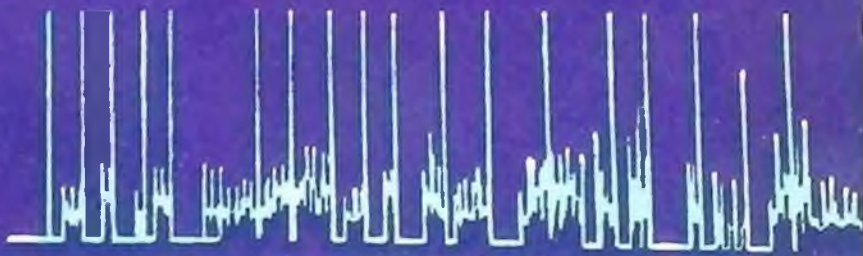


02-111
4-78
Ю. Д. КРАСНИКОВ
С. В. СОЛОД
Х. И. ХАЗАНОВ

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ГОРНЫХ ВЫЕМОЧНЫХ МАШИН

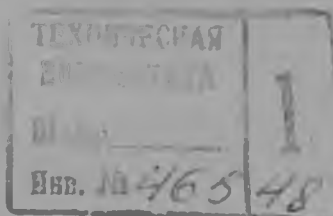


2004

522.232
К-78

Ю.Д. КРАСНИКОВ С.В. СОЛОД Х.И. ХАЗАНОВ

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ГОРНЫХ ВЫЕМОЧНЫХ МАШИН



МОСКВА "НЕДРА" 1989

ББК 33.3
К78
УДК 622.232—192

Рецензент канд. техн. наук В. И. Морозов

Красников Ю. Д., Соллод С. В., Хазанов Х. И.
К78 Повышение надежности горных выемочных машин.—
М.: Недра, 1989.—215 с.: ил.
ISBN 5-247-00523-6

Рассмотрены основные направления повышения надежности выемочных машин на стадии проектирования, испытания и эксплуатации. Даны систематизация графиков нагружения приводов выемочных машин и методы выбора режима и схем нагружения их при ресурсных испытаниях. Изложены методы расчета нагруженности и ресурса машин, основные принципы и критерии оценки ресурса при испытании и эксплуатации выемочных машин, прогнозы эксплуатационного ресурса трансмиссий. Для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, испытанием и эксплуатацией горных выемочных машин.

250102(000)—010
К $\frac{043(01)—89}{207—88}$

ББК 33.3

ISBN 5-247-00523-6

© Издательство «Недра», 1989

ПРЕДИСЛОВИЕ

Задача повышения надежности горных машин, в том числе горных выемочных машин, должна решаться на всех этапах их жизненного цикла: проектирования, изготовления, испытания, эксплуатации, обслуживания и ремонта.

Очень важно по возможности наиболее точно определить нагрузки в элементах горных машин с учетом фактора управления ими, в значительной степени определяющего формирование нагрузок, а также всего разнообразия горно-геологических и горнотехнических условий их эксплуатации.

Основываясь на том, что надежность горных машин в значительной степени обусловлена тем, насколько точно расчетные режимы нагружения соответствуют фактическим, большое внимание в книге уделено анализу режимов нагружения.

Под режимом нагружения понимается совокупность сочетаний различных уровней нагрузок с длительностью их действия. Разработка типовой модели режима нагружения проводилась с целью описания многообразия механических воздействий математической моделью, учитывающей их структуру, а также условия функционирования горной выемочной машины. Сложность и многообразие режимов нагружения горных выемочных машин является следствием разнообразия горно-геологических условий, нестабильности и существенного различия физико-механических свойств угля и вмещающих пород, разнообразия производственных процессов и операций технологического процесса выемки угля. Поэтому разработка типовой модели режима нагружения горных выемочных машин основана на том, что каждая машина обеспечивает механизацию операций технологии выемки угля.

Для определения закономерностей режима нагружения получена структурная модель машины, представленная в виде ориентированного графа, у которого множеством вершин служат функциональные элементы, а множеством ребер — связи между элементами. В результате наложения схемы рабочего процесса на схему функционирования машины получена модель режима нагружения. На основе анализа модели установлены параметры и закономерности режимов нагружения горных выемочных машин.

Так как обоснованное повышение надежности и эффективности работы горных выемочных машин возможно на основе анализа режимов их нагружения в различных условиях эксплуатации, использован способ статистической обработки данных, основанный на теории нестационарных случайных процессов и позволяющий установить вид случайного процесса, к которому относится реализация режима нагружения, а также качественные и количественные характеристики параметров последнего.

В книге представлены эмпирические характеристики режимов нагружения очистных комбайнов, обеспечивающих основной объем добычи угля в комплексно механизированных забоях, а также фронтальных агрегатов, на сегодняшний день являющихся высшей степенью механизации и автоматизации процесса выемки угля. Оценка вариации параметров режимов нагружения основана на анализе коэффициента вариации — универсальной количественной оценке рассеивания этих параметров у горных выемочных машин различной конструкции.

В связи с тем, что для случайных режимов нагружения, которые характерны для горных выемочных машин, процесс накопления повреждений основан на суммировании усталостных повреждений, рассмотрено влияние режима нагружения на процесс накопления усталостных повреждений.

Основываясь на линейной гипотезе суммирования усталостных повреждений, которая определяет условие разрушения деталей машины, можно судить о неравномерности рабочего процесса, а также пульсирующей составляющей режима нагружения и пиковых нагрузках. Для определения эквивалентной нагрузки эксплуатируемой горной выемочной машины с учетом совместного рассмотрения уравнения кривой усталости и суммирования усталостных повреждений предложены зависимость, а также классификация режимов нагружения горных выемочных машин.

Процесс нагружения горных выемочных машин определяет как предельные параметры разрушения, скорость машины, так и в конечном счете производительность. Поэтому уже на стадии проектирования для обеспечения требуемых показателей надежности горных выемочных машин большое значение имеет правильный выбор расчетных нагрузок, что дает возможность объективно оценить необходимость и целесообразность принимаемых конструктивных решений, так как результаты расчета определяют такие показатели, как энерговооруженность, металлоемкость, себестоимость и т. п.

Представленная в книге систематизация нагрузок горных выемочных машин легла в основу методики построения графика нагружения, отражающего как структуру машины, так и схему ее работы в эксплуатации. Разработаны и представлены методы расчета графиков нагружения очистных комбайнов, стругов и фронтальных агрегатов.

Основываясь на том, что под ресурсом горной выемочной машины понимают ее наработку до предельного состояния, при наступлении которого ее дальнейшее применение недопустимо или невозможно, ресурс машины рассматривается как запас возможной наработки в вероятностном аспекте. За комплексную характеристику принят гамма-процентный ресурс, представляющий собой наработку, при которой машина не достигнет предельного состояния с заданной вероятностью неразрушения. В зависимости от конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов в книге рассмотрены проектный (конструкционный), технологический и эксплуатационный ресурсы горных выемочных машин. Проектный ресурс определяется на стадии проектирования на основе данных о прочностных свойствах деталей машин и плановом режиме нагружения.

Технологический ресурс является характеристикой серийно выпускаемой горной выемочной машины и определяется фактическими свойствами материалов ее деталей (межплапочное рассеивание механических свойств, отклонение фактических размеров деталей от номинальных, отклонения параметров и режимов технологических процессов обработки).

Эксплуатационный ресурс представляет собой характеристику эксплуатируемой серийно выпускаемой горной выемочной машины и определяется фактическим режимом ее нагружения. При эксплуатации большое влияние на ресурс горной выемочной машины оказывает процесс изнашивания деталей. Поэтому рассмотрены основные закономерности этого процесса и установлены зависимости надежности машины от износа ее деталей, лимитирующих ресурс всей машины.

Оценка влияния уровня технологии изготовления, режимов и условий эксплуатации на ресурс деталей позволила получить количественные зависимости потери ресурса, как запаса возможной наработки, на стадиях изготовления и эксплуатации.

Поскольку ресурс горной выемочной машины, т. е. ее наработка, измеряемая в единицах времени или объемах выполненной работы, имеет большой

разброс для машин одного типа при работе в различных горно-геологических условиях, рассмотрен энергетический ресурс машины, отражающий работу, выполненную в процессе эксплуатации. Такое представление о ресурсе позволяет осуществлять его контроль, а следовательно, обеспечивать безаварийную работу горных выемочных машин в эксплуатации.

Задача ускорения процесса создания машин особенно актуальна. Время создания новой горной выемочной машины может быть резко сокращено с помощью ускоренных стендовых испытаний. Важную роль при этом играет различного вида контроль. При стендовых испытаниях проверяют эффективность предложенных конструктивных решений, методов расчета, а также качество изготовления, сборки новой машины или ремонта после ее восстановления. При эксплуатации и обслуживании требуется система аппаратурного контроля, которая позволит следить за режимом работы горных машин, их загрузкой по мощности и во времени, правильностью действия операторов (машинистов), бригадиров, руководителей смен, участков, производительностью и трудовой дисциплиной на участках. Общеизвестна громадная роль операторов в формировании производительности горных машин, эффективности и надежности их работы.

Аппаратурный контроль дает возможность в динамике наблюдать режим работы машин на участке, а не судить о его работе по показателям в конце смены, суток, недели и т. д. Для шахты небезразлично, каким путем достигаются те или иные показатели работы — штурмовщиной, резко снижающей надежность работы машины и срок ее службы, или планомерной работой, предусмотренной графиками организации труда, без чрезмерно частых пусков и остановок машин, их перегрузки, а затем недогрузки, без регулярного технического обслуживания.

Предисловие, разд. 1 написаны Ю. Д. Красниковым, разд. 2 и 6 — совместно Ю. Д. Красниковым и С. В. Солодом, разд. 3 и 4 — С. В. Солодом, разд. 5 — Х. И. Хазановым.

1. ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ ГОРНЫХ ВЫЕМОЧНЫХ МАШИН

1.1. НАГРУЗКИ В ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТАХ МАШИН

Для горной выемочной машины с точки зрения нагруженности основными являются режимы: рабочий, переходные пуска, внезапного стопорения исполнительного органа или всей машины в целом, остановки. В этих режимах возникают процессы свободных и вынужденных колебаний, автоколебания, модуляция и биения, тренд нагрузок, случайный, посящий характер телеграфного сигнала, процесс управления машиной — «включено — выключено».

Ряд указанных процессов протекает одновременно, образуя сложную картину формирования нагрузок. Действующие в различных элементах машин нагрузки, определяющие наряду с несущей способностью этих элементов их надежность и долговечность, формируются под влиянием «входных» нагрузок, статических и динамических характеристик горной выемочной машины, кинематических возмущений, возникающих, например, в цепных и зубчатых передачах, кривошипно-шатунных устройствах и т. п.

«Входные» нагрузки представляют собой различного рода силы сопротивления, возникающие в исполнительных органах, опорах (три составляющие на каждой опоре), корпусе (под действием падающих на корпус машины кусков породы).

Отдельно следует остановиться на таком «входном» воздействии как система управления выемочной машиной. Неравномерность нагрузок, вызванная системой ручного или автоматического управления, несмотря на ее низкочастотный характер, весьма заметна. Ее воздействие на формирование нагрузок ведет к значительному снижению надежности и долговечности машин.

Таким образом, если говорить о «входных» возмущениях, действующих на различные элементы выемочной машины, то нужно отметить их большое число. Например, на двухшнековые комбайны типов К101 или 2К52, РКУ и другие таких воздействий — 20 (включая возмущения со стороны системы подачи машины). На фронтальный агрегат стругового типа с 10 четырехопорными струговыми каретками и 20 гидродомкратами подачи на забой число «входных» возмущающих воздействий достигает 211.

Особенностью определяющих нагрузки статических и динамических характеристик горных выемочных машин является их нелинейность и нестационарность. Нелинейность вызывается главным образом наличием зазоров в зубчатых передачах,

применением цепных передач, обладающих односторонними характеристиками, наличием сил трения в опорных элементах комбайнов и стругов и др.

Нестационарность выемочных машин определяется изменением положения исполнительных органов в горизонтальной и вертикальной плоскостях относительно корпуса машины, также изменением длины цепных тяговых органов, угла залегания угольных пластов, структуры разрушаемого горного массива и, как следствие, сил сопротивления горных пород разрушению и т. д.

Вопросы формирования нагрузок в основных элементах горных выемочных машин рассматривались в целом ряде работ, например [9, 20]. В настоящее время они уточняются как в теоретическом, так и в экспериментальном отношении, первую очередь благодаря учету явлений, наблюдаемых при длительной эксплуатации (тенд, организация работ, сезонные явления, человеческий фактор и др.), т. е. инфранизкочастотной части спектра нагрузок.

При длительной эксплуатации машин формируется, таким образом, эксплуатационное нагружение их узлов и деталей, которое, в свою очередь, определяет эксплуатационную надежность рассматриваемых машин.

1.2. ТРЕБОВАНИЯ К ПОКАЗАТЕЛЯМ НАДЕЖНОСТИ

Известно, что в общем случае надежность — свойство объекта сохранять во времени в установленных границах значения все параметров, способных выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, ремонта, хранения и транспортирования (ГОСТ 27.002—83 «Надежность в технике. Термины и определения»).

Отметим, что надежность — сложное свойство объекта, условия его применения, представляющее собой сочетание свойств безотказности, долговечности, ремонтпригодности и сохраняемости.

Эксплуатационная надежность машин в различных условиях эксплуатации изменяется в широких пределах.

В процессе наблюдения за работой горных машин выяснено, что на их эксплуатационную надежность большое влияние оказывает профессиональное мастерство оператора (машиниста), другого обслуживающего персонала, их дисциплинированность при выполнении инструкций и рекомендаций по эксплуатации и обслуживанию, от чего зачастую зависят срок службы и эффективность работы машин.

Большое влияние на эксплуатационную надежность оказывают горно-геологические, горнотехнические условия, в которых работает машина. Сопротивляемость угля разрушению, наличие в угольном пласте крепких породных прослоек, работа машины только по пласту или с присечкой пород кровли и др.

почвы — все это существенно сказывается на ресурсе машины, показателе эффективности ее работы.

Высокая эксплуатационная нагруженность наряду с существующим качеством изготовления, обслуживания и ремонта создают условия, при которых расчетный срок службы выемочных машин не выдерживается.

Анализ данных по средним ресурсам до капитального ремонта и наработке на отказ оборудования, входящего в механизированные комплексы (очистные комбайны, струговые установки, скребковые конвейеры, механизированные крепи, а также проходческие комбайны), показал, что наименьшей средней наработкой на отказ обладают струговые установки, характеризующиеся тяжелым режимом эксплуатационного нагружения, далее следуют очистные комбайны, скребковые конвейеры. Наиболее высокая наработка на отказ у механизированных крепей.

Средние же ресурсы до капитального ремонта очистных комбайнов и струговых установок примерно в 1,5 раза меньше среднего ресурса скребкового конвейера, работающего с ними в комплексе.

Полученные данные о средней наработке на отказ для выемочных комбайнов различных типов характеризуются значительными, приведенными в работе [25], и позволяют сделать вывод, что на практике расчетные показатели не выдерживаются. Следовательно, можно говорить о том, что существующие расчетные методы не учитывают эксплуатационные факторы в полной мере и нуждаются в уточнении. Задача, определяемая требованиями промышленности, состоит в том, чтобы показатель среднего ресурса до капитального ремонта возрос для комбайнов очистных — в 1,6—3,2, струговых установок — в 1,5—3, скребковых конвейеров — в 1,5, механизированных крепей — в 1,2—1,5, комбайнов проходческих — в 1,5—2,2 раза. Как следует из приведенных данных, к машинам предъявляются высокие требования по среднему ресурсу. Еще более высокие требования к показателю наработки на отказ для струговых установок, очистных комбайнов, скребковых конвейеров, механизированных крепей [25].

Из представленных данных следуют высокие требования, предъявляемые к машинам и оборудованию забоев шахт. Обращает на себя внимание тот факт, что средние ресурсы до капитального ремонта и наработка на отказ машин, входящих в комплекс, существенно отличаются друг от друга.

Дальнейшее повышение ресурса и наработки на отказ становится весьма трудной задачей, решение которой возможно только при условии реализации новых идей: поиска новых конструктивных схем и материалов выемочных машин, механизированных крепей и средств доставки горной массы, отличающихся наличием малого количества деталей и узлов, их высокой унификацией, модульной компоновкой, высокой надежностью

этих деталей и узлов, использованием высокоэффективных безопасных энергоносителей, рабочих сред и материалов рациональными принятыми параметрами.

При этом решение задач повышения надежности должно вестись на всех стадиях — конструирования и изготовления, эксплуатации и восстановления при капитальных ремонтах.

1.3. ВЛИЯНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ МАШИИ НА НАДЕЖНОСТЬ ИХ РАБОТЫ

Хотя вопросам повышения надежности горных машин посвящено большое число исследований, наибольшая их часть рассматривает вопросы обеспечения надежности деталей на стадиях изготовления, ее поддержания при эксплуатации (техническое обслуживание и текущий ремонт) и капитальном ремонте. Однако отказ детали или узла машины, при котором она переходит в неработоспособное состояние [25], происходит главным образом из-за их разрушения, когда под действием нагрузок (в первую очередь) и внешней среды реализуется процесс частичного или полного разрыва межатомных связей материала детали. Поэтому исходным фактором, влияющим на надежность работы деталей горной машины, является ее нагруженность.

