметьев Л. Е., Цехин А. М., Нестеров В. И., Борисов А. Ю. Выбор технологических схем и оборудования для

отработки угольных пластов на шахтах ОАО «СУЭК-Кузбасс» // Горное оборудование и электромеханика. 2015. № 5. С. 3–10.

15. Хорешок А. А., Цехин А. М., Борисов А. Ю. Влияние условий эксплуатации горных комбайнов на конструкцию их исполнительных органов // Горное оборудование и электромеханика. 2012. № 6. С. 2–5.

16. Леванковский И. А. Научные основы создания высокоэффективных инструментов для разрушения горных пород и породосодержащих композитов: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 2000. 34 с.

17. Хорешок А. А., Маметьев Л. Е., Цехин А. М., Борисов А. Ю., Бурков П. В., Буркова С. П., Крестовоздвиженский П. Д. Производство и эксплуатация разрушающего инструмента горных машин: монография; Юргинский технолог. ин-т. Томск: Изд-во Томского политехн. ун-та, 2013. 296 с.

18. Крестовоздвиженский П. Д. Повышение прочности тангенциальных поворотных резцов горных очистных комбайнов: дис. ... канд. техн. наук. Кемерово, 2011. 199 с.

19. Хорешок А. А., Цехин А. М., Кузнецов В. В., Борисов А. Ю., Крестовоздвиженский П. Д. Опыт эксплуатации рабочего инструмента исполнительных органов горных машин на шахтах Кузбасса // Горное оборудование и электромеханика. 2011. № 4. С. 8–11.

20. Габов В. В. и др. Особенности эксплуатации проходческих комбайнов на шахтах ОАО «Воркутауголь» // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 12. С. 2–6.

21. Белич Е. В., Гусельников Л. М., Задков Д. А., Подосенов А. А. Испытание нового горно-режущего инструмента в шахтах Воркуты // Горное оборудование и электромеханика. 2007. № 8. С. 2–5.

22. Бреннер В. А., Жабин А. Б., Пушкарев А. Е., Щеголевский М. М. Гидроструйные технологии в промышленности. Гидромеханическое разрушение горных пород. Москва: Изд-во Академии горных наук, 2000. 343 с.

23. Поляков А. В. Разработка метода расчета эффективности процесса резания горных пород струями воды сверхвысокого давления и обоснование параметров устройства для их получения применительно к проходческим комбайнам: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Тула, 2006. 20 с.

24. Антипов В. В. Выбор и обоснование параметров и режимов работы гидромеханических исполнительных органов проход-

ческих комбайнов со встроенным в режущую коронку преобразователем давления: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Тула, 2001. 18 с.

25. Мерзляков В. Г. Научные основы создания гидромеханических исполнительных органов для очистных и проходческих комбайнов: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 2000. 40 с.

26. Сафохин М. С., Богомоллов И. Д., Скорняков Н. М., Цехин А. М. Машины и инструмент для бурения скважин на угольных шахтах. Москва: Недра, 1985. 213 с.

27. Логов А. Б., Герике Б. Л., Раскин А. Б. Механическое разрушение крепких горных пород. Новосибирск: Наука, Сиб. отделение, 1989. 141 с.

28. Худин Ю. Л., Маркман Л. Д., Вареха Ж. П., Цой П. М. Разрушение горных пород комбинированными исполнительными органами. Москва: Недра, 1978. 224 с.

29. Нестеров В. И., Хорешок А. А., Вернер В. Н. и др. Разрушение угольных и рудных пластов с твердыми включениями шнековыми рабочими органами: монография. Кемерово: КузГТУ, 2001. 125 с.

30. Хорешок А. А., Полкунов Ю. Г., Кузнецов В. В. и др. Расширение области применения проходческих комбайнов избирательного действия; под ред. В. И. Нестерова. Кемерово: КузГТУ, 2000. 36 с.

31. Хорешок А. А., Кузнецов В. В., Борисов А. Ю. Совершенствование конструкций исполнительных органов проходческих комбайнов избирательного действия // Горные машины и автоматика. 2002. № 9. С. 22–26.

32. Хорешок А. А., Борисов А. Ю. О состоянии и развитии проходческих комбайнов избирательного действия на шахтах Кузбасса // Горное оборудование и электромеханика. 2006. № 11. С. 42–45.

33. Хорешок А. А., Кузнецов В. В., Борисов А. Ю. Обоснование геометрических параметров дискового инструмента для исполнительных органов проходческих комбайнов // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 2. С. 11–13.

34. Хорешок А. А., Маметьев Л. Е., Кузнецов В. В., Борисов А. Ю. Перспективы применения дискового инструмента для коронок проходческих комбайнов // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2010. № 1. С. 52–54.

35. Хорешок А. А., Маметьев Л. Е., Борисов А. Ю., Мухортиков С. Г. Совершенствование конструкции продольно-осевых коронок проходческого комбайна избирательного действия // Горное оборудование и электромеханика. 2010. № 5. С. 2–6.

36. Хорешок А. А., Кузнецов В. В., Борисов А. Ю. Прогнозирование максимального объема разрушенного материала дисковым инструментом // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2011. № 9. С. 299–304.

37. Ганжа В. А., Безбородов Ю. Н., Ковалевич П. В., Рябинин А. А. Влияние скорости резания на силовые и энергетические показатели процесса разрушения льда дисковым режущим инструментом // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2013. № 6. С. 105–110.

38. Борисов А. Ю. Разработка двухкорончатых стреловидных исполнительных органов проходческих комбайнов с дисковым инструментом: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Кемерово, 2016. 22 с.

39. Хорешок А. А., Маметьев Л. Е., Цехин А. М., Герике Б. Л., Буялич Г. Д., Ефременков А. Б., Борисов А. Ю. Проходческие комбайны со стреловидным исполнительным органом. Часть 1. Опыт производства и развития: монография / Юргинский технологический институт; Кузбасский государственный технический университет. Томск: Изд-во Томского политехнического ун-та, 2015. 213 с.