Согласно [25] практически все основные детали очистных комбайнов и забойных конвейеров — зубчатые колеса, валы-шестерни, подшипники качения, муфты, звездочки, корпус редукторов, опоры машин и т. п. — испытывают значительные постоянные, пульсирующие и знакопеременные нагрузки и подвержены многим видам изнашивания — механическому, усталостному, абразивному при фреттинг-коррозии и т. п. Такие элементы, как весьма распространенные в комбайнах, стругах и конвейерах тяговые цепи, испытывают значительные постоянные и пульсирующие нагрузки, превышающие расчетные. Механическая часть гидрооборудования (цилиндры и штоки гидродомкратов, клапаны и седла клапанов, золотники гидрораспределителей и т. п.) также испытывает постоянные, пульсирующие и знакопеременные нагрузки и подвержена гидроабразивному изнашиванию, кавитации, коррозии, фреттинг-коррозии.

Наконец, рабочий инструмент выемочных машин (кулаки для крепления инструмента, погрузочные и транспортные скребки, лопасти и т. п.) подвержен значительным ударным нагрузкам, превышающим порой расчетные, и интенсивному абразивному изнашиванию во взаимодействующей с ним абразивной горной массе.

Авторы [25] утверждают, что поломки очистного оборудования (выемочные машины, механизированные крепи, скребковые конвейеры) в своем большинстве происходят при кратковременном однократном статическом и динамическом нагруже-

ниях или длительном статическом нагружении. Поломки усталостного характера, вызванные длительным действием знакопеременных нагрузок, случаются реже. Это объясняется тем, что очистное оборудование подвержено нагрузкам высокого уровня, что приводит к разрушению деталей при напряжениях больших, чем предел их выносливости. Однако до настоящего времени отсутствует достоверная объективная информация о реальных режимах нагружения деталей, а методы их расчета на долговечность несовершенны, в том числе из-за необходимости учета конструктивных концентраторов напряжения.

Следует отметить, что реальный режим нагружения выемочных машин как эргатических систем в значительной степени формируется под влиянием действий операторов, управляющих этими машинами, и поэтому на реальном графике нагружения, следовательно, на долговечности машин будут сказываться такие психофизические характеристики и квалификация. Поскольку такие характеристики изменяются на предприятиях отрасли в широких пределах, то это обстоятельство требует соответствующего подхода. В частности, в плане совершенствования режима работы оборудования и, следовательно, изучения режима нагружения необходимо введение системы непрерывного автоматического контроля этого режима работы и учета в последующем (при расчете выемочных машин) всего спектра нагрузок, определенных на основе такого длительного аппаратного изучения режимов работы.

В связи с тем, что нагруженность машин является отправным пунктом при их расчете, естественно поставить вопрос о разработке методов и создании средств защиты машин от перегрузок, поскольку повышение несущей способности деталей горных машин только за счет применения высокопрочных сталей ограничивается их весьма высокой чувствительностью к концентрации напряжений, а при работе в условиях резкопеременных нагрузок такой путь малоэффективен [25]. К ним относятся разного рода предохранительные устройства, гидравлические амортизаторы, элементы из металлорезины и др.

В целом же повышение надежности горных выемочных машин следует вести в направлении уточнения эксплуатационной нагруженности их деталей, совершенствования расчета, разработки методов снижения нагруженности, улучшения технологии изготовления, сборки, совершенствования способов испытания машин, внедрения контроля режима их работы, улучшения системы обслуживания и ремонта.

1.4. ФАКТОРЫ ФОРМИРОВАНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ НАГРУЗОК

Эксплуатационные нагрузки, как показывает само их название, формируются в процессе эксплуатации горных машин. Нагружение деталей машины начинается с момента, когда оператор



Рис. 1. Графики нагружения.

1 — фактический, 2 — расчетный, 3 — изменение среднего значения производительности комбайна (интенсивности струга) в течение смены. $T_{см}$ — продолжительность смены.

(машинист) включает ее в работу. Время работы, ее начало и конец, число включений в единицу времени, уровень нагружения зависят от оператора. Поэтому в общем виде фактически график работы машины (рис. 1, а, кривая 1) существенно отличается от планового (расчетного) графика (кривая 2). Сравнивая плановые графики мощности комбайна и струга (рис. 1, б), видим, что частота нагружения (число включений за смену, сутки) у струга выше, чем у комбайна. Это позволяет утверждать, что надежность работы стругов, их коэффициент машинного времени будут ниже, чем у комбайнов. Практика подтверждает этот вывод: коэффициент машинного времени у стругов почти в 3 раза ниже, чем у комбайнов.

Из сравнения планового и фактического графиков можно оценить динамические свойства (динамические характеристики) производственного участка, куда в качестве основного элемента входит выемочная машина, управляемая оператором.

В общем случае при изучении эксплуатационных нагрузок рассматривается система «человек — машина», однако такой подход не отражает всей полноты картины формирования процесса нагрузок. Дело в том, что выемочная машина работает в комплексе с рядом других машин — механизированной крепью, забойным конвейером и другими транспортными звеньями технологической цепи, которыми в свою очередь также управляют операторы. Остановка одного из звеньев цепи машин приводит к остановке всего комплекса. Поэтому вместо

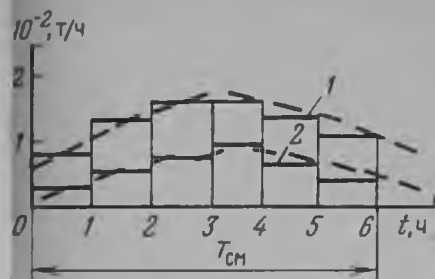


Рис. 2. Графики изменения математического ожидания производительности механизированной лавы:

1 — по шахте им. Е. Т. Абакумова; 2 — по шахте Краснолиманская»

системы «человек — машина» следует рассматривать систему «механизированный комплекс — бригада». При таком подходе вскрывается ряд закономерностей, которые появляются как результат функционирования системы «комплекс — бригада». Одной из закономерностей является изменение (тренд) математического ожидания нагрузок в течение смены таким образом, что максимальное их значение и, следовательно, производительность приходится на середину смены (см. рис. 1, а, пунктирная кривая 3).

Длительные наблюдения за работой комплексов на шахтах им. Е. Т. Абакумова и «Краснолиманской» показали, что производительность (мощность двигателей, нагруженность деталей, длительность рабочих циклов) выемочных машин в течение смены изменяется по закону полувольтной синусоиды (рис. 2).

Для примера на рис. 3 приведены графики изменения длительности рабочих циклов и простоев на одной из шахт Донбасса в течение смены. Как видно, наибольшая длительность рабочих циклов приходится на середину смены и составляет примерно 5 мин. В этот же момент длительность простоев наименьшая. Согласно же планогамме работ (см. рис. 1, а, кривая 2) длительность рабочего цикла должна была составить примерно 5 ч вместо 5 мин. Длительность рабочего цикла стругов еще меньше и измеряется секундами (18—22 с).

Для выемочных комбайнов, с которых начинаются технологические цепи угольных шахт, средняя частота включений за смену составляет до 30—40 включений. Этот показатель, характеризующий неравномерность эксплуатационного нагружения выемочных машин, изменяется в широких пределах в зависимости от квалификации оператора.

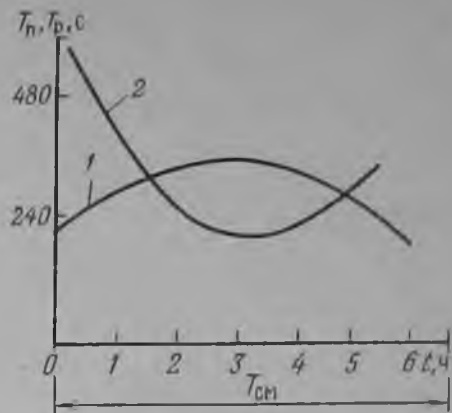


Рис. 3. График изменения времени непрерывной работы T_p (1) и простоев T_n (2) комбайна в течение смены

При изучении вопросов надежности работы оборудования следует рассматривать надежность не отдельной машины, а всей системы «выработка — оператор — машина — среда» (ВОМС). Поскольку речь идет о комплексе машин, составляющих всю технологическую цепь шахты, и при этом входящая в комплекс или технологическую цепь машины управляющие ею оператор находятся в своей горной выработке (лаве, штреке, уклоне, капитальном штреке и т. д.), для которых характерны свои устойчивость кровли и почвы, горное давление, надежность и качество крепления, склонность к вывалу породы и выбросам и т. п., и в своей среде, для которых характерны свои температура и влажность воздуха, газовый состав, скорость воздушного потока, то нетрудно представить насколько сложным будет вопрос формирования надежности всей системы. В свою очередь, очевидно, что надежность системы «выработка — оператор — машина — среда» сказывается на надежности работы отдельной машины, входящей в систему, так как надежность всей системы будет сказываться на грузе отдельной машины — на частоте и длительности нагружения.

Также следует иметь в виду, что надежность всей системы ВОМС отражается на надежности каждого оператора, поскольку высокодинамичный с частыми пусками и остановками режим будет отражаться на психофизической нагрузке оператора, вызывая его утомляемость и усталость, снижение производительности и качества труда.

Для ответа на вопрос о степени влияния квалификации машиниста комбайна на его нагруженность был проведен специальный эксперимент. В лаве № 34 шахты им. Ярославского ПО «Кузбассуголь», оборудованной комбайном типа 2К52, течение около 40 добывчных смен непрерывно регистрировалась мощность двигателя комбайна, которым в разных сменах управляли три машиниста со стажем работы соответственно 1, 5 и 12 лет. Поскольку шло измерение инфранизкочастотного процесса с частотой $5 \cdot 10^{-5} \text{ с}^{-1}$, то при допустимой ошибке измерения 5% время наблюдения, установленное расчетным путем, составило 110 ч. Измерения показали, что неравномерность нагружения машины, определяемая дисперсией ее мощности, у машиниста со стажем 1,5 года была в 2,5 раза выше, чем у других машинистов, и частота включений выше. При этом 70—95% дисперсии определялись факторами технического и организационного характера и полностью зависели от квалификации машиниста и бригадира.

Важно отметить, что у машиниста со стажем 1,5 года производительность машины и добыча угля из лавы были в 1,6—2 раза ниже, чем у других машинистов. При этом перегрузки машины, в то время как у первого двигателя часто входил в опрокидывающий режим, комбайн неоднократно счи-

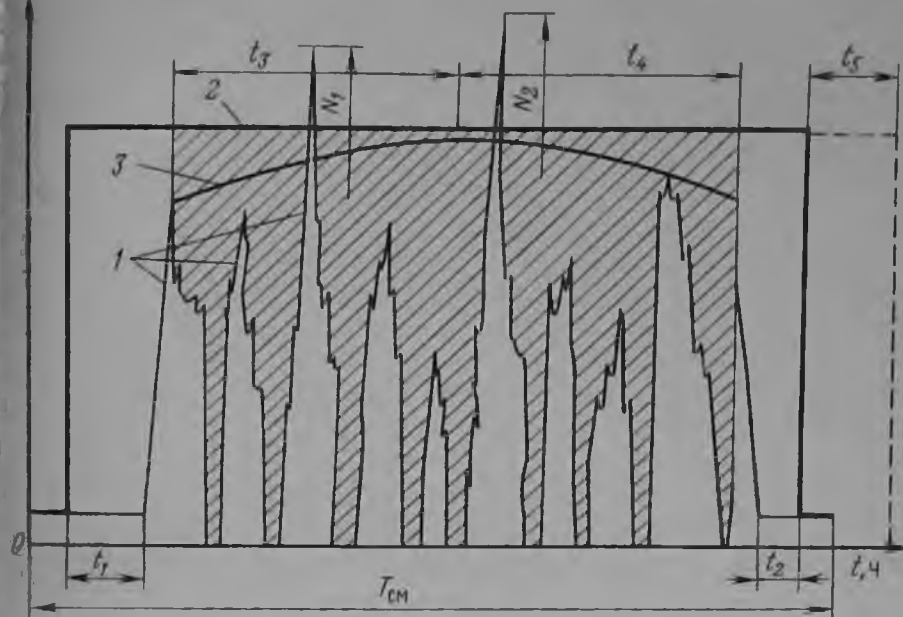


Рис. 4. Графики изменения мощности электродвигателя выемочного комбайна в течение смены.

1 — фактический; 2 — расчетный (плановый); 3 — тренд

дил с конвейера из-за потери устойчивости вследствие перегрузок.

Знать о надежности выемочной машины необходимо также для оценки ее производительности, как наиболее важного показателя. С точки зрения оценки производительности машин, динамики их функционирования диаграмма нагружения дает объективную непрерывную информацию. Как видим (рис. 4), основными причинами отклонения планируемого режима работы от расчетного, ведущими к потере машиной производительности, являются: запаздывание с началом работы в смене (t_1); преждевременное окончание работы в смене (t_2); медленный выход на номинальный режим (t_3); преждевременный выход из номинального режима (t_4); недогрузка машины — работа в режиме ниже номинального (заштрихованная область); частые пуски и остановки машины (неполомочные отказы), ведущие к потере производительности и снижению надежности работы машины; перегрузки машины (N_1, N_2), ведущие к авариям и простоям; работа оборудования в ремонтную смену (t_5), вызванная смещением периода работы на период ремонтной смены, что нарушает систему технического обслуживания и ремонта и снижает, таким образом, надежность работы машины; скрытые отрицательные явления, обнаруживаемые на основе, например, корреляционного и спектрального анализа диаграмм.

Анализ диаграмм мощности выемочных машин показал, что запаздывание с началом работы в смене часто достигает 1,5 ч,

время выхода на номинальный режим и ухода с него составляет 3 ч.

Столь сильное отклонение фактических диаграмм нагрузки от плановых приводит к снижению надежности работы машины в значительной степени не из-за поломочных отказов вследствие недостатков в организации работ и профессиональной подготовки операторов, низкого уровня производственной дисциплины.

Поэтому важны контроль работы забоев и эксплуатационная диагностика производственных участков в рамках управления производственным процессом. Здесь под управлением производственным процессом подразумевается процесс контроля анализа состояния участка или шахты в целом, выработки реализации управляющего воздействия на систему с целью максимального приближения фактического процесса функционирования технологической схемы к плановому.

Под системой участка или шахты имеется в виду совокупность взаимосвязанных элементов (машин) и операторов, объединенных общей целью функционирования. В этом случае использование самонизирующих приборов для непрерывной регистрации нагрузки (мощности или тока потребителей участка или шахты) позволяет определять реальные значения параметров системы участка или шахты в текущий момент, производить анализ, т. е. определять отклонение реальных значений параметров системы от плановых на настоящий момент и ожидаемых на перспективу в предположении, что не произойдет вмешательства в производственный процесс — будут отсутствовать управляющие воздействия.

Следует отметить, что до настоящего времени на шахтах отсутствовала планомерная система эксплуатационной диагностики, которую заменяли навыки и опыт операторов и руководителей производства. Однако с усложнением и удорожанием оборудования настало время перехода на систематические аппаратные методы диагностики работы лав, участков и т. д.

Под эксплуатационной диагностикой (ЭД) следует понимать систему регулярных аппаратных научно-производственных наблюдений за состоянием основных характеристик определенных групп горных объектов (отдельных машин, производственных участков, шахт в целом) в целях профилактики и поддержания этих характеристик на требуемом уровне.

Целью ЭД являются активные (прежде всего с помощью аппаратуры) выявление, учет, систематическое динамическое наблюдение за объектом и устранение отрицательных явлений (тенденций), разработка мероприятий по борьбе с этими явлениями, контроль его состояния специально созданными диагностическими группами исследователей и производственников, работающими по единой методике.

ЭД должна быть основным восстановительно-профилактическим методом своевременного устранения отрицательных

явлений и профилактических мероприятий для их предупреждения, а также исключения факторов, способствующих росту отрицательных явлений (тенденций). В качестве основного, наиболее чувствительного показателя работы предприятия или его участков, машин принимается нагрузка (мощность или ток) его потребителей. (Для примера сравним: если мощность потребителей равна нулю — предприятие не работает, если мощность максимальна — предприятие работает на полную мощность). Промежуточные параметры регистрируемой мощности будут говорить о фактических начале и конце работы предприятия в каждой смене, степени загрузки оборудования, динамике его работы и, следовательно, об эффективности организации труда и профессиональном мастерстве людей в каждой смене, о скрытых закономерностях, приводящих вместе с указанными выше факторами к искажению принятого графика организации труда и планограммы работ.

Можно утверждать, что ордината диаграммы мощности отражает производительность предприятия (участка, машины), а площадь диаграммы — объем получаемой продукции. Из диаграммы определяют время работы и простоев, коэффициент машинного времени, коэффициент использования оборудования, фактическое время подготовительно-заключительных операций, начало и конец смены, время выхода оборудования на номинальный режим, частоту включений и остановок, степень отклонения фактического режима от запланированного. Получаемые с помощью самописцев диаграммы мощности (тока), регистрируемые непрерывно в течение года, являются документом, содержащим непрерывную объективную информацию о работе предприятия (участка, машины), могут храниться длительное время для анализа и сравнительных оценок. Указанная информация служит основой для контроля и последующей диагностики работы предприятия и должна использоваться как руководителями предприятия для принятия оперативных мер, так и диагностическими группами специалистов для выработки рекомендаций на предприятиях (или их производственных участках).

Диагностированию должны подвергаться предприятия и их участки, а также комплексы оборудования и отдельные машины.

В результате внедрения системы ЭД эффективность работы предприятия повышается за счет обнаружения, устранения или предупреждения организационных недостатков и различных отрицательных явлений, снижения простоев, улучшения дисциплины труда, рационального подбора и расстановки людей, целенаправленного совершенствования их профессионального мастерства, повышения степени использования оборудования.

Применение ЭД повышает производительность предприятия в среднем на 5—10%, а иногда на 15—25%. Кроме того, улучшается надежность работы горных машин вследствие

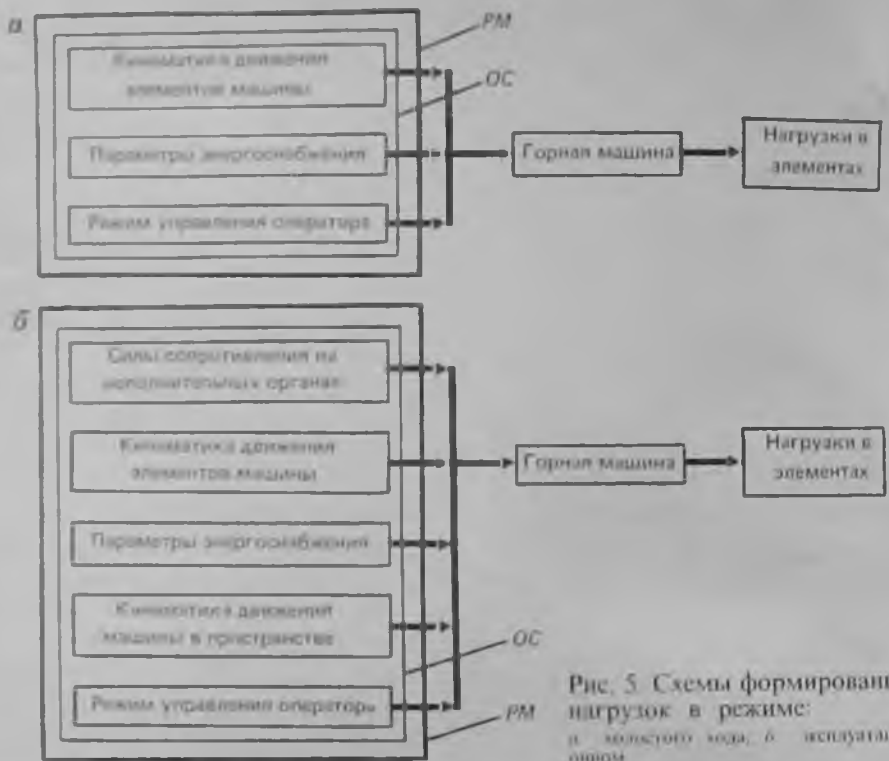


Рис. 5. Схемы формирования нагрузок в режиме: а) холостого хода, б) эксплуатационном

снижения эксплуатационной нагруженности, повышения качества обслуживания и ремонта машин.

Таким образом, к числу основных факторов, влияющих на эксплуатационную нагруженность выемочных машин как эргатических систем, относятся: принятая программа работ; уровень организации труда и производственная дисциплина в коллективе бригады; уровень профессиональной подготовки операторов и бригадиров; психофизические характеристики операторов и бригадиров.

Указанные факторы определяют главным образом инфранизкочастотную часть спектра нагруженности выемочных машин. Однако в полный спектр эксплуатационной нагруженности кроме низкочастотных входят высокочастотные составляющие, которые формируются при выполнении машиной основных ее функций — разрушение горного массива, погрузка отбитой горной массы, перемещение и т. п. При этом, как уже говорилось выше, появляется ряд источников возмущающих воздействий. Схема формирования нагрузок в различных режимах нагруженности показана на рис. 5.

Как видим, эксплуатационные нагрузки являются результатом проявления сил сопротивления на исполнительных органах, кинематики движения элементов машины (например, зубчатых, цепных передач, исполнительных органов), параметров энергоснабжения (электрического, гидравлического, пневматического), кинематики движения всей машины в целом и режима управления оператором, о чем говорилось выше. В свою очередь режим

управления будет зависеть от состояния рабочего места (РМ) и окружающей воздушной среды (ОС), где расположены машины и оператор.

При этом вследствие проявления трансформации нагрузок в различных деталях машины нагрузки будут изменяться [9]. Например, корреляционные функции и спектральные плотности нагрузок на исполнительных органах, в редукторе и электродвигателе будут различными, а математические ожидания будут передаваться от элемента к элементу в соответствии с передаточными отношениями и коэффициентами полезного действия.

Рассмотрим на примерах основных типов машин нагруженность некоторых их элементов, которая характерна для инфранизкочастотной, низкочастотной и высокочастотной частей спектра. При этом следует иметь в виду, что применяемые термины инфранизкочастотные, низкочастотные и высокочастотные нагрузки — условны и не могут претендовать на точное разделение спектра эксплуатационных нагрузок на конкретные области по частотам.

1.5. ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ НАГРУЖЕННОСТЬ ПРИВодОВ МАШИИ

Основные возмущающие воздействия на выемочную машину поступают со стороны системы ее управления и со стороны исполнительных органов, производящих разрушение горного массива, погрузку и транспортирование отбитой горной массы, а также перемещение машины. Это основные «входы» машины.

Диаграммы нагрузок, аналогичные тем, что представлены выше (см. рис. 1, а, кривая 1), и определяемые указанными выше «входами», одновременно получают с помощью самописцев, имеющих собственную частоту колебаний 0,5—0,8 Гц. При этом регистрируются инфранизкочастотные и низкочастотные колебания, а колебания нагрузок с частотами свыше 1 Гц отфильтрованы и их получение возможно с помощью высокочастотной аппаратуры, имеющей собственную частоту около 100 Гц. Для этого применяют осциллографы или системы с магнитной записью. Обработку получаемой информации также приходится вести раздельно — вначале обрабатываются диаграммы самописцев, а затем осциллографов.

При раздельной записи и последующей обработке низко- и высокочастотных частей спектра возможно получение как авто- и взаимнокорреляционных функций графиков спектральных плотностей нагрузок, так и их диаграмм плотностей распределения вероятностей, что весьма важно при углубленном анализе происходящих процессов. Это допустимо прежде всего потому, что низкочастотная часть спектра формируется как результат проявления эргатических свойств системы «человек — машина» или «бригада — комплекс», а высокочастот-

ная — как результат процесса разрушения породного массива погрузки и других функций выемочной машины и ряда взаимодействий элементов машины (зубчатых и цепных передач и т. д.) при реализации этого процесса.

Кроме того, возможна непосредственная, минуя регистрацию процесса, обработка получаемого сигнала ЭЦВМ. При этом допустима установка ЭЦВМ как на самой машине или вблизи нее, так и на поверхности шахты (например, диспетчерской). Основная сложность способа заключается в регистрации и фиксации результатов обработки (диаграмм плотностей вероятностей). Эта задача решается, если используются хемотронные элементы — интеграторы ргунтные и других типов.

Недостатком же хемотронной техники и методов на основе ЭЦВМ является отсутствие при их применении диаграмм (записи) зафиксированного процесса, которые могут рассматриваться как документ при контроле, анализе и эксплуатационной диагностике и храниться неограниченно долго. Кроме того, такая аппаратура не позволяет производить корреляционный и спектральный виды анализов процесса, ограничиваясь диаграммой плотности распределения вероятностей сигнала. Наконец, возможны комбинированные системы регистрации и обработки сигнала, характеризующего эксплуатационную нагруженность.

Остановим внимание на корреляционном и спектральном видах анализа эксплуатационных нагрузок выемочных машин, поскольку они позволяют обнаружить скрытые закономерности и явления (средние значения нагрузок, их средние квадратические отклонения, коэффициенты вариации). Законы плотностей распределения вероятностей расчетным путем подробно изложены в [9].

Если нагрузки горных выемочных машин считать стационарными, то спектральная плотность нагрузок может быть определена как корреляционная функция вида

$$s_x(\omega) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} k_x(\tau) \cos \omega \tau d\tau.$$

В свою очередь корреляционная функция

$$K_x(\tau) = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) x(t + \tau) dt,$$

где T — время наблюдения процесса; $\tau = t' - t$ — интервал времени наблюдения; $m_x = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt$.

Дисперсия случайной функции определяется как площадь, ограниченная кривой $S_x(\omega)$:

$$D(x) = \int_0^{\infty} S_x(\omega) d\omega.$$

Среднее квадратическое отклонение процесса $\sigma_x = \sqrt{D_x}$.

Коэффициент вариации нагрузок $v = \sigma_x / m_x$.

В качестве характеристик диаграмм плотности распределения вероятностей нагрузок применяют также эксцесс и асимметрию.

В качестве примера (см. рис. 1, а, кривая 1) рассмотрим результаты статистической обработки диаграммы мощности очистного комбайна типа 1К101, полученной с помощью самопишущего киловаттметра Н370 при челноковой схеме работы комбайна. Исследования проводились на одной из шахт Донбасса. Комбайн работал в лаве пласта, который содержал породный прослойк мощностью 80—100 мм с включениями кварцита. Сопrotивляемость угольного (марки А) пласта резанию 200—250 кН/м, мощность пласта 0,85—0,92 м, угол падения 4—5°, длина лавы 138 м. Кровля—песчаник средней устойчивости, крепко спаянный с углем.

Комбайн оснащен шнеками диаметром 800 мм, ширина его захвата 630 мм, привод от двигателя ЭДКО-4-2Л. По непрерывным записям мощности двигателя установлен коэффициент машинного времени, равный 0,243, при этом работа комбайна сопровождалась частыми пусками и опрокидываниями электродвигателя.

Корреляционный анализ диаграммы мощности, учитывающий время работы и простоев комбайна, показал, что корреляционная функция носит преимущественно экспоненциальный характер со слабо выраженной периодичностью, равной примерно 3,5 мин (рис. 6). Полученное уравнение корреляционной функции

$$K(\tau) = 0,93 e^{-0,58|\tau|} + 0,07 e^{-0,0043|\tau|}$$

говорит о том, что дисперсия нагрузок, характеризующая неравномерность процесса и равная $0,93 \text{ (даН} \cdot \text{м)}^2$, формируется преимущественно случайным образом. Однако, как видно, на графике присутствует слабо выраженная периодичность, не приведенная в уравнении. Анализ показал, что эта периодичность вызвана тем, что машинист комбайна почти периодически вынужден был восстанавливать раздвижку исполнительных органов из-за утечек масла из гидроцилиндров.

Значения математического ожидания, среднего квадратического отклонения, коэффициента вариации, эксцесса E и асимметрии диаграмм плотности распределения вероятностей момента электродвигателя при движении комбайна вверх и вниз даны ниже.

Параметр
Направление движения
комбайна:
вверх
вниз

	m (кВт)	σ (кВт)	v	δ	ϵ
вверх	18,7	26,9	1,43	1,52	0,6
вниз	19,2	27,7	1,44	1,76	1,6

Аналогичные исследования проведены на шахтах «Прогресс» и «Подмосковная» ПО «Новомосковскуголь». Непрерывно течение 2658 смен, или более 15,9 тыс. ч, регистрировалась мощность двигателя комбайна типа КШ1КГ. Было установлено, что периоды непрерывной работы комбайна t_p и простоев t_n распределены по экспоненциальному закону с плотностью распределения

$$f(t_p) = \lambda e^{-\lambda t_p}, \quad f(t_n) = \lambda e^{-\lambda t_n}$$

Среднее время работы составило $\bar{t}_p = 7,2$ мин, среднее время простоев $\bar{t}_n = 10,2$ мин.

Поскольку современная система диспетчерского учета регистрирует простои комплексов длительностью от 10 мин и более, то представляет интерес вопрос о времени простоев во всем диапазоне их возможных интервалов. Данные, полученные на шахтах ПО «Новомосковскуголь», показывают, что внутри сменные простои длительностью менее 8 мин составляют 76% всего времени простоев, а 50% всего времени составляют простои менее 3 мин. Среднее время простоя комплекса — 13,9 мин, что говорит о преобладании кратковременных, а значит неоломочных отказов оборудования. Наличие пауз в работе комбайна резко повышает неравномерность его нагружения. Представляют интерес законы распределения длительности рабочих циклов и простоев выемочных машин. Исследования

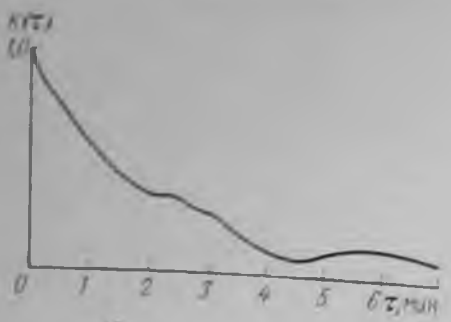


Рис. 6. График корреляционной функции нагрузок комбайна с учетом реальных пауз в его работе

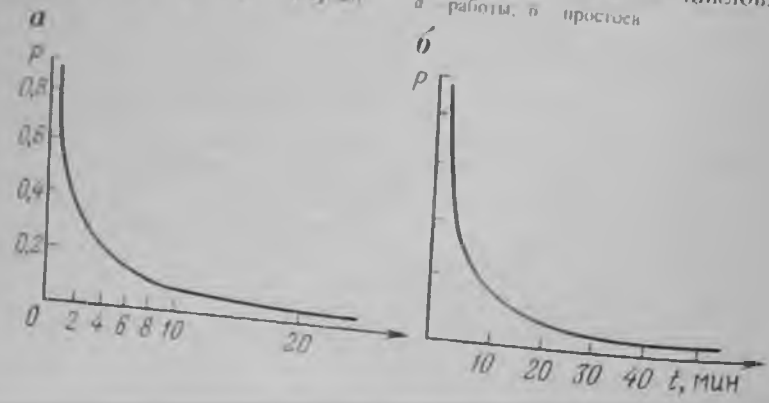


Рис. 7. График плотности вероятностей p длительности циклов: а — работы, б — простоев

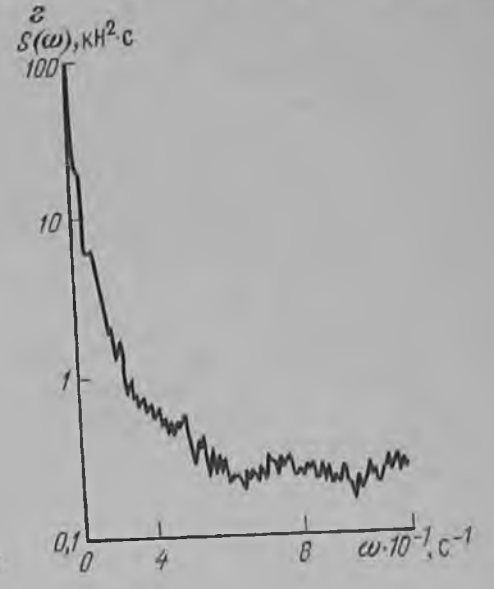
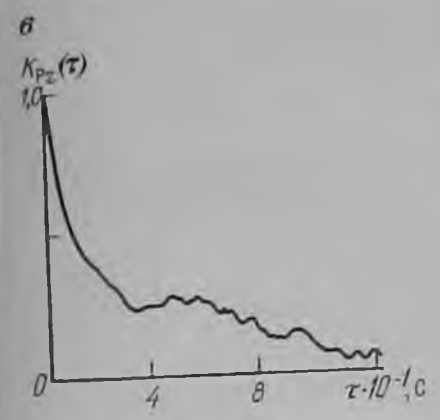
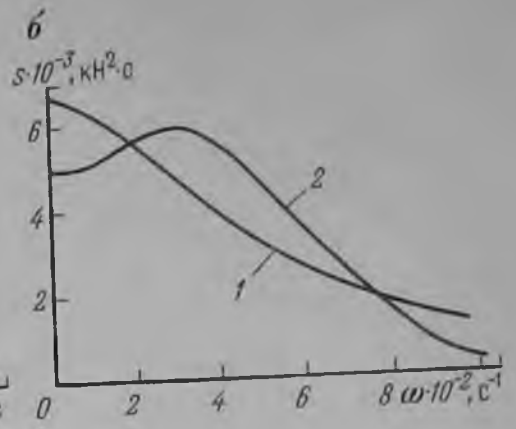
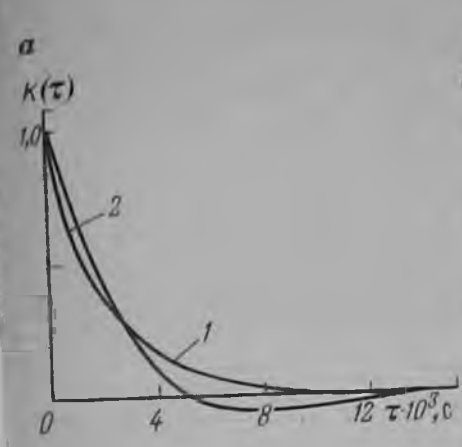
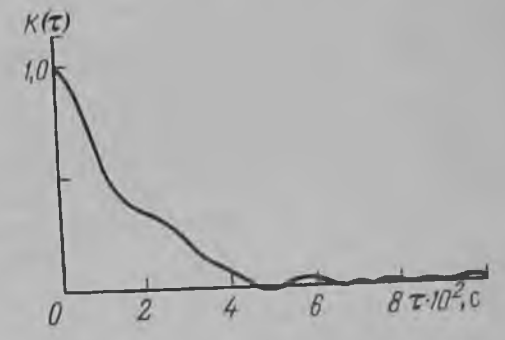


Рис. 8. Графики корреляционных функций и спектральных плотностей усилий резания: а, б — угля в лабораторных условиях (1 — каменного, 2 — антрацита); в, г — породы в реальных условиях

Рис. 9. График корреляционной функции сил резания на струговой резной каретке



исследования показали, что диаграммы распределения этих длительностей носят гиперболический характер (рис. 7).