40. Хорешок А. А., Маметьев Л. Е., Цехин А. М., Герике Б. Л., Буялич Г. Д., Ефременков А. Б., Борисов А. Ю. Проходческие комбайны со стреловидным исполнительным органом. Часть 2. Эксплуатация и диагностика: монография / Юргинский технологический институт; Кузбасский государственный технический университет. Томск: Изд-во Томского политехнического ун-та, 2015. 281 с.

41. Хорешок А. А., Маметьев Л. Е., Цехин А. М., Герике Б. Л., Буялич Г. Д., Ефременков А. Б., Борисов А. Ю. Проходческие комбайны со стреловидным исполнительным органом. Часть 3. Выбор и обоснование рабочих параметров двухкорончатых реверсивных исполнительных органов: монография / Кузбасский государственный технический университет; Юргинский технологический институт. Томск: Изд-во Томского политехнического ун-та, 2016. 136 с.

42. Политика в области промышленной безопасности, охраны труда и охраны окружающей среды 2019–2021 г. URL: http://suek-kuzbass.ru/prombez/12032019_1.pdf

43. Первый в отрасли проходческий комбайн нового поколения запущен в АО «СУЭК-Кузбасс». URL: <https://www.suek.ru/media/suek-in-media/pervyy-v-otrasli-prokhodcheskiy-kombayn-novogo-pokoleniya-zapushchen-v-ao-suek-kuzbass/>

44. В компанию СУЭК-Кузбасс поступил проходческий комплекс Sandvik Mining нового поколения. URL: <https://www.suek.ru/media/suek-in-media/v-kompaniyu-suek-kuzbass-postupil-prokhodcheskiy-kompleks-sandvik-mining-novogo-pokoleniya/>

45. Демура В. Н., Артемьев В. Б., Ясюченя С. В. и др. Технологические схемы подготовки и отработки выемочных участков на шахтах ОАО «СУЭК-Кузбасс»: альбом. Москва: Горное дело ООО «Киммерийский центр», 2014. 256 с.

46. Ютяев Е. П. Обеспечение безопасности при интенсивной разработке пластов на шахтах ОАО «СУЭК-Кузбасс» // Горная промышленность. 2015. № 1. С. 18–22.

47. Саfoxин М. С., Александров Б. А., Нестеров В. И. Горные машины и оборудование. Москва: Недра, 1995. 463 с.

48. Сатлыков Р. З. Обоснование и выбор основных параметров привода исполнительного органа проходческих комбайнов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Кемерово, 1989. 16 с.

49. ООО «Завод Гидромаш-НК» [сайт]. URL: <http://gidromash.ru>

50. Семенченко А. К., Шабаев О. Е., Семенченко Д. А., Хиценко Н. В. Разработка структурно-компоновочной схемы проходческого комбайна нового технического уровня // Горные машины и автоматика. 2005. № 1. С. 31–32.

51. Семенченко А. К., Шабаев О. Е., Семенченко Д. А., Хиценко Н. В. Перспективы развития проходческих комбайнов // Горная техника: добыча, транспортировка и переработка полезных ископаемых: каталог-справочник. Санкт-Петербург: Славутич, 2006. С. 8–15.

52. Шабаев О. Е., Семенченко Д. А., Хиценко Н. В., Мизин В. А. Влияние структуры исполнительного органа проходческого комбайна на эффективность его работы // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2003. № 11. С. 145–148.

53. Семенченко А. К., Шабаев О. Е., Семенченко Д. А., Хиценко Н. В. Перспективы создания проходческих комбайнов нового технического уровня // Горная техника: добыча, транспортировка и переработка полезных ископаемых: каталог-справочник. Санкт-Петербург: Славутич, 2005. С. 60–69.

54. Семенченко Д. А. Обоснование параметров исполнительного органа проходческих комбайнов с аксиальными коронками: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Донецк, 2003. 20 с.

55. Калашников С. А., Малкин О. А., Левченко А. Н. Основные направления совершенствования горно-проходческой техники // Горное оборудование и электромеханика. 2008. № 8. С. 27–33.

56. Нестеров В. И., Маметьев Л. Е., Хорешок А. А., Борисов А. Ю. Исполнительный орган проходческого комбайна для совмещения процессов разрушения забоя с дроблением негабаритов и погрузкой горной массы // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2012. № 3. С. 112–117.

57. Хорешок А. А., Кузнецов В. В., Борисов А. Ю., Дрозденко Ю. В., Прейс Е. В., Рябов В. Е. Систематизация узлов проходческого комбайна СМ-130К по наработкам // Горное оборудование и электромеханика. 2009. № 3. С. 11–14.

58. Отроков А. В., Хазанович Г. Ш., Афонина Н. Б. Выбор параметров погрузочных органов проходческих комбайнов с нагребными звездами // Горное оборудование и электромеханика. 2014. № 7. С. 12–16.

59. Герике П. Б. Разрушение горных пород дисковым инструментом машин для послойного фрезерования: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Кемерово, 2005. 16 с.

60. Ганжа В. А. Обоснование конструкции и основных параметров дискового режущего инструмента для разрушения снежно-ледяных образований: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Красноярск, 2011. 24 с.

61. Герике Б. Л. Исследование режимов работы исполнительных органов очистных комбайнов с дисковым скалывающим инструментом: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Кемерово, 1977. 24 с.

62. Соколова Е. К. Установление нагруженности дискового скалывающего инструмента шнековых исполнительных органов выемочных машин: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Кемерово, 1984. 16 с.

63. Дергунов Д. М. Исследование процесса разрушения угля дисковыми шарошками применительно к исполнительным органам узкозахватных комбайнов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Кемерово, 1972. 16 с.

64. Козлов Ю. Н. Разрушение горных пород проходческими комбайнами. Разрушение агрегированными инструментами. Москва: Наука, 1977. 160 с.

65. Барон Л. И., Глатман Л. Б., Загорский С. Л. и др. Разрушение горных пород шарошечным инструментом. Москва: Наука, 1966. 139 с.

66. Барон Л. И., Глатман Л. Б., Загорский С. Л. Разрушение горных пород проходческими комбайнами. Разрушение шарошками. Москва: Наука, 1969. 152 с.

67. Барон Л. И., Загорский С. Л., Логунцов В. М. Исследование процесса разрушения горных пород свободновращающимися клиновыми роликами; Ин-т горного дела им. А. А. Скочинского. Москва, 1962. 35 с.

68. Корчуганов Ф. В. Исследование и совершенствование конструкции исполнительных органов узкозахватных комбайнов с целью повышения эффективности комбайновой выемки в условиях Кузбасса: автореф. дис. ...канд. техн. наук. Кемерово, 1974. 24 с.

69. Нестеров В. И. Экспериментально-теоретические основы повышения качества процесса взаимодействия рабочих органов очистных комбайнов с разрушаемым массивом: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Кемерово, 1989. 42 с.

70. Хорешок А. А. Разработка и создание рабочих органов выемочных машин для улучшения сортового состава добываемого угля: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Кемерово, 1997. 36 с.

71. Шанин А. С. Изыскание средств и способов повышения эффективности комбайновой выемки угля из пластов с твердыми включениями в условиях производственного объединения «Юж-кузбассуголь»: автореф. дис. ...канд. техн. наук. Кемерово, 1975. 30 с.

72. Полкунов Ю. Г. Циклическое разрушение крепких пород инструментами горных машин, формирующими трещины нормального разрыва: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Кемерово, 2000. 30 с.

73. Вернер В. Н. Исследование и обоснование рациональных параметров шнековых погрузочно-транспортирующих органов выемочных машин: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Кемерово, 1999. 35 с.

74. Прейс Е. В. Оценка гранулометрического состава угля при разрушении исполнительными органами очистных комбайнов с дисковыми шарошками: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Кемерово, 1994. 18 с.

75. Раскин А. Б. Создание исполнительного органа очистных комбайнов для отработки рудных жил: дис. ... канд. техн. наук. Кемерово, 1989. 207 с.

76. Коршунов А. Н., Нестеров В. И., Шанин А. С., Герике Б. Л. К вопросу отработки угольных пластов с твердыми включениями: науч. тр. // Механизация горных работ: сб. науч. тр. / Кузбасский политехн. ин-т. Кемерово, 1974. № 63. С. 60–67.

77. Коршунов А. Н., Дергунов Д. М., Логов А. Б., Герике Б. Л. Результаты исследований процесса разрушения углей дисковыми шарошками // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 1975. № 5. С. 118–120.

78. Барон Л. И., Глатман Л. Б., Козлов Ю. Н. О корреляции силовых показателей процесса разрушения горных пород групповыми дисковыми шарошками с характеристиками свойств разрушаемых пород // Разрушение горных пород проходческими комбайнами. Разрушение агрегированными инструментами. Москва: Наука, 1977. С. 77–87.

79. Безгубов А. П. Влияние диаметра шарошки на силовые показатели процесса разрушения горной породы при уступном забое // Научные сообщения Национального научного центра горного производства: сб. науч. тр. / Инст-т горного дела им. А. А. Скочинского. Москва, 1980. вып.189. С. 32–34.

80. Безгубов А. П. Установление рациональных параметров процесса разрушения горных пород дисковыми шарошками в уступном забое: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Москва, 1982. 16 с.

81. Черемных М. И., Долгов В. И., Комаров А. С. Исследование разрушения горных пород шарошечным инструментом на полноразмерном стенде // Разрушение горных пород механическими способами: сборник статей / отв. ред. Л. И. Барон; Ин-т горного дела им. А. А. Скочинского. Москва: Наука, 1966. С. 110–116.

82. Загорский С. Л. Разрушение горных пород дисковыми шарошками // Разрушение горных пород механическими способами: сборник статей / отв. ред. Л. И. Барон; Ин-т горного дела им. А. А. Скочинского. Москва: Наука, 1966. С. 100–110.

83. Деркач К. Ф., Крапивин М. Г., Михайлов В. Г. К расчетному определению усилий при разрушении горных пород дисковыми шарошками // Уголь Украины. 1969. № 11. С. 37–38.

84. Азерская К. Ф. Исследование параметров режима разрушения горных пород тангенциальной дисковой шарошкой // Научные труды Института горного дела им. А. А. Скочинского. 1973, вып. 106. С. 55–58.

85. Миткевич Ю. Ф., Крапивин М. Г., Деркач К. Ф., Мельников И. И. Взаимодействие дисковых шарошек породопроходческого комбайна с плоским забоем // Горный журнал. 1974. № 2. С. 73–78.

86. Барон Л. И., Глатман Л. Б. К выбору критерия оценки сопротивляемости горных пород разрушению шарошечным инструментом // Разрушение горных пород шарошечным инструментом: сборник. Москва: Наука, 1966. С. 18–27.

87. Бундаев В. В. Зависимость напряженно-деформированного состояния упругой полуплоскости с уступом от степени затупленности жесткого клина // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 1981. № 3. С. 88–93.

88. Черемных М. И., Комаров А. С. К вопросу создания проходческих комбайнов // Труды Центрального научно-исследовательского и проектно-конструкторского института подземного и шахтного строительства. 1967. № 5.

89. Храмов В. П. Исследование исполнительных органов проходческих комбайнов на полноразмерных стендах // Труды Центрального научно-исследовательского и проектно-конструкторского института подземного и шахтного строительства. 1968. вып. 6.