Аналогичные диаграммы получены при длительных непрерывных наблюдениях мощности комбайна КШ1КГ на шахтах ПО «Новомосковскуголь» [16].

Нагрузки, выраженные кривой (см. рис. 1, а), проявляются

одновременно на режущем инструменте, в трансмиссиях, корнях, опорах и электродвигателях машины и должны учитываться при расчете перечисленных элементов. Это одно из важнейших возмущений, поступающих на «вход» машины. Другим важным возмущением, как уже отмечалось, являются силы сопротивления горных пород разрушению, формирующиеся в другом «входе» — исполнительном органе, которых может быть несколько. Известно, что нагрузки на разрушающем породный массив исполнительном органе определяются нагрузками одиночного инструмента. Корреляционная функция и соответствующая ей спектральная плотность нагрузок одиночного инструмента имеют вид, показанный на рис. 8, что говорит практически о случайном (отсутствие периодичности) формировании сил сопротивления на одиночном инструменте.

Представляет интерес осциллограмма нагрузок на одиночном инструменте, полученная в производственных условиях действующей машины. Измерения усилия резания P_z на стандартном резе стволопроходческого комбайна ПД2 проводились при следующих условиях: диаметр ствола 7,7 м, контактная прочность горной породы $P_s = 5,3 - 6$ МПа, подача — под действием собственного веса подвижных частей (680 Н), число резов 16 (восемь на диске); частота вращения диска 42 мин⁻¹; среднее усилие резания $P_{ср} = 11,1$ кН.

Корреляционная функция и спектральная плотность нагрузок на резе носит чисто случайный характер, не содержащий периодических составляющих (рис. 8, в, г).

Суммируя нагрузки, действующие на отдельных инструментах, получаем нагрузку на весь исполнительный орган [24]. Например, на режущей каретке стругового агрегата, оборудованной двумя резами, корреляционные функции нагрузок носят экспоненциальный характер (рис. 9), поскольку согласно теории для взаимно некоррелированных процессов

$$K(\tau)_\Sigma = \sum_0^{i=n} K(\tau)_i.$$

Нагрузки, действующие в трансмиссии, электродвигателе и других элементах выемочной машины, формируются под влиянием входных возмущений на исполнительном органе, трансформируемых динамической системой машины. Эти нагрузки — результат реакции машины на высокочастотные входные возмущения.

Рассмотрим на примерах, как выглядит неравномерность эксплуатационной нагруженности в высокочастотной области спектра (со стороны исполнительного органа — «входа») для различного типа выемочных машин, главным образом в трансмиссиях и электродвигателях.

Исследования эксплуатационной нагруженности выемочных машин проведены на основе корреляционного и спектрального анализов, которые позволяют обнаружить периодические сос-

Рис. 10. Графики корреляционных функций крутящего момента в редукторе исполнительного органа врубных машин:

а — на угленепитном блоке, б — в шахте; $T_{под}$, $T_{кин}$ — периоды колебаний подачи и кинематических; $D_{кин}$ — дисперсия от неравномерности подачи; $D_{вч}$ — высокочастотная составляющая дисперсия

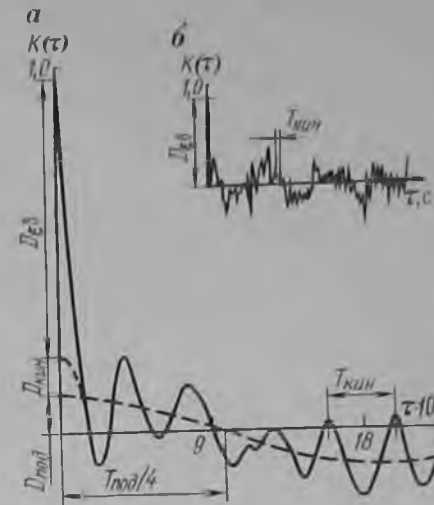
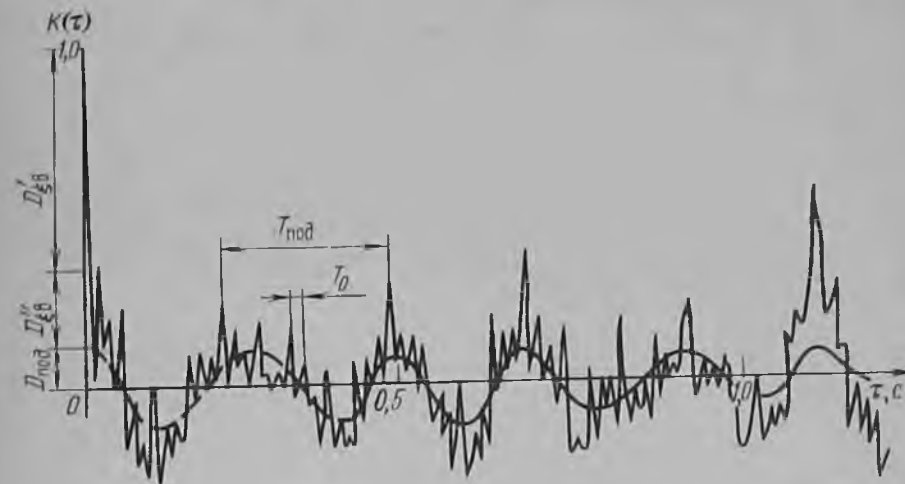


Рис. 11. График нормированной корреляционной функции нагрузок в приводе исполнительного органа комбайна типа МК:

$T_{под}$, T_0 — периоды подачи и собственных колебаний; $D_{кин}$, $D_{вч}$ — дисперсии высокочастотных слагаемых; $D_{нпд}$ — дисперсия от неравномерности подачи



тавляющие, характер процесса, долю каждой из составляющих в общей неравномерности нагрузок.

Так, характерные особенности врубных машин — это значительное число одновременно работающих резов, достаточно равномерно расположенных вдоль режущей цепи, и приводная звезда цепи, создающая при работе периодическую пульсацию нагрузок.

Наличие канатного или цепного подающего органа вызывает колебательные движения всей машины вдоль лавы (при равномерном вращении барабана лебедки — вследствие автоколебаний, при пульсирующих системах подачи — вследствие кинематики вращения). Все указанные причины, увеличивающие дисперсию нагрузок в приводе, существенны и требуют оценки и учета.

На рис. 10 приведены характерные нормированные корреляционные функции крутящего момента в редукторе исполнительного органа врубных машин. Несмотря на то, что машины

испытывались в различных условиях (первая — на углементном блоке, вторая — в шахте), характеристики корреляционных функций и основные соотношения примерно одинаковы. Неравномерность нагрузок в редукторе режущей части (при времени наблюдения процесса 10 с) в основном определяется силами сопротивления угля разрушению (70—80%), неравномерностью подачи (10%) и 10—20% (максимум) кинематикой приводной звезды.

Низкочастотные составляющие в графиках корреляционных функций не проявились, так как длительность наблюдений составляла около 10 с.

Сравнение корреляционных функций (рис. 10, *a* и *б*) показывает, что первая имеет более спокойный характер, что указывает на более однородный характер (структуру) разрушаемого массива (углементного блока).

Типичный представитель машин с многодисковым исполнительным органом (барабанным) и цепным приводом — комбайн типа МК (МК67М), нормированная корреляционная функция нагрузок в приводе исполнительного органа которого приведена на рис. 11. Две почти периодические составляющие определяются скоростью подачи ($f = 2,4$ Гц) и собственной частотой колебаний исполнительного органа относительно электродвигателя ($f_0 = 27$ Гц). Явного влияния кинематики цепной передачи нет.

Незатухающий характер колебаний с периодом T_0 говорит об устойчивости этих колебаний, а наличие всплесков на корреляционной функции — о заметной неоднородности массива. Случайные составляющие, связанные с разрушением забоя, достигают в рассмотренном случае 90% всей высокочастотной части дисперсии.

Высокочастотная часть спектра D'_ξ содержит модулированные неравномерной скоростью составляющие подачи. Однако их величину установить непосредственно из графиков затруднительно.

Повышение равномерности подачи позволит уменьшить дисперсию на величину $D_{\text{поз}}$ и части составляющей D'_ξ .

Из графиков на корреляционных функциях (рис. 12, *a*, *б*), полученных при работе двухшнекового узкозахватного комбайна типа КС2Ш (РКУ13) на шахте, видно, что в приводе верхнего шнека комбайна преобладают две частоты — первая 2 с^{-1} , соответствующая периодичности захода в забой двух групп резцов двухзахватного шнека с частотой вращения $n = 1 \text{ с}^{-1}$. Вторая частота (20 Гц) равна собственной частоте колебаний массы шнека около массы ротора электродвигателя.

Наряду с составляющими сил сопротивления, связанными с разрушением горного массива, на исполнительные органы (главным образом шнекового типа) действуют силы, являющиеся результатом погрузки отбитой горной массы. При этом мгновенная производительность погрузки изменяется случай-

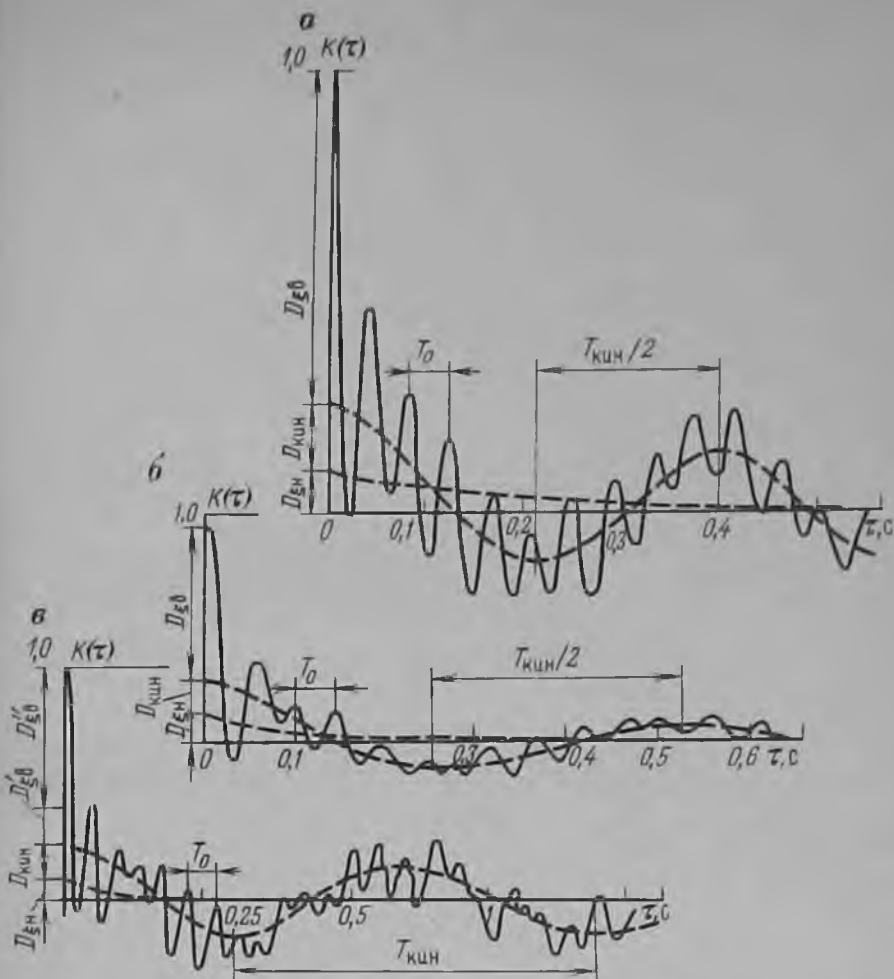


Рис. 12. Графики корреляционной функции нагрузок в приводе комбайна при активной погрузке угля:

а — нижний шнеком, б — верхним шнеком; а — в общей ветви привода; T_0 , $T_{кин}$ — периоды собственных и кинематических колебаний нагрузки; $D_{кин}$, $D_{ен}$, $D'_{ен}$ — низкочастотная и высокочастотная дисперсии

ным образом, исполнительные органы могут заштыбовываться. Действие этих сил сопротивления приводит к увеличению, во-первых, среднего значения сопротивления, а во-вторых, диссипативных сил, которые можно считать эквивалентными вязкому сопротивлению, т. е. пропорциональными мгновенной относительной скорости движения (вращения) исполнительного органа. Составляющие сил сопротивления изменяются случайным образом в зависимости от случайной ситуации, складывающейся в процессе погрузки.

Рассмотрим график корреляционной функции крутящего момента на валу нижнего шнека комбайна (рис. 13, а). Пример соответствует работе комбайна при высокой скорости подачи и движении шнеками вперед, когда один из них соприкасается со значительной массой отбитого угля. Почти все кинематические составляющие и колебания с собственной частотой, т. е.

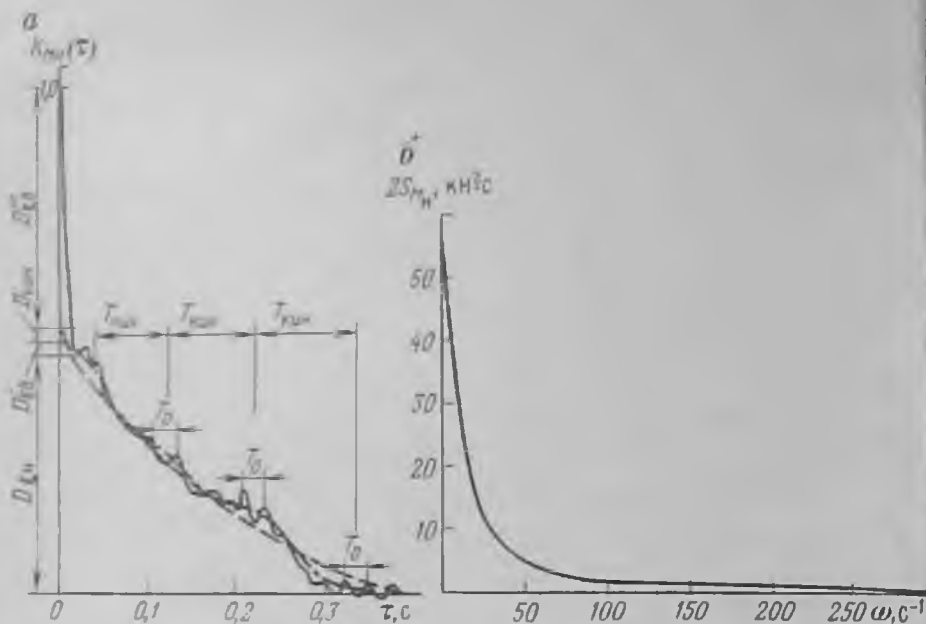


Рис. 13. График корреляционной функции (а) и спектральной плотности (б) крутящего момента на валу нижнего шнека комбайна.

$T_{0.7}$, $T_{0.5}$, $D_{0.7}$, $D_{0.5}$ — то же, что на рис. 12

колебания преимущественно в высокочастотной части спектра, задемпфированы. Коэффициент демпфирования увеличивается до $\psi=0.7$. При этом неравномерность нагрузок в приводе снижается. В спектральной плотности почти нет преобладающих частот (рис. 13, б), наблюдается рост дисперсии в области частот $0.1-1 \text{ c}^{-1}$.

Однако указанный процесс не является установившимся. При малых скоростях подачи комбайна (особенно при ходе комбайна корпусом вперед) коэффициент демпфирования снижается, и в этом случае корреляционная функция имеет другой вид (см. рис. 12, а).

Корреляционная функция крутящего момента в общей части редуктора комбайна содержит периодические составляющие, идущие от двух шнеков. В данном случае наиболее выделяются кинематическая составляющая и преобладающая собственная частота верхнего шнека (см. рис. 12, в).