90. Takaoka S., Naumizu H., Misana S. Studies on the fracture of rock by rotary cutters. P.Z. Rock fracturing by disc cutter – “Nuxon kore кайси”. *J. of the mining and metallurg Justitute of Japan*. 1968. 84 p.

91. Деркач К. Ф., Крапивин М. Г. Исследование работы дисковых шарошек проходческого комбайна для пород средней крепости // Шахтное строительство. 1967. № 12.

92. Крапивин М. Г., Деркач К. Ф., Коженцов Ю. Т. Особенности работы и износа дисковых шарошек для проходческих комбайнов // Труды Новочеркасского политехнического института. 1970. № 218.

93. Деркач К. Ф. Исследование работы дисковых шарошек для проходческих комбайнов: автореф. дис. ...канд. техн. наук. Новочеркасск, 1969. 23 с.

94. Teat R. The mechanical excavation of rock-experiments with rotter cutter. *Internat. J. of rock Mechanics and Mining Sci*. 1963. № 1.

95. Лозовский И. И. Исследование эффективности разрушения угля клинодисковым органом применительно к струговым установкам: дис. ... канд. техн. наук. Донецк, 1969.

96. Леванковский И. А. Сопротивляемость статическому откалыванию как критерий разрушаемости горных пород лобовыми дисковыми шарошками // Научные сообщения Национального научного центра горного производства: сб. науч. тр. / Инст-т горного дела им. А. А. Скочинского. Москва, 1982, вып. 207. С. 43–46.

97. Леванковский И. А. Разработка методов расчета нагрузки и износостойкости лобовых дисковых шарошек проходческих комбайнов: автореф. дис... канд. техн. наук. Москва, 1983. 15 с.

98. Roxborough Frank., Phillips Huwk. Rock Excavation by Disc Cutter. *Int. J. Rock. Mech and Mining Sci and Geomech. Abstrs.* 1975. № 12. P. 361–366.

99. Болдырев П. И. Исследование и прогнозирование показателей сопротивляемости разрушению углей Кузнецкого бассейна: дис. ... канд. техн. наук. Кемерово-Прокопьевск, 1975. 177 с.

100. Барон Л. И. Коэффициенты крепости горных пород. Москва: Наука, 1972. 175 с.

101. Ильницкая Е. И., Тедер Р. И., Ватолин Е. С., Кунтыш М. Ф. Свойства горных пород и методы их определения / под ред. М. М. Протодяконова. Москва: Недра, 1969. 391 с.

102. Барон Л. И., Ватолин Е. С., Бородин В. П. Физические предпосылки контроля прочности горных пород акустическим методом // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 1976. № 4. С. 32–35.

103. Берон А. И., Казанский А. С, Лейбов Б. М. и др. Резание угля. Москва: Госгортехиздат, 1962. 439 с.

104. Позин Е. З. Сопротивляемость углей разрушению режущими инструментами. Москва: Наука, 1972.

105. Барон Л. И., Глатман Л. Б. Контактная прочность горных пород. Москва: Недра, 1963.

106. Картавый Н. Г., Синельников В. Я. Вероятностные характеристики сил резания // Научные труды / под ред. А. В. Топчиева. Москва: МГИ, 1968. С. 90–97.

107. Барон Л. И. О связях осредненного коэффициента крепости с другими характеристиками свойств горных пород // Научные

сообщения Национального научного центра горного производства: сб. науч. тр. / Инст-т горного дела им. А. А. Скочинского. Москва, 1970. № 75.

108. Лизункин В. М. Научно-методические и физико-технические основы комбайновой выемки крепких руд маломощных некрутопадающих месторождений: дис. ... д-ра техн. наук. Чита, 1999. 331 с.

109. Плюм Д. Разработка конструкций шнеков и совершенствование шнековых комбайнов // Глюкауф. 1987. № 17. С. 25–32.

110. Раубер М. Современное состояние и развитие проходческой техники на шахте «Энсдорф» // Глюкауф. 1985. № 19. С. 38–43.

111. Пфанненштиль Ф. Состояние и тенденции развития комбайновой выемки // Глюкауф. 1980. № 7. С. 5–12.

112. Maidl B., Schmid L., Ritz W., Herrenknecht. Hardrock Tunnel Boring Machines. *Ernst & Sohn Verlag für Architektur und technische Wissenschaften GmbH und Co.KG*. Berlin, 2008. 343 p.

113. Хорешок А. А., Маметьев Л. Е., Кузнецов В. В., Борисов А. Ю., Воробьев А. В. Распределение напряжений в узлах крепления дискового инструмента на коронках проходческих комбайнов // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2012. № 6. С. 34–40.

114. Силкин А. А. Исследование и совершенствование рабочего органа комбайна для добычи песчано-глинистых руд с твердыми включениями: дис. ... канд. техн. наук. Кемерово, 1983. 207 с.

115. Entacher M., Winter G., Bumberger T., Decker K., Godor I., Galler R. Cutter force measurement on tunnel boring machines. *System design. Tunnelling and Underground Space Technology*. 31(2012): 97–106.

116. Gertsch R., Gertsch L., Rostami J. Disc cutting tests in Colorado red granite: implications for TBM performance prediction. *Int. J. Rock Mech. Min. Sci.* 2007. 44: 238–246.

117. Roby J., Sandell T., Kocab J., Lindbergh L. The current state of disc cutter design and development directions. *Proceedings of the North American Tunnel Congress*. San Francisco, USA, 2008: 36–45.

118. Samuel A. E., Seow L. P. Disc force measurements on a full-face tunneling machine. *Int. J. Rock Mech. Min. Sci. & Geomech.* 1984. Abstr. 21: 83–96.

119. Zhang Y., Wang X. W., Liu H. F. Numerical Simulation of Rock-Breaking Process by Disc Cutter in Tunnel Boring Machine. *Applied Mechanics and Materials*. 2014. Vol. 487: 513–516.

120. Юнгмейстер Д. А., Лавренко С. А., Исаев А. И., Максаров В. В., Соколова Г. В., Иванов А. В. Модернизированный комплекс для проходки специальных выработок на шахтах «Метростроя» в сложных горно-геологических условиях // Горное оборудование и электромеханика. 2014. № 4. С. 3–10.

121. Чекмасов Н. В., Габов В. В., Шишлянников Д. И., Лоскутов Л. А. Повышение эффективности процесса разрушения калийного массива резцами исполнительных органов проходческо-очистных комбайнов // Известия высших учебных заведений // Горный журнал. 2015. № 5. С. 43–49.

122. Лавренко С. А., Лыщик С. А. Анализ состояния и основные направления развития проходческой техники для сооружения вспомогательных выработок метро Санкт-Петербурга // Фундаментальные и прикладные исследования в современном мире. 2016. № 13-1. С. 49–53.

123. Аксенов В. В., Хорешок А. А., Ефременков А. Б., Казанцев А. А., Бегляков В. Ю., Вальтер А. В. Создание нового инструментария для формирования подземного пространства // Горная техника. 2015. № 1. С. 24–26.

124. Нестеров В. И., Маметьев Л. Е., Хорешок А. А., Борисов А. Ю., Мухортиков С. Г. Функциональные возможности двухкороначатого исполнительного органа проходческого комбайна с трехгранными призмами и дисковыми инструментами // Горный информационно-аналитический бюллетень. Горное машиностроение. 2012. ОВ № 3. С. 15–24.

125. Хорешок А. А., Маметьев Л. Е., Борисов А. Ю., Мухортиков С. Г. Разработка узлов крепления дискового инструмента к рабочим органам проходческих комбайнов // Горный информационно-аналитический бюллетень. Промышленная безопасность и охрана труда. 2012. ОВ № 6. С. 28–36.

126. Исполнительный орган проходческого комбайна: пат. 2455486 РФ на изобретение: МПК Е 21 С 25/18, Е 21 С 27/24 (2006.01) / Л. Е. Маметьев, А. А. Хорешок, А. Ю. Борисов, В. В. Кузнецов, С. Г. Мухортиков; патентообладатель Федер. гос. бюджет. образоват. учреждение высшего профессионального образова-

ния «Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева» (КузГТУ). № 2010141881/03; заявл. 12.10.2010; опубл. 10.07.2012. Бюл. № 19.

127. Узел крепления дискового инструмента в трехгранной призме: пат. 128898 РФ на полезную модель: МПК Е 21 С 27/00 (2006.01) / Л. Е. Маметьев, А. А. Хорешок, А. Ю. Борисов, С. Г. Мухортиков, А. В. Воробьев; патентообладатель Федер. гос. бюджет. образоват. учреждение высшего профессионального образования «Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева» (КузГТУ). № 2013100882/03; заявл. 09.01.2013; опубл. 10.06.2013. Бюл. № 16.

128. Устройство для защиты внутреннего пространства трехгранной призмы от продуктов разрушения: пат. 134586 РФ на полезную модель: МПК Е 21 С 27/00 (2006.01). Устройство для защиты внутреннего пространства трехгранной призмы от продуктов разрушения / Л. Е. Маметьев, А. А. Хорешок, А. Ю. Борисов, А. М. Цехин; патентообладатель Федер. гос. бюджет. образоват. учреждение высшего профессионального образования «Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева» (КузГТУ). № 2013127350/03; заявл. 14.06.2013; опубл. 20.11.2013. Бюл. № 32.

129. Исполнительный орган проходческого комбайна избирательного действия: пат. 136086 РФ на полезную модель: МПК Е 21 С 25/18, Е 21 С 27/24 (2006.01) / Л. Е. Маметьев, А. А. Хорешок, А. Ю. Борисов, А. М. Цехин; патентообладатель Федер. гос. бюджет. образоват. учреждение высшего профессионального образования «Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева» (КузГТУ). № 2013135402/03; заявл. 26.07.2013; опубл. 27.12.2013. Бюл. № 36.

130. Устройство пылеподавления для дискового инструмента на трехгранной призме: пат. 138704 РФ на полезную модель: МПК Е 21 С 35/22, Е 21 F 5/04 (2006.01) / Л. Е. Маметьев, А. А. Хорешок, А. Ю. Борисов, А. М. Цехин; патентообладатель Федер. гос. бюджет. образоват. учреждение высшего профессионального образования «Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева» (КузГТУ). № 2013135405/03; заявл. 26.07.2013; опубл. 20.03.2014. Бюл. № 8.

131. Узел крепления дискового инструмента на рабочем органе горного комбайна: пат. 141339 РФ на полезную модель: МПК Е 21 С 27/00 (2006.01) / Л. Е. Маметьев, А. Ю. Борисов; патентообладатель Федер. гос. бюджет. образоват. учреждение высшего профессионального образования «Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева» (КузГТУ). № 2014103560/03; заявл. 03.02.2014; опубл. 27.05.2014. Бюл. № 15.

132. Дискový инструмент проходческого комбайна: пат. 146845 РФ на полезную модель: МПК Е 21 С 25/18, Е 21 С 27/24 (2006.01) / Л. Е. Маметьев, А. А. Хорешок, А. Ю. Борисов, А. В. Воробьев; патентообладатель Федер. гос. бюджет. образоват. учреждение высшего профессионального образования «Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева» (КузГТУ). № 2014109201/03; заявл. 11.03.2014; опубл. 20.10.2014. Бюл. № 29.