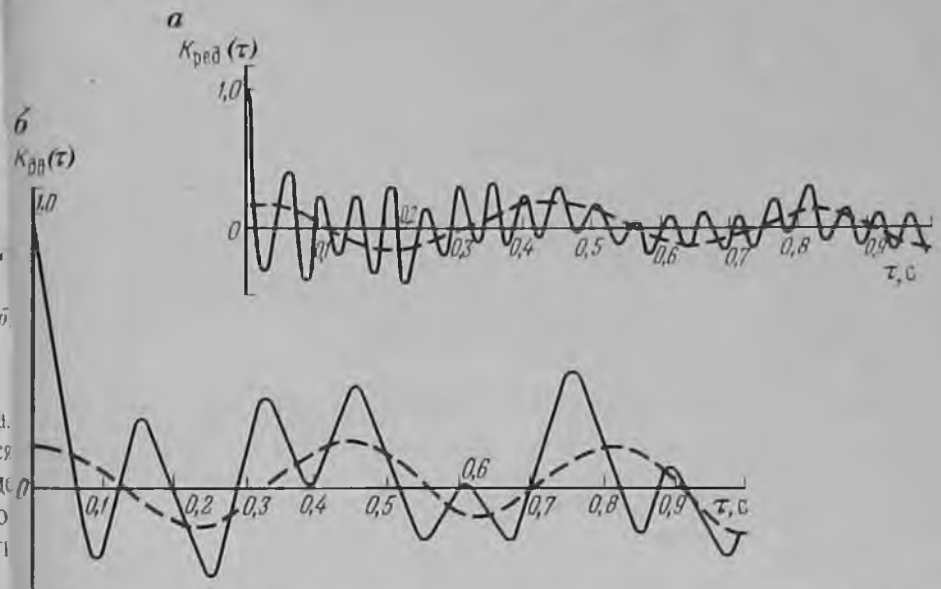
Для этого же режима корреляционная функция мощности (рис. 14), записанная с помощью киловаттметра НЗ70 ($t_{зап}=16 \text{ с}$), указывает на наличие в ней составляющей частотой 0.8 Гц , которая зависит от колебательных свойств прибора. Из этого же графика следует, что значительная доля общей дисперсии приходится на низкочастотные составляющие нагрузок, учет которых необходим и возможен с помощью длительных записей.

Другой машиной аналогичного типа служит очистной комбайн 1К101 (1К103), имеющий также два шнековых исполнительных органа.

Рис. 14. График корреляционной функции мощности комбайна типа 1К52Ш (РКУ13)

Рис. 15. Графики корреляционных функций комбайна типа 1К101 (1К103):

а — крутящего момента; б — мощности



На рис. 15, а, б приведены корреляционные функции крутящего момента в редукторе и записанной на осциллографе с помощью преобразователя П004 мгновенной мощности электродвигателя угольного комбайна с двумя шнековыми органами.

Данные получены на шахте «Восточная» ПО «Донецкуголь», где сопротивляемость угля резанию \bar{A}_p составляет всего 310 Н/см , а с учетом крепости породной прослойки мощностью приблизительно $70-200 \text{ мм}$ $\bar{A}_p=620 \text{ Н/см}$. Скорость подачи 1.6 м/мин , скорость резания 2.54 м/с . Во время исследований 90% всей нагрузки приходилось на дальний шнек.

Преобладающие частоты колебаний нагрузок в редукторе 20 Гц , а в электродвигателе 6.5 Гц . В приводе имеются также нагрузки с частотой 2.56 Гц , соответствующей частоте входа резцов шнека в породный прослойк.

Аналитические выражения корреляционных функций имеют вид:

$$K_{дв}(\tau) = 0,055 \cos 16,1\tau + (0,67e^{-1,36|\tau|} + 0,275e^{-12|\tau|}) \cos 40,8\tau; \quad (1)$$

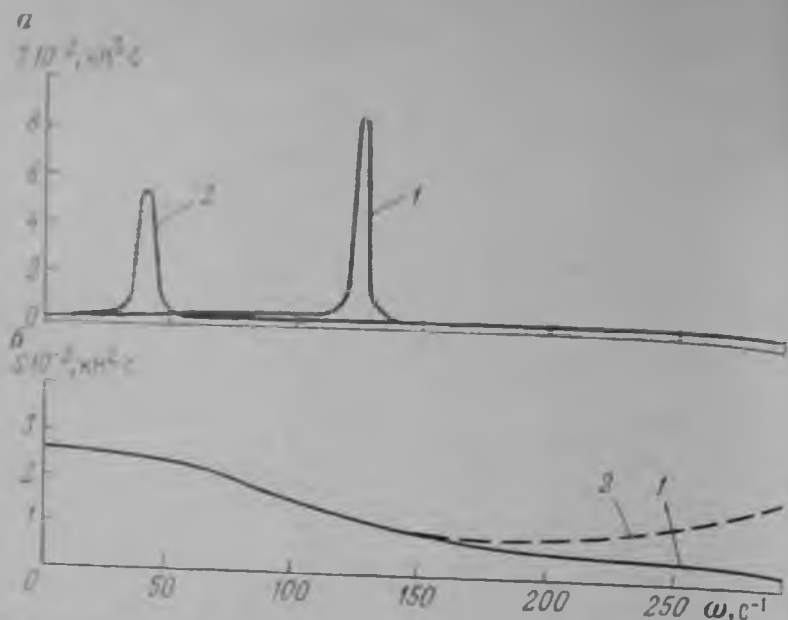


Рис. 16. Графики спектральных плотностей: а — спектральной плотности мощности в редукторе S_{ω} (1) и мощности S_{ω} (2); б — сил сопротивления на шнеке комбайна (1) и мощности S_{ω} (2).

для момента в редукторе

$$K_{M_2}(\tau) = 0,1 \cos 16,1\tau + (0,25e^{-0,68|\tau|} + 0,61e^{-130|\tau|}) \cos 125,6\tau + 0,04 \cos 125,6\tau.$$

Дисперсии детерминированных слагаемых нагрузок в двигателе и редукторе составляют менее 15% общих дисперсий. Таким образом, основная часть дисперсий нагрузок в приводе комбайна приходится на случайные составляющие. Графики спектральных плотностей нагрузок в двигателе и редукторе соответствующие корреляционным функциям 1, 2, приведены на рис. 16, а.

График спектральной плотности момента сил сопротивления на шнеке комбайна (рис. 16, б) получен путем перехода спектральной плотности нагрузки в редукторе (рис. 16, а) к спектральной плотности нагрузки на шнеке комбайна. Анализ спектральной плотности нагрузки на шнеке комбайна показывает, что из общей дисперсии $7143 \text{ (кН} \cdot \text{м)}^2$ на случайную составляющую, которая затем усиливается в приводе, приходится $5200 \text{ (кН} \cdot \text{м)}^2$; на кинематическую составляющую обусловленную конструкцией шнека и передающуюся в привод с незначительными изменениями, — $1480 \text{ (кН} \cdot \text{м)}^2$; на случайную составляющую, вызванную периодическим входом резцов в пачку породного прослойка и передающуюся в привод без изменений $463 \text{ (кН} \cdot \text{м)}^2$.

Для оценки полного спектра нагрузок в условиях шахты Донбасса проводились исследования мощности двигателя комбайна. Длительные замеры мощности осуществляли в течение нескольких часов с помощью киловаттметра НЗ70, кратковременные — в течение 1—2 мин с помощью преобр-

зователя мощности П004 и осциллографа Н700. Запись велась при движении комбайна вверх на длине лавы около 100 м при средней скорости подачи 1,2 м/мин. Марка угля Т, сопротивляемость угля разрушению 120—160 кН/м, плотность 14,6 кг/м³, пласт содержал прослойки глинистого сланца толщиной 50 мм. Кровля пласта — крепкий песчаник, почва — глинистый сланец. Комбайн был оборудован шнеками диаметром 800 мм, ширина захвата 630 мм.

Графики корреляционных функций, построенных по записи самописца и осциллографа, приведены на рис. 17. Первый, характеризующий низкочастотные составляющие спектра, может быть описан уравнением

$$K_{II}(\tau) = 0,61e^{-0,0155|\tau|} + 0,39e^{-0,68|\tau|}.$$

Второй график содержит составляющие преимущественно высокочастотные (90%) и частично низкочастотные (10%):

$$K(\tau) = 0,89e^{-16,4|\tau|} \cos 51\tau + 0,11e^{-2,26|\tau|}.$$

Высокочастотная часть спектра описывается уравнением

$$K_n(\tau) = e^{-16,4|\tau|} \cos 51\tau.$$

Отсюда следует, что при коротких записях мгновенных значений мощности двигателя (примерно 20 с) низкочастотная составляющая достигла лишь 10% всей зарегистрированной при этом дисперсии. Если из второго графика вычесть низкочастотную составляющую, проявившуюся недостаточно, а вместо нее добавить низкочастотную составляющую первого графика, то получим полный график спектральной плотности (рис. 18, а).

В исследуемом случае дисперсия низкочастотной составляющей достигает 45% всей дисперсии спектра нагрузок двигателя комбайна.

Спектральная плотность только низкочастотной составляющей приведена на рис. 18, б. Особый интерес представляют крутящие моменты на валу комбайна с исполнительным органом бурового типа. Приведем корреляционные функции нагрузок проходческого комбайна ПК8.

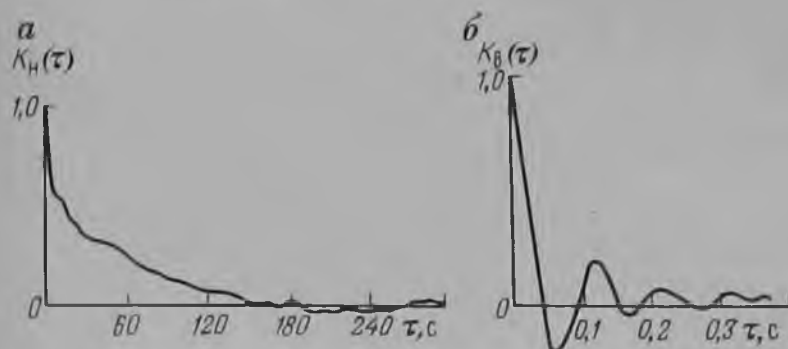


Рис. 17. График корреляционных функций мощности электродвигателя комбайна типа 1К101:

а — в записи самописцем НЗ70, б — в записи осциллографом Н700

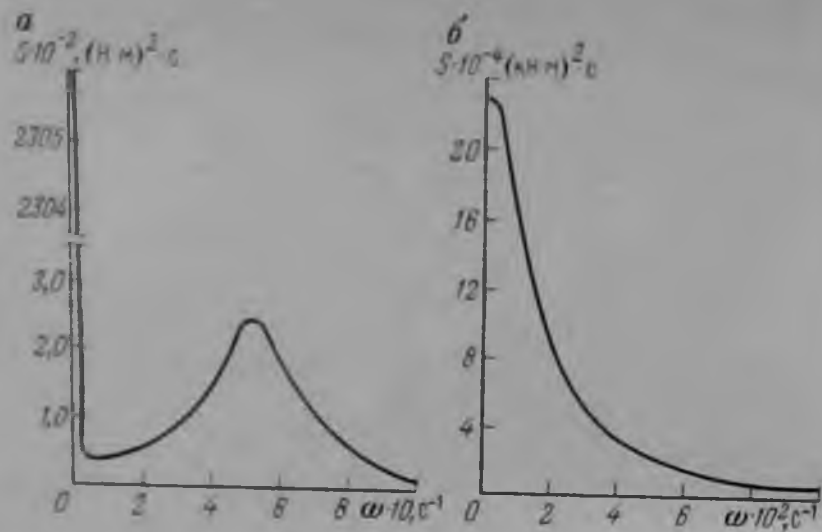


Рис. 18. График спектральных плотностей мощности электродвигателя абайна типа ИК101:

а — с учетом емкостной и индуктивной составляющих, б — без учета высокочастотных составляющих

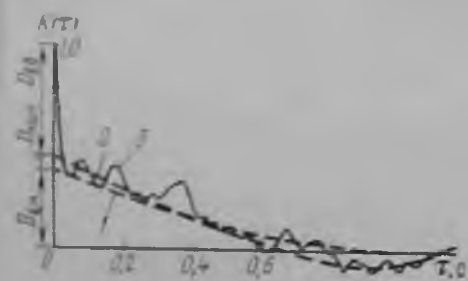


Рис. 19. График корреляционной функции длительной мощности главного привода комбайна ПК8. $D_{\text{сн}}$, $D_{\text{лн}}$, $D_{\text{кин}}$ — дисперсии высокочастотных и кинематической составляющих

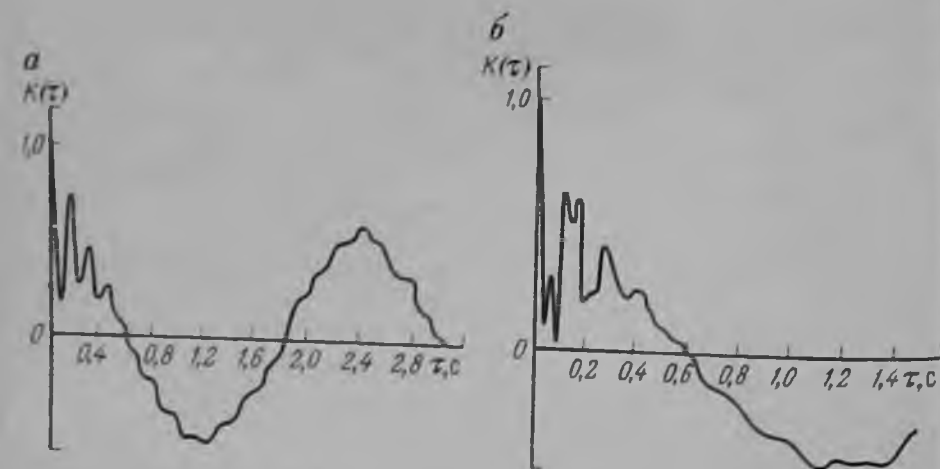


Рис. 20. График корреляционных функций:

а — электромагнитного момента левого двигателя, б — упругого момента левого редуктора

Рис. 21. Амплитудно-частотные характеристики электромагнитного момента двигателя комбайна бурового типа: 1 — ВАОПК-28, 2 — ЭДК04-4М, 3 — МА36-42-4

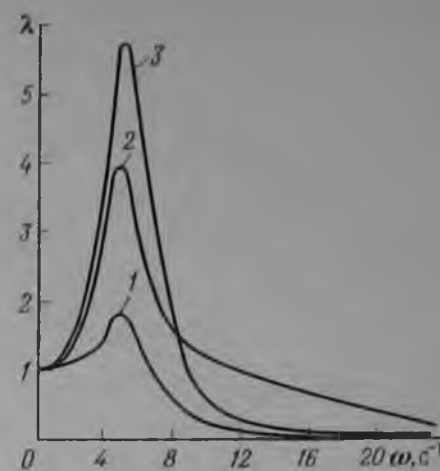


Рис. 22. График зависимости:

а — мощности двигателя от усилия подачи комбайна СК1У; б — корреляционные функции мощности (1 — 6) при усилиях подачи 80, 190, 210, 490, 900 и 950 кН соответственно

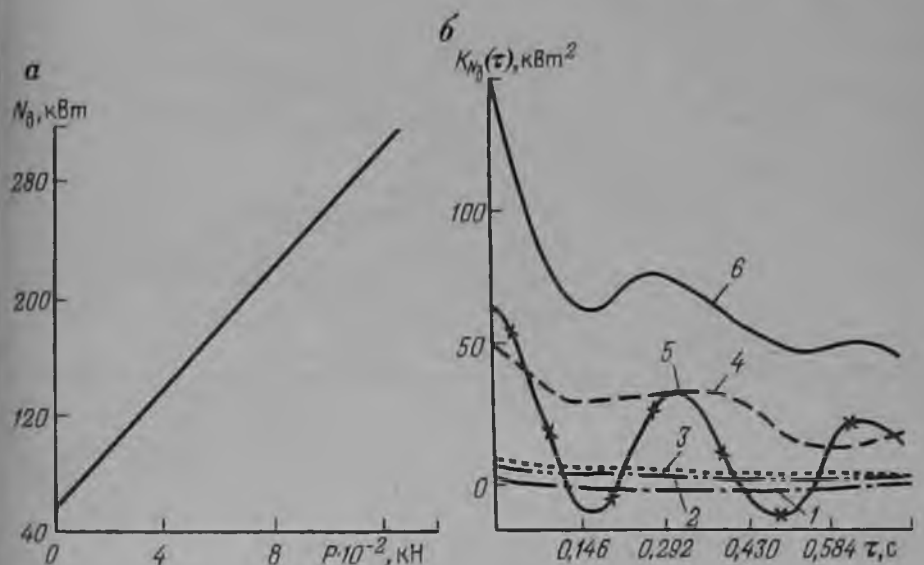


График корреляционной функции длительной мощности главного привода двухдвигательного проходческого комбайна ПК8 приведен на рис. 19. При работе по калийным солям Солигорского калийного комбината низкочастотная составляющая нагрузки достигает примерно 40% общей дисперсии нагрузок.

Корреляционный анализ осциллограмм (электромагнитного момента одного из двух первоначально установленных одинаковых электродвигателей МА36-42/4 и упругого момента в трансмиссии редуктора) (рис. 20) позволил определить средние значения дисперсии и частоты периодических и случайных составляющих нагрузок в элементах привода исполнительного органа комбайна в рабочем режиме. Нагрузки на исполнительном органе состояли из случайных составляющих сил сопротивления забоя разрушению на центральном и периферийном

бурах и периодической составляющей, вызванной внедрением четырех погрузочных ковшей, расположенных на периферийном буре, в отбитой горной массе. Частота внедрения 0,417 Гц, чему соответствует частота вращения бура 6,25 мин⁻¹. График амплитудно-частотной характеристики двигателей указывал на то, что собственные колебания электродвигателя МА36-42-4 (~4,5 Гц) сильно увеличивают дисперсию нагрузок. Переход на двигатель марки ВАОПК-280 с повышенным скольжением, у которого усиление на собственной частоте колебаний намного ниже, чем у двигателя МА36-42-4, резко (в 3,3 раза) снизил неравномерность нагрузок (рис. 21).