133. Исполнительный орган выемочной горной машины: пат. 149617 РФ на полезную модель: МПК Е 21 С 25/18, Е 21 С 27/24 (2006.01) / Л. Е. Маметьев, А. А. Хорешок, А. Ю. Борисов; патентообладатель Федер. гос. бюджет. образоват. учреждение высшего профессионального образования «Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева» (КузГТУ). № 2014135060/03; заявл. 26.08.2014; опубл. 10.01.2015. Бюл. № 1.

134. Исполнительный орган выемочно-проходческой горной машины: пат. 152701 РФ на полезную модель: МПК Е 21 С 25/18, Е 21 С 27/24 (2006.01) / Л. Е. Маметьев, А. А. Хорешок, А. Ю. Борисов; патентообладатель Федер. гос. бюджет. образоват. учреждение высшего профессионального образования «Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева» (КузГТУ). № 2014144633/03; заявл. 05.11.2014; опубл. 10.06.2015. Бюл. № 16.

135. Исполнительный орган проходческого комбайна избирательного действия: пат. 183759 РФ на полезную модель: МПК Е 21 С 25/18, Е 21 С 27/24 (2006.01) / Л. Е. Маметьев, А. М. Цехин, А. А. Хорешок, А. Ю. Борисов; патентообладатель Федер. гос. бюджет. образоват. учреждение высшего образования «Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева» (КузГТУ). № 2018122157; заявл. 15.06.2018; опубл. 02.10.2018. Бюл. № 28.

136. Устройство для демонтажа породоразрушающего дискового инструмента: пат. 187566 РФ на полезную модель: МПК Е 21 С 25/18 (2006.01) / Л. Е. Маметьев А. А., Хорешок, А. М. Цехин, А. Ю. Борисов; патентообладатель Федер. гос. бюджет. образоват. учреждение высшего образования «Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева» (КузГТУ). № 2018139228; заявл. 06.11.2018; опубл. 12.03.2019. Бюл. № 8.

137. Исполнительный орган выемочной горной машины: пат. 189654 РФ на полезную модель: МПК Е 21 С 25/18, Е 21 С 27/24 (2006.01) / Л. Е. Маметьев, А. М. Цехин, А. А. Хорешок, А. Ю. Бо-

рисов; патентообладатель Федер. гос. бюджет. образоват. учреждение высшего образования «Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева» (КузГТУ). № 2019105837; заявл. 28.02.2019; опубл. 29.05.2019. Бюл. № 16.

138. Устройство для забуривания исполнительного органа проходческого комбайна избирательного действия: пат. 201219 РФ на полезную модель: МПК Е 21 С 25/16 (2006.01) / Л. Е. Маметьев, А. А. Хорешок, А. М. Цехин, А. Ю. Борисов; патентообладатель Федер. гос. бюджет. образоват. учреждение высшего образования «Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева» (КузГТУ). № 2020129694; заявл. 09.09.2020; опубл. 03.12.2020. Бюл. № 34.

139. Способ проходки горной выработки и устройство для его осуществления: пат. 2689455 РФ на изобретение: МПК Е 21 С 25/16, Е 21 В 7/04, (2006.01) / Л. Е. Маметьев, А. М. Цехин, А. А. Хорешок, А. Ю. Борисов; патентообладатель Федер. гос. бюджет. образоват. учреждение высшего образования «Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева» (КузГТУ). № 2018129469; заявл. 13.08.2018; опубл. 28.05.2019. Бюл. № 16.

140. Маметьев Л. Е., Хорешок А. А., Борисов А. Ю., Воробьев А. В. Напряженное состояние узлов крепления дискового инструмента в трехгранных призмах радиальных коронок // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2013. № 2. С. 22–25.

141. Хорешок А. А., Маметьев Л. Е., Борисов А. Ю., Мухортиков С. Г., Воробьев А. В. Разработка реверсивных коронок для проходческих комбайнов с дисковым инструментом на сменных трехгранных призмах // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 9. С. 40–44.

142. Khoreshok A., Mametyev L., Borisov A., Vorobiev A. Stress-deformed state knots fastening of a disk tool on the crowns of roadheaders. *Mining 2014. Taishan academic forum – project on mine disaster prevention and control. Chinese coal in the XXI century: Mining, green and safety. – Qingdao, China, October 17–20, 2014.* Atlantis press, Amsterdam–Paris–Beijing, 2014. P. 177–183.

143. Хорешок А. А., Маметьев Л. Е., Цехин А. М., Борисов А. Ю. Адаптация узлов крепления дискового инструмента исполнительных органов проходческих комбайнов к монтажу и демонтажу // Горное оборудование и электромеханика. 2014. № 7. С. 3–8.

144. Маметьев Л. Е., Хорешок А. А., Цехин А. М., Борисов А. Ю. Разработка устройства пылеподавления для реверсивных коронок проходческих комбайнов // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2014. № 3. С. 17–21.

145. Маметьев Л. Е., Борисов А. Ю. Улучшение процессов монтажа и демонтажа узлов крепления дискового инструмента на коронках проходческих комбайнов // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2014. № 4. С. 23–26.

146. Маметьев Л. Е. Разработка исполнительных органов и инструмента для стреловых проходческих комбайнов и бурошнековых машин // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2015. № 5. С. 56–63.

147. Хорешок А. А., Маметьев Л. Е., Цехин А. М., Нестеров В. И., Борисов А. Ю. Основные этапы разработки и моделирования параметров дискового инструмента проходческих и очистных горных машин // Горное оборудование и электромеханика. 2015. № 7. С. 9–16.

148. Хорешок А. А., Маметьев Л. Е., Цехин А. М., Борисов А. Ю. Устройства для улучшения процессов зарубки исполнительных органов проходческих комбайнов избирательного действия // Горное оборудование и электромеханика. 2014. № 4. С. 11–16.

149. Маметьев Л. Е., Хорешок А. А., Борисов А. Ю. Направление повышения зарубежной способности исполнительных органов проходческих комбайнов с аксиальными коронками // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2014. № 5. С. 21–24.