Применение двигателей ВАОПК-280 на комбайнах ПК8, ПК10 подняло надежность их работы и повысило производительность комбайнов примерно на 10%. Эти же двигатели были установлены на комбайнах «Урал-10КС», «Урал-20КС». Наконец, как показывает анализ работы стволопроходческого комбайна (СПК) СК1У бурового типа при проходке клетового ствола шахты им. Калинина ПО «Донецкуголь», в зависимости от режима работы в приводе возможно появление периодических колебательных процессов (рис. 22). Исполнительный орган был оснащен 20 штыревыми шарошками, забой — алевролитом (коэффициент кренности по шкале проф. М. М. Протодьяконов $f=5$) с прослойками песчаника.

Нагрузки, которые возникают в основных элементах струговых установок — тяговом органе, деталях редуктора, электродвигателе, раме струга, его опорах и т. д., состоят, как показывают исследования, из низкочастотных и высокочастотных составляющих спектра.

Вследствие автоколебательного характера формирования нагрузок основные колебания происходят с частотой, равной собственной частоте привода, которая из-за нестационарности системы привода непрерывно изменяется.

Корреляционные функции мгновенной мощности двигателя струга (рис. 23, кривая 1) и тягового усилия, пересчитанного на мощность (кривая 2) с учетом средней скорости движения струга вдоль всей лавы, получены в реальных шахтных условиях.

Из анализа корреляционных функций (см. рис. 23) можно сделать следующие выводы:

1) изменчивость физико-механических свойств массива углей вдоль лавы, куда входит также влияние отжима и способа крепления, составляет от общей дисперсии нагрузки, оцениваемой по мощности и тяговому усилию, около 40—60% (на графике $D_{\text{сн}}$);

2) автоколебательный процесс рабочего режима струговой установки от высокочастотной части спектра $D_{\text{сн}}$ составляет около 50%, или ~25% общей дисперсии нагрузок как в двигателе, так и в механической части трансмиссии;

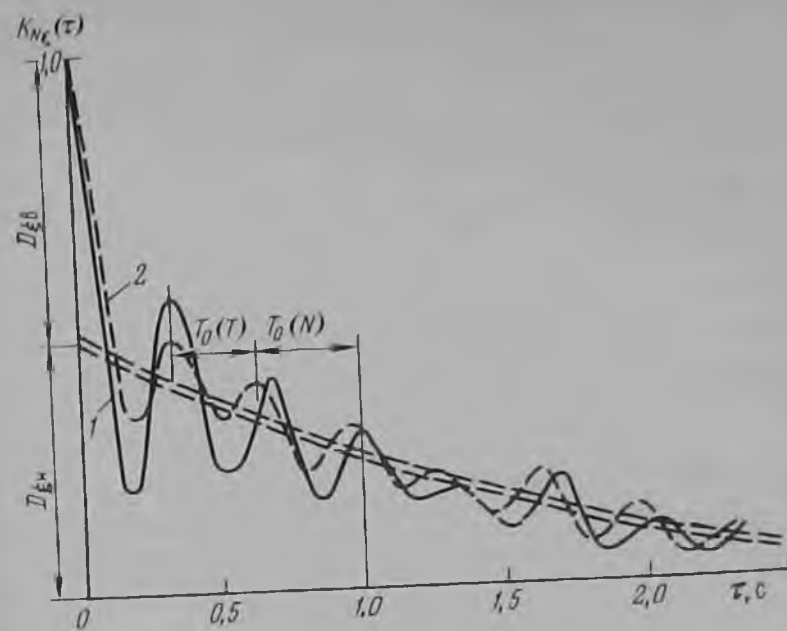


Рис. 23. График корреляционных функций мгновенной мощности двигателя и тягового усилия струга; $D_{\text{сн}}$, $D_{\text{св}}$ — дисперсии низко- и высокочастотной составляющих

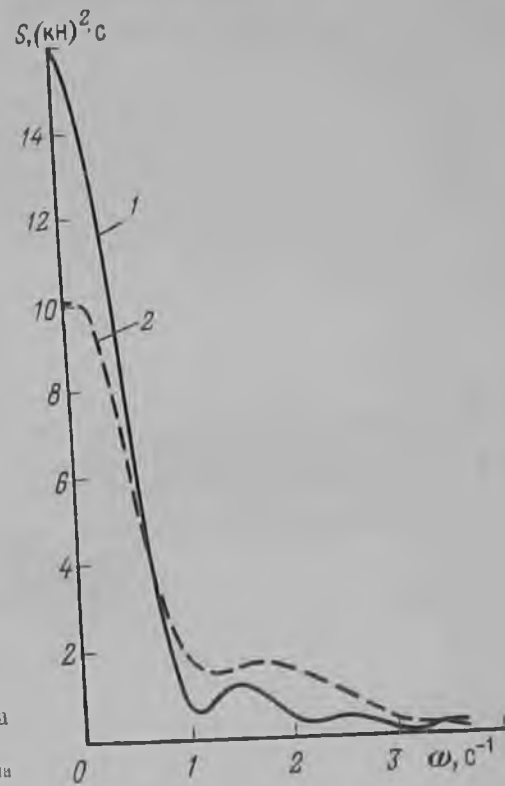


Рис. 24. График спектральных плотностей тягового усилия агрегата АК3:

1, 2 — в цепи и приводе исполнительного органа

3) влияние перекосов рештачного става, кратковременных заклиниваний опор струга на направляющих, а кроме того взаимной модуляции низко- и высокочастотной частей спектра и других причин дает также ~50% высокочастот-

ной части спектра D_{λ} , или 25% общей дисперсии ширинной частота изменения нагрузки λ в тяговом органе электродвигателе (и соответствующий ей период колебаний $T_0(M)$ и $T_0(T)$) определяется из корреляционных функций $T_0(M)$ и $T_0(T)$ установки $\lambda = 3$ Гц;

корреляционные функции мгновенной мощности и тягового усилия подобны, что позволяет оценивать усилия трансмиссии струговой установки по записи мощности. Последнее позволяет получать в шахтных условиях более длительные (по времени наблюдения нагрузок в установке и тем самым оценить и учесть изменчивость физико-механических свойств угольного пласта по его простиранию;

испытания струга на стендах с искусственным забоем сравнению с шахтными испытаниями дают отклонение нагрузках за счет низкочастотных составляющих спектра, также отражается на высокочастотной части спектра.

Оценка диаграмм плотностей распределения вероятности нагрузок за каждый проход стругом всей лавы показала, что значения коэффициентов вариации, асимметрии и эксцесса нагрузки изменяются от опыта к опыту, что подтверждает сделанный ранее вывод о необходимости длительных наблюдений при построении нагрузочных графиков;

все диаграммы имеют положительную асимметрию. На рис. 24 приведены типичные спектры нагрузок, полученные при испытании агрегата АКЗ. На этих спектрах наблюдается возрастание доли низких частот за счет изменения связанных с циклом подачи режущей части.

Анализируя полученные результаты экспериментальных исследований, можно сделать выводы:

влияние неравномерности подачи машины обнаружено не во всех машинах. В значительной степени это объясняется тем, что кинематика рабочего органа у ряда машин «задает» закон движения машине в направлении подачи. Это приводит к тому, что частота пульсации скорости подачи машины пропорциональна частоте вращения исполнительного органа, в результате чего почти невозможно увеличение доли дисперсии нагрузок от неравномерности подачи машины в дисперсии от кинематики разрушения массива исполнительными органами. Там, где удалось выделить дисперсию нагрузок от неравномерности подачи машины, она составляет около 12% в среднем и 17,8% максимально от высокочастотной части дисперсии.

Приведенные цифры получены без учета взаимно модулированных высокочастотных составляющих, являющихся результатом произведения случайной части сил сопротивления изменяющегося числа инструментов, одновременно находящихся в работе.

Наибольшую неравномерность подачи имеют буровые комбайны. дисперсия нагрузок в приводе от неравномерности подачи которых достигает 24% (без взаимно модулированной

части спектра), что объясняется процессом разрушения угля буровыми коронками;

неравномерность (динамика) нагрузки от кинематики привода (главным образом неравномерность зацепления приводной звезды с режущей цепью и др.) проявляется у врубовых машин.

Для врубовых машин кинематика привода режущей цепи дает максимальную дисперсию нагрузок около 10—20% высокочастотной части спектра. Для современных узкозахватных комбайнов кинематика привода практически не проявляется при тензометрировании нагрузок на валах, опорах и в двигателе;

неравномерность нагрузок от кинематики разрушения пород (неравномерность расстановки разрушающих инструментов по периметру исполнительного органа) наблюдается у дисковых, барабанных и шнековых исполнительных органов, т. е. почти у всех современных узкозахватных комбайнов.

Неравномерность нагрузки только от кинематики разрушения пород исполнительным органом угледобывающих машин составляет в среднем около 15% и достигает 25—30% общей высокочастотной части дисперсии.

За исключением проходческих комбайнов ПК8, ПК10 основную неравномерность нагрузок привода режущей части выемочных машин и главным образом угледобывающих машин создают силы сопротивления горных пород разрушению, определяемые высоко- и низкочастотными составляющими.

Комплексное изучение записей мощности электродвигателя с помощью самопишущего киловаттметра в течение нескольких часов и осциллографических записей мгновенной мощности на комбайнах типа КК101 в различных шахтных условиях показало, что низкочастотные составляющие по дисперсии достигают обычно 50% и более от общей дисперсии нагрузок в электродвигателе. Влияние низкочастотных составляющих, которые, таким образом, играют существенную роль в формировании нагрузок во всех элементах выемочной машины, может быть устранено регулированием скорости подачи. При этом среднее квадратическое отклонение нагрузок в приводе снизится на 30% по сравнению с той же величиной для машины без регулируемого привода в тех же условиях.

Спектральная плотность низкочастотной составляющей стремится к нулю уже при частоте около 0,5 Гц. Поэтому низкочастотная составляющая без искажения присутствует в нагрузках всех элементов привода, и в том числе в электродвигателе. Это позволяет указанную составляющую определять с большей точностью по записи мощности электродвигателя. Так как собственная частота самопишущих киловаттметров равна 0,8 Гц, можно считать, что указанные приборы с линейной характеристикой вполне приемлемы для оценки низкочастотных составляющих спектра нагрузок выемочных машин.

Низкочастотные составляющие определяются как функциями физико-механических свойств угля вдоль лавы (в случае свойств горных пород вдоль траектории движения машины), так и технологическими и организационными факторами (манипуляциями машиниста скоростью подачи с помощью кабеля, отставанием бригады и другими вынужденными задержками различного характера). Рассмотрим результаты исследования низкочастотных составляющих.

Исследования, как уже было отмечено ранее, проводились одной из шахт ПО «Артемуголь».

Корреляционные функции мощности комбайна определены без пауз в работе, но с учетом нагрузок пуска, холостого хода (20—23 кВт) и остановки при ходе вверх и вниз. Параметры корреляционных функций для этих двух случаев примерно одинаковы. Соотношения средних значений и среднеквадратических отклонений нагрузок равны, т. е. эти характеристики прямо пропорционально зависят от скорости подачи угля. Здесь и далее один штрих в индексе соответствует ходу вверх, два штриха — ходу вниз.

Уравнения корреляционных функций нагрузки для данного способа обработки всей совокупности диаграмм:

$$K''(\tau) = 0,7e^{-0,12|\tau|} + 0,18e^{-0,0073|\tau|} + 0,88e^{-0,00565|\tau|} \cos 0,035\tau + 0,12 \cos 0,0114\tau;$$

$$K''(\tau) = 0,59e^{-0,145|\tau|} + 0,32e^{-0,00533|\tau|} \cos 0,0246\tau + 0,6e^{-0,0119|\tau|} \cos 0,00838\tau + 0,3 \cos 0,002\tau.$$

Из анализа уравнений следует, что основная часть дисперсии (примерно 60% при ходе вверх и около 50% при ходе комбайна вниз) приходится на экспоненциальные составляющие, характеризующие случайные изменения физико-механических свойств угля вдоль лавы и некоторые другие чисто случайные факторы.

Примерно 26—30% всей дисперсии приходится на экспоненциально-косинусную составляющую (что говорит о периодичности в нагрузках некоторой периодичности: в первом случае 3 мин, а во втором случае 4,25 мин), определяемую, как установлено, временем (периодом) безостановочной работы комбайна. Из этого можно сделать вывод, что вследствие организационных и технологических факторов в лаве комбайн работал непрерывно без остановки в течение только 3 мин при ходе вверх и 4,25 мин ($v_{под} = 2,8$ м/мин) при ходе вниз. Действительно, при машинном времени (хронометражу) работы комбайна 29 мин 40 с и 11 остановок средняя продолжительность рабочего периода для хода вверх равна 29 мин 40 с : 11 = 2,7 мин, а для хода комбайна вниз 33 мин 10 с : 8 = 4,27 мин.

Около 9—11% общей дисперсии по обоим опытам приходится на почти периодическую составляющую с периодом в пространстве 15—18 м ($T = 9$ мин) при ходе вверх и 13—15

$T = 5,25$ мин) при ходе вниз, которая объясняется тем, что машинист комбайна почти периодически вынужден восстаивать раздвижку исполнительных органов из-за утечки масла в их гидродомкратах поддержки.

В корреляционной функции нагрузки при ходе комбайна вниз присутствует также периодическая составляющая (16% общей дисперсии) с периодом 1 мин 15 с, вызванная, по-видимому, периодическим снижением машинистом скорости подачи для предупреждения схода комбайна с конвейера и лучшей очистки лавы вследствие высокой (до 3 м/мин) средней скорости подачи комбайна. Хотя некоторые из этих составляющих относятся к технологическим, но определяются они конструктивными особенностями машины: погрузочной способностью шнеков, устойчивостью комбайна, утечками гидросистемы, необходимостью подтягивать кабель и т. д.

Средние значения, средние квадратические отклонения нагрузок, их эксцессы, асимметрия и другие параметры для графиков нагрузки без учета пауз в работе комбайна приведены ниже.

Параметр	m (кВт)	σ (кВт)	v	S	E
Направление движения комбайна:					
вверх	55,6	21,2	0,375	0,45	0,12
вниз	63,2	23,5	0,372	0,4	-0,26

В заключение следует отметить, что, как показал приведенный выше анализ, формирование нагрузок в элементах горных выемочных машин — процесс достаточно сложный; нагрузки, действующие в деталях и узлах этих машин, являются исходным определяющим фактором, и надежность работы выемочных машин будет зависеть от того, насколько точно расчетные нагрузки, принимаемые для определения прочностных размеров деталей, соответствуют фактически действующим.

2. РЕЖИМЫ НАГРУЖЕНИЯ ГОРНЫХ ВЫЕМОЧНЫХ МАШИН В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

2.1. ТИПОВАЯ МОДЕЛЬ РЕЖИМА НАГРУЖЕНИЯ

Надежность горных выемочных машин в значительной степени обусловлена тем, насколько точно расчетные режимы нагружения соответствуют фактическим, встречающимся в процессе эксплуатации. Под режимом нагружения понимается совокупность сочетаний различных уровней нагрузок с длительностью их действия. Параметры режимов нагружения горных выемочных машин в эксплуатации определяют продолжительность действия или отсутствия нагрузок и их уровень. В связи с тем, что условия эксплуатации горных выемочных машин чрезвычай-

но многообразны, режимы их нагружения имеют вероятностную природу. Поэтому режим нагружения машины в эксплуатации необходимо рассматривать в вероятностно-статистическом аспекте.

Разработка типовой модели режима нагружения производится с целью описания многообразия механических воздействий математической моделью, учитывающей их структуру, а условия функционирования машины.

На сложность и многообразие режимов нагружения горных выемочных машин указывалось выше (см. разд. 1).

Математическая модель режима нагружения горной выемочной машины строится исходя из возможности охватить основные закономерности и наиболее существенные элементы их связи как с другими элементами, так и со средой. При определении закономерностей режима нагружения горных выемочных машин необходимо в первую очередь построить структурную модель машины.

Для разработки структурной модели горной выемочной машины наиболее приемлемым является граф $G(E, U)$, где E — множеством вершин E служат функциональные элементы, а множеством ребер U — связи между элементами [16, 31]. Такое представление структурной модели позволяет показать как сами элементы, так и существующие между ними связи и построить модели горных машин.

Структурные элементы выемочной машины (B) [30]

$$B = \{P, H, П\},$$

где P (орган разрушения) — исполнительный орган, посредством которого осуществляются отделение от массива и дробление угля на транспортабельные куски; H (орган навалки) — орган перемещения разрушенного угля от забоя и относительно навалки его на доставочную машину; $П$ (орган передвижения) — орган передвижения исполнительного и погружающего органов или всей машины на обрабатываемый участок выемки.

Каждая машина имеет привод, который обеспечивает выполнение машиной своих функций.

Структурные элементы привода $П$:

$$П = \{Э, С, Д\},$$

где $Э$ (преобразователь энергии) — элемент, в котором одна форма энергии переходит в другую; $С$ (преобразователь скорости) — элемент, позволяющий увеличить или уменьшить скорость движения; $Д$ (преобразователь движения) — элемент, позволяющий изменить вид движения.