150. Khoreshok A. A., Mametyev L. E., Borisov A. Yu. Influence the design of the modular blocks with disk tool on the stress distribution at the destruction of the coalfaces. *MINER'S WEEK – 2015 REPORTS OF THE XXIII INTERNATIONAL SCIENTIFIC SYMPOSIUM*. 2015. P. 482–491.

151. Басов К. А. ANSYS в примерах и задачах. Москва: Компьютерпресс, 2002. 187 с.

152. Красковский Д. Г. Ansys в примерах и задачах. Москва: Компьютер Пресс, 2002. 224 с.

153. Хечумов Р. А., Кеплер Х., Прокофьев В. И. Применение метода конечных элементов к расчету конструкций. Москва: Изд-во Ассоциации строительных вузов, 1994. 352 с.

154. Каплун А. Б., Морозов Е. М., Алферьева М. А. Ansys в руках инженера: практическое руководство. Москва: Едиториал УРСС, 2003. 272 с.

155. Шимкович Д. Г. Расчет конструкций в MSC/NASTRAN for Windows. Москва: ДМК Пресс, 2001. 448 с.

156. Сафронов В. В. Численное моделирование нагруженности резцов при резании горных пород / Тул. гос. ун-т. Тула, 2005. 171 с.

157. Кинасошвили Р. С. Сопrotивление материалов. Москва: Наука, 1975. 384 с.

158. Наседкин А. В. Конечно-элементное моделирование на основе ANSYS: сб. Ansys 5.5ED, 1999.

159. Чупин С. А. Повышение износостойкости поворотных резцов проходческих комбайнов для проведения выработок по породам средней крепости: автореф. дис. ...канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2016. 20 с.

160. Борисов А. Ю., Маметьев Л. Е. Напряжения в сопрягаемых элементах дисковых инструментов при разрушении проходческих забоев // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2015. № 4. С. 26–35.

161. Маметьев Л. Е., Хорешок А. А., Борисов А. Ю., Воробьев А. В. Совершенствование конструкций узлов крепления дискового инструмента на коронках проходческих комбайнов // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2014. № 1. С. 3–5.

162. Khoreshok A. A., Mametev L. E., Borisov A. Yu., Vorobev A. V. Stress state of disk tool attachment points on tetrahedral prisms between axial bits. *Applied Mechanics and Materials*. 2015. V. 770. P. 434–438.

163. Khoreshok A. A., Mametyev L. E., Borisov A. Yu., Vorobyev A. V. The distribution of stresses and strains in the mating elements disk tools working bodies of roadheaders. *IOP Conference Series: materials Science and Engineering*. 2015. V. 91, № 1. P. 012084.

164. Khoreshok A. A., Mametev L. E., Borisov A. Yu., Vorobev A. V. Finite element models of disk tools with attachment points on triangular prisms. *Applied Mechanics and Materials*. 2015. V. 770. P. 429–433.

165. Маметьев Л. Е., Хорешок А. А., Цехин А. М., Борисов А. Ю. Распределение напряжений между деталями узлов крепления

дисковых инструментов при разрушении проходческих забоев // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 2015. № 6. С. 93–100.

166. Khoreshok A. A., Mametyev L. E., Borisov A. Yu., Vorobyev A. V. Influence of the rigid connection between discs in the tetrahedral prisms on equivalent stresses when cutting work faces. *IOP Conference Series: materials Science and Engineering*. 2016. V. 127. P. 012039.

167. Борисов А. Ю., Хорешок А. А., Маметьев Л. Е., Цехин А. М. Влияние формы корпуса рабочего органа горного комбайна на нагруженность дискового инструмента // Горное оборудование и электромеханика. 2016. № 6. С. 30–37.

168. Хорешок А. А., Маметьев Л. Е., Цехин А. М., Борисов А. Ю. Формирование нагруженности реверсивных коронок с дисковым инструментом на трехгранных призмах // Горное оборудование и электромеханика. 2016. № 4. С. 3–10.

169. Mametyev L. E., Khoreshok A. A., Tsekhin A. M., Mukhortikov S. G., Borisov A. Yu. The power characteristics of the reversible radial crowns with disk tools for roadheaders of selective action. *The 8th Russian-Chinese Symposium. Coal in the 21st Century: Mining, Processing and Safety. Kemerovo, Russia, October 10–12, 2016*. Atlantis press, Amsterdam–Beijing–Paris, 2016. P. 233–238.

170. Крапивин М. Г. Горные инструменты. Москва: Недра, 1979. 264 с.

171. Солод В. И., Зайков В. И., Первов К. М. Горные машины и автоматизированные комплексы: учебник для вузов. Москва: Недра, 1981. 503 с.

172. РД 12.25.137-89. Комбайны проходческие со стреловидным исполнительным органом. Расчет эксплуатационной нагруженности трансмиссии исполнительного органа. Методические указания. Москва: Минуглепром СССР, 1989. 51 с.

173. Трубецкой К. Н., Артемьев В. Б., Рубан А. Д. и др. Открытые горные работы: справочник. Москва: Изд-во «Горное дело», ООО «Киммерийский центр», 2014. 624 с.

174. ОСТ 12.44.258-84. Комбайны очистные. Выбор параметров и расчет сил резания и подачи на исполнительных органах: методика. Москва: Минуглепром СССР, 1984. 107 с.

175. Маметьев Л. Е., Нестеров В. И., Блюменштейн В. Ю., Цехин А. М., Мухортиков С. Г., Борисов А. Ю. Силовые характери-

стики реверсивных радиальных коронок с дисковым инструментом для проходческих комбайнов избирательного действия // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2016. № 6. С. 114–122.

176. Хорешок А. А., Маметьев Л. Е., Цехин А. М., Мешков А. А., Борисов А. Ю. Обоснование параметров мощности привода двухкорончатого стреловидного исполнительного органа с дисковым инструментом на трехгранных призмах // Горное оборудование и электромеханика. 2017. № 5. С. 23–30.