Представленные формулы определяют подмножество элементов графа машины. Подмножество ребер характеризуется

$$U = \{T, K_n, K_0\} = \{-, +, \times\},$$

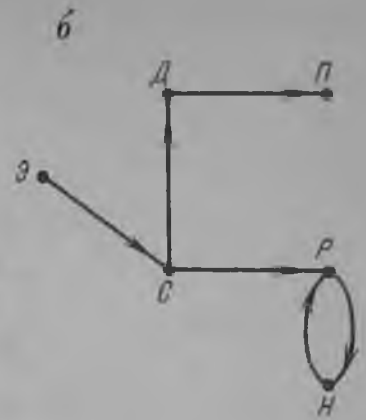
где $T(-)$ — технологическая связь, осуществляемая соглас-

Рис. 25. Структурная модель комбайна КШ1КГ:

а — на булевой матрице; б — на ориентированном графе.

а

	Э	С	Д	П	Н	Р
Э		1				
С			1			1
Д				1		
П						
Н						1
Р					1	



нием с технологическим процессом обособленных машин для их целесообразного сочетания. Она обязательна и при наличии других связей; $K_n(+)$ — кинематическая связь, осуществляемая сочетанием технологически согласованных и сохранивших свою индивидуальность функциональных машин; $K_0(\times)$ — конструктивная связь, осуществляемая совмещением базовых элементов технологически согласованных и кинематически увязанных функциональных машин. Она всегда приводит к изменению конструкции индивидуальных машин и к потере ими своей обособленности.

Для комбайна КШ1КГ (рис. 25) построена структурная модель, заданная на булевой матрице и определенная в виде ориентированного графа. Элементы, у которых дуги замкнуты (P, H), связаны конструктивно, а направление стрелки указывает на направление усилия $e(t)$ и скорости $f(t)$. Механическая интерпретация этих понятий такова [26]: усилие e — сила; поток f — скорость.

Электрическая интерпретация: усилие e — напряжение; поток f — ток.

Интерпретация естественным образом распространяется на случай механики вращения и основывается на следующих аналогах: усилие e ставится в соответствие с вращающим моментом; поток f — с угловой скоростью.

Наряду со структурой горных машин необходимо рассмотреть схемы их работы, систематизация которых разработана В. И. Солодом.

Схема работы определяет связи и порядок перемещений как функциональных элементов, так и самих горных выемочных машин. Схема функционирования горной машины может быть представлена в виде [30]

$$C = \{П, В, Г\},$$

где $П, В, Г$ — продольное, вертикальное и горизонтальное перемещение соответственно.

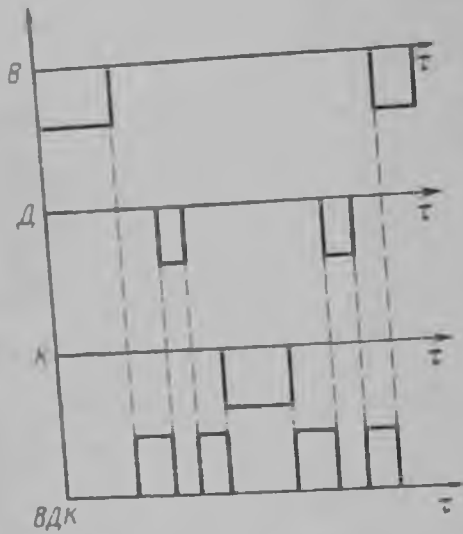


Рис. 26. График схемы функционирования очистного комплекса с учетом надежности.
В — выемочной машины; Д — доставочной машины; К — трассы ВДК комплекса.

Подмножество связей

$$U = \{T, K_n, K_o\} = \{-, +, \times\},$$

где $T(-)$ — технологическая связь, осуществляемая согласованием функциональных перемещений для целесообразного сочетания при выполнении рабочего процесса; $K_n(+)$ — кинематическая связь, осуществляемая геометрическим сложением технологически согласованных и сохранивших свою обособленность функциональных перемещений; $K_o(\times)$ — конструктивная связь, характеризуемая совмещением технологически согласованных и кинематически увязанных обособленных или замкнутых конструктивными параметрами функциональных перемещений.

При разработке модели режима нагружения горной выемочной машины учитывается, что она входит в комплекс механизации технологического процесса выемки угля. График схемы функционирования очистного комплекса (ВДК) показан на рис. 26. В результате наложения рабочего процесса на схему функционирования, построенную с учетом надежности, получаем модель режима нагружения горной выемочной машины (рис. 27).

Математическая модель режима нагружения горных выемочных машин определяется формулой

$$\Phi(t) = P(t) \Pi(t),$$

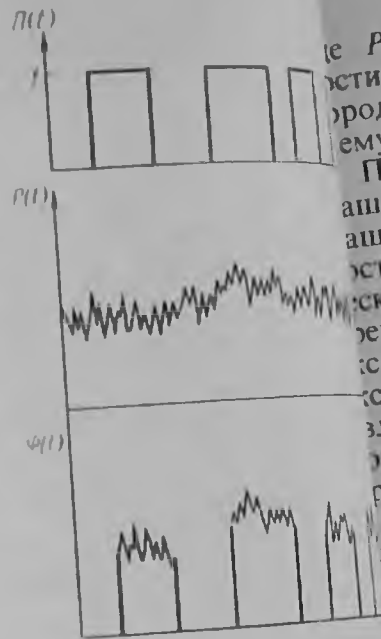


Рис. 27. Модель режима нагружения горной выемочной машины.

где $P(t)$ — непрерывная составляющая, характеризующая статистический характер физико-механических свойств угля и пород; $\Pi(t)$ — пульсирующая составляющая, характеризующая режиму функционирования и надежности машины.

Полученная модель режима нагружения горных выемочных машин учитывает структуру и конструктивное исполнение машины, схему ее работы в технологическом процессе, надежность, условия эксплуатации, горно-геологические, горнотехнические и организационные факторы и их изменчивость во времени и дает наиболее общее представление о режиме эксплуатации горных выемочных машин, который определяет эксплуатационную нагруженность и ресурс машин. Модель является наиболее общей и позволяет отразить единство конструкции горных выемочных машин и технологических процессов выемки угля.

Параметры режима нагружения горных выемочных машин в период действия нагрузки определяются главным образом изменчивостью физико-механических свойств разрушаемого массива угля и в первую очередь сопротивляемостью угля резанию \bar{A}_p , которая характеризуется нормальным законом распределения

$$f(\bar{A}_p) = \frac{1}{\sigma_{\bar{A}_p} \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(\bar{A}_p - m_{\bar{A}_p})^2}{2\sigma_{\bar{A}_p}^2} \right],$$

где $m_{\bar{A}_p}$, $\sigma_{\bar{A}_p}$ — математическое ожидание и среднее квадратическое отклонение сопротивляемости угля резанию соответственно.

Исходя из этого непрерывную составляющую $P(t)$ режима нагружения горных выемочных машин с достаточной точностью можно считать распределенной по нормальному закону

$$f(P) = \frac{1}{\sigma_p \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(P - m_p)^2}{2\sigma_p^2} \right],$$

где σ_p , m_p — соответственно среднее квадратическое отклонение и математическое ожидание непрерывной составляющей процесса функционирования.

Пульсирующая составляющая $\Pi(t)$ режима нагружения горных выемочных машин характеризует периоды действия (τ_p) и отсутствия (τ_n) нагрузки, которые можно считать распределенными по экспоненциальному закону $f(\tau) = \lambda e^{-\lambda\tau}$.

Параметры закона, определяющие среднее число периодов действия и отсутствия нагрузки, определяются по формулам

$$\lambda_p = \frac{1}{\tau_p}, \quad \lambda_n = \frac{1}{\tau_n},$$

где τ_p , τ_n — средняя длительность периодов действия и отсутствия нагрузки соответственно.

Необходимо отметить, что средние квадратические значения периодов действия и отсутствия нагрузки будут соответственно равны их математическим ожиданиям: $\sigma_p = \bar{\tau}_p = m_p$.

Математическое ожидание пульсирующей составляющей режима нагружения $P(t)$ не что иное, как вероятность нахождения горной выемочной машины в рабочем режиме эксплуатации:

$$m_p = f \bar{\tau}_p / (\bar{\tau}_p + \bar{\tau}_n).$$

Дисперсия $P(t)$ будет определяться произведением вероятностей нахождения машины в состоянии работы и простоя:

$$D_p = f q = \bar{\tau}_p \bar{\tau}_n / (\bar{\tau}_p + \bar{\tau}_n)^2.$$

Закон распределения пульсирующей составляющей режима нагружения $P(t)$ задается следующим рядом распределения:

$$P_i \begin{cases} 0 & 1 \\ \frac{\bar{\tau}_n}{\bar{\tau}_p + \bar{\tau}_n} & \frac{\bar{\tau}_p}{\bar{\tau}_p + \bar{\tau}_n} \end{cases}$$

Установив закономерности непрерывной $P(t)$ и пульсирующей $P(t)$ составляющих режима нагружения горных выемочных машин, определим закон распределения $\Phi(t)$ следующим образом.

Исходя из того, что P_i — ($i=1, 2$) имеем [32]:

$$\text{при } P=0 \quad f(\Phi) = \frac{\bar{\tau}_n}{\bar{\tau}_n + \bar{\tau}_p} \delta(0);$$

$$\text{при } P=1 \quad f(\Phi) = \frac{\bar{\tau}_p}{\bar{\tau}_n + \bar{\tau}_p} f_p.$$

В результате закон режима нагружения горной выемочной машины:

$$f(\Phi) = \frac{\bar{\tau}_n}{\bar{\tau}_n + \bar{\tau}_p} \delta(0) + \frac{\bar{\tau}_p}{\bar{\tau}_n + \bar{\tau}_p} \frac{1}{\sigma_p \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(P - m_p)^2}{2\sigma_p^2} \right].$$

Полученный закон — наиболее общий, характеризующий режим нагружения горных выемочных машин, так как учитывает влияние надежности, горно-геологических, горнотехнических организационных факторов, структуру и технологическую работу машины.

Математическое ожидание $\Phi(t)$ будет определяться следующим выражением:

$$m_\Phi = m_p m_n,$$

где m_p , m_n — математическое ожидание непрерывной и пульсирующей составляющей соответственно.

В соответствии с выражениями для определения численности

характеристик составляющих режима нагружения выражение (3) можно представить в виде: $m_\Phi = \frac{\bar{\tau}_p}{\bar{\tau}_n + \bar{\tau}_p} m_p$.

Для определения такой числовой характеристики, как дисперсия, которая характеризует разброс текущих значений $\Phi(t)$ относительно среднего значения, необходимо определить корреляционную функцию: $D_\Phi = K(t_1, t_2)$, а для стационарного процесса $D_\Phi = K(0)$.

Будем исходить из того, что корреляционная функция случайной функции $\Phi(t)$ есть неслучайная функция двух аргументов — $K_\Phi(t_1, t_2)$, которая при каждой паре значений t_1 и t_2 равна корреляционному моменту соответствующих сечений случайной функции [5], т. е.

$$K_\Phi(t_1, t_2) = M[\Phi(t_1)\Phi(t_2)],$$

$$\text{т. е. } \Phi(t_1) = \Phi(t_1) - m_\Phi(t_1); \quad \Phi(t_2) = \Phi(t_2) - m_\Phi(t_2).$$

В свою очередь $\Phi(t) = P(t) \Pi(t)$. Тогда

$$K_\Phi(t_1, t_2) = M\{[\Phi(t_1) - m_\Phi(t_1)][\Phi(t_2) - m_\Phi(t_2)]\} =$$

$$= M\{[P(t_1)\Pi(t_1) - m_p(t_1)m_n(t_1)][P(t_2)\Pi(t_2) - m_p(t_2)m_n(t_2)]\}.$$

Основываясь на результатах работы [29], получим выражение для корреляционной функции режима нагружения горных выемочных машин:

$$K_\Phi(t_1, t_2) = K_p(\tau)K_n(\tau) + m_p^2 K_n(\tau) + m_n^2 K_p(\tau).$$

Для определения дисперсии режима нагружения используем выражение [24]

$$D_\Phi = K_\Phi(t_1, t_2) = D_p D_n + m_p^2 D_n + m_n^2 D_p.$$

Подставив ранее полученные выражения для числовых характеристик составляющих, получим:

$$D_\Phi = \frac{\bar{\tau}_n \bar{\tau}_p}{(\bar{\tau}_n + \bar{\tau}_p)^2} D_n + \frac{\bar{\tau}_n \bar{\tau}_p}{(\bar{\tau}_n + \bar{\tau}_p)^2} m_p^2 + \frac{\bar{\tau}_p^2}{(\bar{\tau}_n + \bar{\tau}_p)^2} D_p.$$

Корреляционную функцию непрерывной составляющей режима нагружения, характеризующую изменчивостью физико-механических свойств массива, можно представить в виде

$$K_p(\tau) = \sigma_p^2 \exp[-\alpha(\tau)],$$

где α — коэффициент корреляционной функции.

Корреляционная функция пульсирующей составляющей, характеризующая схемой и надежностью функционирования, имеет вид:

$$K_n(\tau) = \frac{\bar{\tau}_n \bar{\tau}_p}{(\bar{\tau}_n + \bar{\tau}_p)^2} \exp \left[-\left(\frac{\bar{\tau}_p + \bar{\tau}_n}{\bar{\tau}_p \bar{\tau}_n} \right) \tau \right].$$

В соответствии с этим корреляционная функция режима нагружения горных выемочных машин

$$K_{\Phi}(t_1, t_2) = \sigma_{\Phi}^2 \frac{\bar{t}_p \bar{t}_n}{(\bar{t}_p + \bar{t}_n)^2} \exp \left[- \left(\frac{\bar{t}_p + \bar{t}_n}{\bar{t}_p \bar{t}_n} + \alpha \right) \tau \right] + m_{\Phi}^2 \frac{\bar{t}_p^2 \bar{t}_n^2}{(\bar{t}_p - \bar{t}_n)^2} \exp \left[- \left(\frac{\bar{t}_p + \bar{t}_n}{\bar{t}_p \bar{t}_n} \right) \tau \right] + \sigma_{\Phi}^2 \frac{\bar{t}_p^2}{(\bar{t}_p + \bar{t}_n)^2} \exp [-\alpha(\tau)].$$

Одной из основных числовых характеристик режима нагружения горных выемочных машин считается коэффициент вариации: $v_{\Phi} = \sigma_{\Phi} / m_{\Phi}$. Он является безразмерной величиной, позволяет использовать его в качестве универсальной количественной оценки режима нагружения машины различной конструкции. Подставив в это выражение значения среднего квадратического отклонения и математического ожидания, определив квадрат коэффициента вариации

$$v_{\Phi}^2 = \frac{\sigma_{\Phi}^2}{m_{\Phi}^2} = \frac{\sigma_{\Phi}^2}{m_{\Phi}^2}$$

Учитывая, что $\sigma_{\Phi} m_{\Phi}^{-1} = v_{\Phi}$, окончательно получим выражение для определения коэффициента вариации режима нагружения горных выемочных машин

$$v_{\Phi} = \sqrt{v_p^2 v_n^2 + v_n^2 + v_p^2}$$

2.2. СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ

Обоснованное повышение надежности и эффективности работы горных выемочных машин возможно на основе анализа режимов их нагружения в эксплуатации.

Как известно, режимы нагружения горных машин случайны по своему характеру. Поэтому при их анализе используется способ статистической обработки данных, основанный на теории нестационарных случайных процессов, позволяющий установить вид случайного процесса, к которому относится реализация режима нагружения, а также качественные и количественные характеристики параметров режимов нагружения горных выемочных машин.

Планирование экспериментальных исследований режимов нагружения горных выемочных машин основывается на закономерностях и специфике работы угледобывающей техники [4]. Планирование экспериментальных исследований направлено на обоснование рационального объема испытаний, так как параметры режимов нагружения определяются в количественно-вероятностной форме, что требует больших затрат на контроль в процессе эксплуатации и обработку его результатов.

При планировании эксперимента в первую очередь необходимо определить минимальную длину реализации, т. е. минимальное время регистрации процесса, по формуле [11]

$$T \geq \frac{T_n}{2\pi[\Delta_{доп}]}, \quad (4)$$

где T_n — период самой низкой частотной составляющей процесса; $[\Delta_{доп}]$ — допустимая погрешность.

Основываясь на том, что период самой низкой частотной составляющей режима нагружения горных выемочных машин определяется длительностью работы или простоя машины в течение смены, принимаем его равным 60 мин, а допустимую погрешность равной 1%. Тогда, используя формулу (4), получим, что минимальное время контроля процесса должно составлять 20 ч.

Следующий этап планирования экспериментальных исследований — установление скорости регистрации процесса, которое должно быть осуществлено на основе данных по рабочему процессу, т. е. по периоду самой высокой частотной составляющей процесса. Для регистрации режима нагружения горной выемочной машины скорость регистрации принята 1,5 мм/с.

Планирование экспериментальных исследований режимов нагружения горных выемочных машин основывается на необходимости получения информации о работе машин в различных очистных забоях, т. е. учете совокупного влияния горно-геологических, горнотехнических и организационных факторов.