177. Khoreshok A., Mametiev L., Tsekhin A., Borisov A. Relationship between the power of the two-bit cutting body rotation drive of the roadheader and hardness of broken rock. *E3S Web of Conferences. Volume 41 (2018): III-rd International Innovative Mining Symposium, Kemerovo, Russian Federation, October 3–5, 2018*. Kemerovo, 2018. P. 03017.

178. Малевич Н. А. Горнопроходческие машины и комплексы: учебник для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. Москва: Недра, 1980. 384 с.

179. Хорешок А. А., Маметьев Л. Е., Цехин А. М., Борисов А. Ю. Обеспечение устойчивости проходческого комбайна с двухкорончатым реверсивным рабочим органом // Горное оборудование и электромеханика. 2016. № 6. С. 3–7.

180. Маметьев Л. Е., Хорешок А. А., Цехин А. М., Борисов А. Ю. Влияние условий эксплуатации на устойчивость проходческого комбайна с двухкорончатым реверсивным стреловидным исполнительным органом // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2017. № 3. С. 103–109.

181. Маметьев Л. Е., Цехин А. М., Нестеров В. И., Садыков С. И., Борисов А. Ю. Определение устойчивости проходческого комбайна с двухкорончатым стреловидным исполнительным органом // Горное оборудование и электромеханика. 2017. № 5. С. 31–34.

182. Маметьев Л. Е. Обоснование и разработка способов горизонтального бурения и оборудования бурошнековых машин: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Кемерово, 1992. 33 с.

183. Маметьев Л. Е. Разработка исполнительных органов и инструмента для стреловых проходческих комбайнов и бурошнековых машин // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2015. № 5. С. 56–63.

184. Маметьев Л. Е., Хорешок А. А., Цехин А. М., Борисов А. Ю. Этапы разработки реверсивных рабочих органов проходческих комбайнов с дисковым инструментом // Социально-экономические и экологические проблемы горной промышленности, строительства и энергетики: материалы 17-й Междунар. конф. по проблемам горной промышленности, строительства и энергетики. Тула – Минск – Донецк, 1–3 ноября 2021 года. Тула: Изд-во ТулГУ, 2021. С. 111–117.

185. Талеров М. П., Болобов В. И. Долговечность и виды отказов тангенциальных поворотных резцов // Горный журнал. 2018. № 4. С. 77–81.

186. Болобов В. И., Чупин С. А., Бочков В. С., Мишин И. И. Увеличение срока службы породоразрушающих резцов путем повышения износостойкости их державок термомеханической обработкой // Горный журнал. 2019. № 5. С. 67–72.

Сведения об авторах

**Хорешок Алексей
Алексеевич**

ORCID: 0000-0002-3261-0933
SPIN-код РИНЦ: 2889-7147
AuthorID: 467529

доктор технических наук, профессор,
ФГБОУ ВО «Кузбасский государственный
технический университет им. Т. Ф. Горбачева»

**Маметьев Леонид
Евгеньевич**

ORCID: 0000-0002-4489-585X
SPIN-код РИНЦ: 1056-6255
AuthorID: 376909

доктор технических наук, профессор,
ФГБОУ ВО «Кузбасский государственный
технический университет им. Т. Ф. Горбачева»

**Цехин Александр
Михайлович**

ORCID: 0000-0002-7718-8561
SPIN-код РИНЦ: 2480-0417
AuthorID: 683968

кандидат технических наук, доцент,
ФГБОУ ВО «Кузбасский государственный
технический университет им. Т. Ф. Горбачева»

**Ефременков Андрей
Борисович**

ORCID: 0000-0003-3078-5972
SPIN-код РИНЦ: 4836-4910
AuthorID: 320292

доктор технических наук, доцент,
ФГБОУ ВО «Новгородский государственный
университет им. Ярослава Мудрого»

**Борисов Андрей
Юрьевич**

ORCID: 0000-0001-7800-4704
SPIN-код РИНЦ: 7790-7540
AuthorID: 683259

кандидат технических наук, доцент,
ФГБОУ ВО «Кузбасский государственный
технический университет им. Т. Ф. Горбачева»

Сведения о рецензентах

**Ганжа Владимир
Александрович**

ORCID: 0000-0002-0647-8502
SPIN-код РИНЦ: 8438-4763
AuthorID: 655237

доктор технических наук, доцент,
ФГАОУ ВО «Сибирский федеральный университет»

**Аксенов Владимир
Валерьевич**

ORCID: 0000-0003-4642-2578
SPIN-код РИНЦ: 2789-8560
AuthorID: 256534

доктор технических наук,
Федеральный исследовательский центр угля
и углехимии Сибирского отделения
Российской академии наук (ФИЦ УУХ СО РАН)

Научное издание

Хорешок Алексей Алексеевич
Маметьев Леонид Евгеньевич
Цехин Александр Михайлович
Ефременков Андрей Борисович
Борисов Андрей Юрьевич

ДИСКОВЫЙ ИНСТРУМЕНТ ПРОХОДЧЕСКИХ КОМБАЙНОВ ИЗБИРАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ

Монография

Редактор *В. Г. Павлов*
Компьютерная верстка *И. В. Люля*

Подписано в печать 27.06.2022. Бумага офсетная. Формат 60×84 1/16.

Гарнитура Times New Roman. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 9,4. Уч.-изд. л. 10,1. Тираж 500 экз. Заказ № 270622

Новгородский государственный университет им. Ярослава Мудрого.

173003, Великий Новгород, ул. Б. Санкт-Петербургская, 41.

Отпечатано: ИП Копыльцов П.И.,

394052, Воронежская область, г. Воронеж,

ул. Маршала Неделина, д. 27, кв. 56.