Контроль режимов нагружения горных выемочных машин основан на способе [27], в котором реализация процесса функционирования представляется в виде нагрузочных диаграмм мощности, что позволяет обеспечить непрерывное поступление информации. Система контроля основана на регистрации мгновенных значений мощности, потребляемой машиной в процессе эксплуатации. Принцип работы системы контроля основан на том, что показания потребляемой мощности снимаются с фидера контролируемого очистного забоя на подстанции с помощью датчика Холла. Полученный датчиком сигнал постоянного тока, пропорциональный потребляемой мощности, подается на усилитель, с которого усиленный сигнал по телефонному кабелю поступает на диспетчерский пункт и регистрируется приемником, в качестве которого используется самопишущий прибор.

В результате системы контроля регистрируется диаграмма реализации режима нагружения горной выемочной машины.

При статистической обработке данных по контролю режимов нагружения используют различные методы их схематизации. Важность выбора метода схематизации объясняется тем, что он в решающей степени определяет точность оценки долговечности машины. Существуют различные методы схематизации [6, 12, 13, 19] максимумов, учета одного экстремума, размахов, укрупненных размахов, полных циклов и др.

Так как наиболее точные результаты обработки дает метод полных циклов, он использован при статистической обработке

экспериментальных данных по режимам нагружения горных выемочных машин. Этот метод, учитывающий как основные и дополнительные на них промежуточные циклы нагружения, позволяет установить зависимость между уровнем амплитуды напряжений и числом циклов их действия.

Обработка экспериментальных данных проводилась на ЭВМ. Исходная информация представлялась массивом дискретных значений процесса, записанного на перфокарту с помощью преобразователя аналого-кода типа Ф-001. При этом дискретизация процесса нагружения (Δ) устанавливалась исходя из требования учета наибольшей частоты процесса нагружения (f_{max} (согласно В. А. Котельникову) $\Delta = f / (4-6) f_{max}$).

В результате обработки экспериментальных исследований каждой реализации были получены следующие параметры характеристики рабочего режима:

$f(r)$ — плотность распределения вероятностей;

m_p — среднее значение нагрузки;

σ_p — среднее квадратическое отклонение нагрузки;

v_p — коэффициент вариации непрерывной составляющей режима работы;

$S_p(\omega)$ — спектральная плотность непрерывной составляющей, позволяющая судить о распределении дисперсии процесса по частотам и показывающая, какие из них преобладают;

$K_p(\tau)$ — автокорреляционная функция непрерывной составляющей, характеризующая зависимость между величинами, относящимися к различным моментам времени;

$f(\bar{t}_p), f(\bar{t}_n)$ — плотность распределения вероятностей времени непрерывной работы и простоев соответственно;

λ_p, λ_n — частота периодов производительной работы и простоев соответственно;

$\bar{t}_p = \sigma_{\lambda_p}, \bar{t}_n = \sigma_{\lambda_n}$ — среднее время непрерывной работы и простоев соответственно;

$v_n = \sqrt{\frac{\sigma_{\lambda_n}^2}{\bar{t}_n^2}}$ — коэффициент вариации пульсирующей составляющей;

$v_\Phi = \sqrt{v_n^2 v_p^2 + v_p^2 + v_n^2}$ — коэффициент вариации;

$K_\Phi(t)$ — корреляционная функция;

$S_\Phi(t)$ — спектральная плотность;

$f(\Phi)$ — плотность распределения вероятностей.

Для определения свойств режима нагружения, т. е. является ли процесс стационарным или нестационарным, рассмотрим корреляционную функцию процесса. Известно [5], что единственное условие, которому должна удовлетворять стационарная функция, таково: $K(t, t' + \tau) = K(t, t')$.

Поэтому стационарной случайной функцией будет такая корреляционная функция, которой зависит не от обоих своих аргументов t и t' , а только от разности τ между ними. При стационарном процессе для любых двух участков, имеющих

одну и ту же длину τ , значения корреляционной функции $K(t_1, t_1 + \tau)$ и $K(t_2, t_2 + \tau)$ должны быть одинаковыми.

Используя понятие времени (интервала) корреляции τ_k , поделим требуемую величину участка τ . Для стационарного случайного процесса всегда можно указать такое τ_k , что при $\tau > \tau_k$ абсолютная величина коэффициента корреляции будет меньше заданной $|K(\tau)| < 0,05$, т. е. практически равной нулю [38]. Учитывая свойства времени (интервала) корреляции τ_k и условие стационарности, получаем, что корреляционная функция будет:

$$K(t, t + \tau) = K(\tau) \quad \text{при } \tau > \tau_k;$$

$$K(t, t + \tau) \neq K(\tau) \quad \text{при } \tau < \tau_k.$$

Отсюда можно сделать вывод, что при $\tau > \tau_k$ процесс стационарный, а при $\tau < \tau_k$ — нестационарный.

Результаты экспериментальных исследований режима нагружения горных выемочных машин в процессе эксплуатации показали, что время корреляции составляет $\tau_k = 6-10$ мин, а среднее время непрерывной работы $\tau_p = 2-5$ мин, т. е. $\tau_p < \tau_k$ [29].

Это позволяет сделать вывод о том, что режим нагружения горных выемочных машин является нестационарным случайным процессом, а рассмотрение процесса эксплуатационной нагруженности горных машин как стационарного процесса противоречит фактическим данным и может приводить к неправильным результатам при расчете прочности и долговечности элементов горных выемочных машин.

3. ЭМПИРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Экспериментально-статистический способ определения характеристик режимов нагружения как «пассивный» метод установления закономерностей формирования режимов нагружения горных выемочных машин позволяет тем не менее определять эмпирические характеристики режимов нагружения машин в различных условиях и технологических схемах эксплуатации и устанавливать общие, присущие данному типу машины закономерности.

Электрические характеристики режимов нагружения комбайна КШ1КГ были определены на основании данных экспериментальных исследований, проведенных совместно с В. И. Постниковым на ряде шахт ПО «Новомосковскуголь». Общая длительность наблюдений в различных лавах составила 2658 смен. Обработка экспериментальных данных, проведенная совместно с В. А. Андроновым, полностью подтвердила результаты аналитического определения характеристик режимов нагружения, а также позволила установить, что среднее время непрерывной работы комбайна КШ1КГ составляет 4—8 мин, а среднее время простоя 8—12 мин. Экспериментально полученные законы

Рис. 28. Гистограмма распределения мощностей комбайна К103 в рабочем режиме

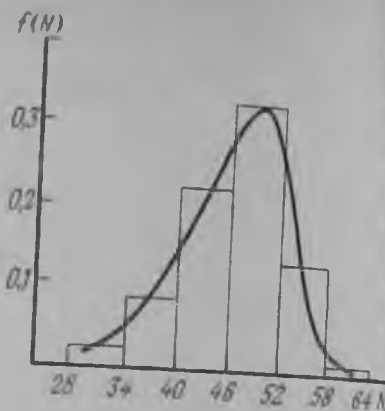
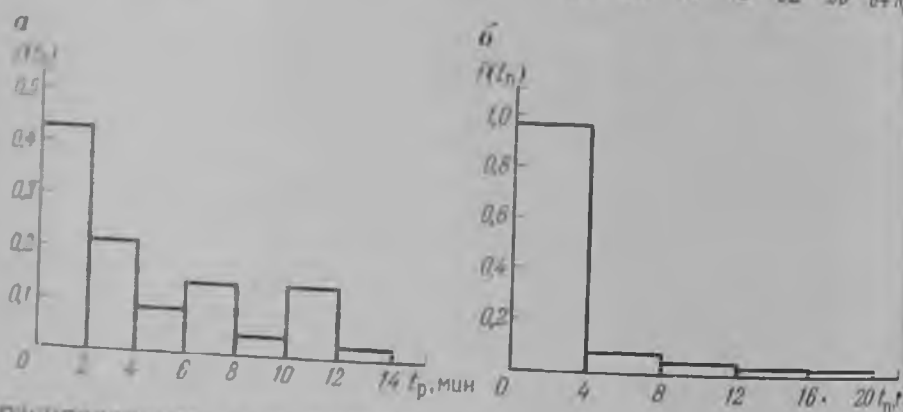


Рис. 29. Гистограммы распределения периодов работы (а) и простоя (б) комбайна К103



распределения непрерывной и пульсирующей составляющей режима нагружения очистного комбайна КШКГ достаточно точно аппроксимируются соответственно нормальным и экспоненциальными законами распределения.

Экспериментальные исследования режимов нагружения комбайна К103 проведены автором при участии Н. В. Суриной, В. А. Андропова на шахте № 3 «Великомостовская» ПО «Укрзападуголь» в лаве № 78. Характеристика лавы: геологическая мощность — 0,9 м (0,83—1,08 м); вынимаемая мощность — 0,83—1,14 м (средняя 0,95 м); длина лавы — 170 м; угол падения пласта — 0—3°; плотность угля — 1,66 т/м³.

Статистическая обработка результатов контроля режимов нагружения комбайна К103 в шахте № 3 «Великомостовская» ПО «Укрзападуголь» позволила получить гистограммы распределения непрерывной и пульсирующей составляющих режимов нагружения комбайна К103 в лаве № 78 шахты № 3 «Великомостовская» следующие: среднее время работы $t_p = 4,3$ мин; среднее время простоя — 7,3 мин; коэффициент вариации $v_p = 0,13$; коэффициент вариации $v_{п} = 1,3$; коэффициент вариации $v_{ф} = 1,31$.

Обработка результатов контроля режимов нагружения комбайнов 1ГШ68 на шахте «Октябрьская» ПО «Донецкуголь» и комбайна К103 на шахте «Миусская» ПО «Торезантрацит» и «Новодонецкая» ПО «Добропольеуголь», комбайна РКУ13 на

шахте № 3 «Великомостовская» ПО «Укрзападуголь», проведенная совместно с институтом Гипроуглемаш, показала, что среднее время непрерывной работы данных комбайнов составляет 2,8—5,6 мин, а время простоя — 5—9 мин. Проведенный анализ позволил также установить, что периоды непрерывной работы комбайнов длительностью 2—3,5 мин составляют более 0% всего времени работы комбайна в смену, а периоды простоя комбайнов длительностью 3—5 мин — более 50% всего времени простоя комбайна в смену. Эти данные показывают, что основная доля простоев комбайна обусловлена кратковременными простоями, т. е. так называемыми неполомочными отказами.

Эмпирические характеристики режимов нагружения фронтального агрегата Ф1 были получены при его испытании на стенде СТ1 Малаховского экспериментального завода Гипроуглемаша.

Техническая характеристика агрегата Ф1

Вынимаемая мощность пласта, м	2,05
Толщина стружки, мм	< 100
Скорость резания, м/с	1
Число струговых кареток	12
Число резцов на каретках	≤ 3
Тяговая цепь:	
тип	Сварная круглозвенная
параметры, мм	32 × 120
разрывное усилие, кН	1530
максимальное тяговое усилие, кН	514
Привод:	
число приводов	2
тип электродвигателя	ЭДКОФ-53/4
мощность, кВт	110
общее число электродвигателей	4
частота вращения, мин ⁻¹	1480

В результате исследований получены гистограммы распределения мощности привода и усилий в тяговой цепи исполнительного органа (рис. 30).

Фронтальный агрегат АК3 предназначен для работы на крутых пластах мощностью 1,6—2,5 м.

Технические характеристики агрегата АК3

Длина лавы, м	120
Тип исполнительного органа	Фронтально-кольцевой струг
Число кареток	11
Толщина стружки, мм	< 140
Разрывное усилие цепи, кН	2500
Электродвигатель:	
тип	ЭДКО4-4М
мощность, кВт	115
напряжение, В	660
число	2

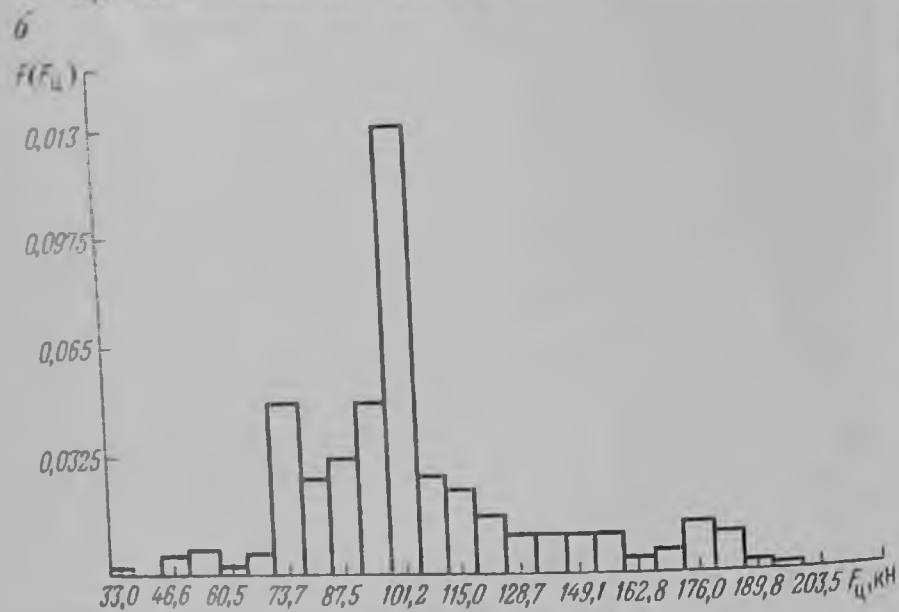
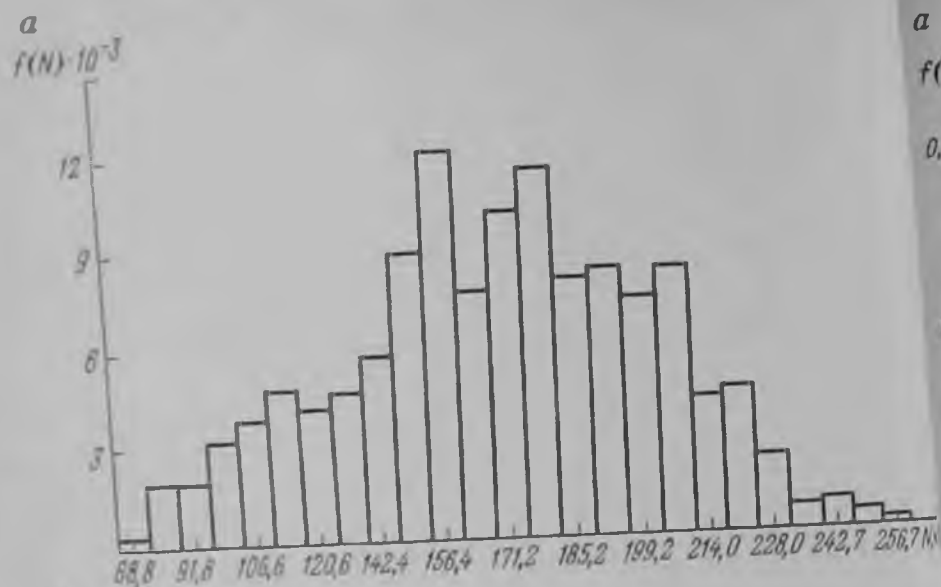


Рис. 30. Гистограммы распределения мощности привода (а) и усилий в тяговой цепи исполнительного органа (б) фронтального агрегата

По данным Г. А. Дашковского, полученным при испытании агрегата АКЗ на шахте «Зенковская» ПО «Прокопьевскуголь» после обработки установлены гистограммы распределения мощности привода и усилий в тяговой цепи исполнительного органа агрегата (рис. 31).

Основываясь на том, что параметры режима нагружения горных выемочных машин могут быть использованы как наглядные характеристики степени совершенства технологии выемки угля, состояния оборудования всего комплекса средств

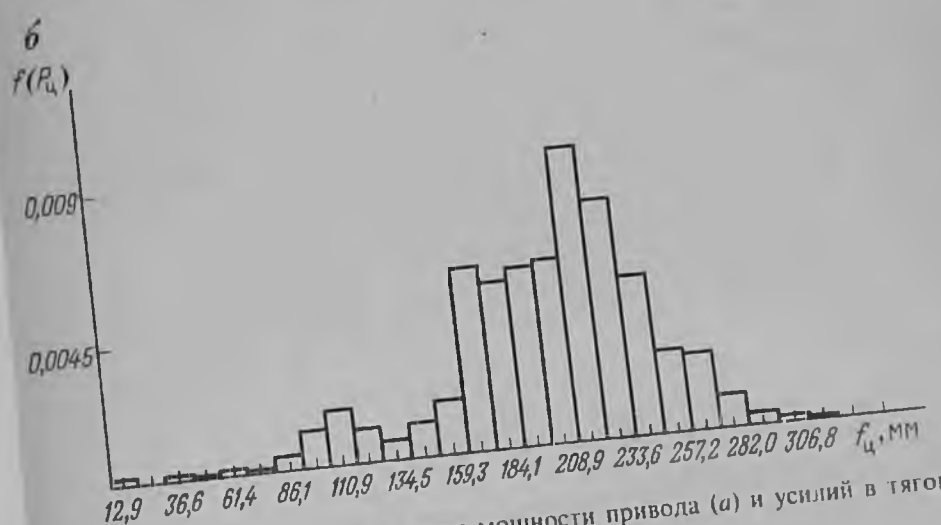
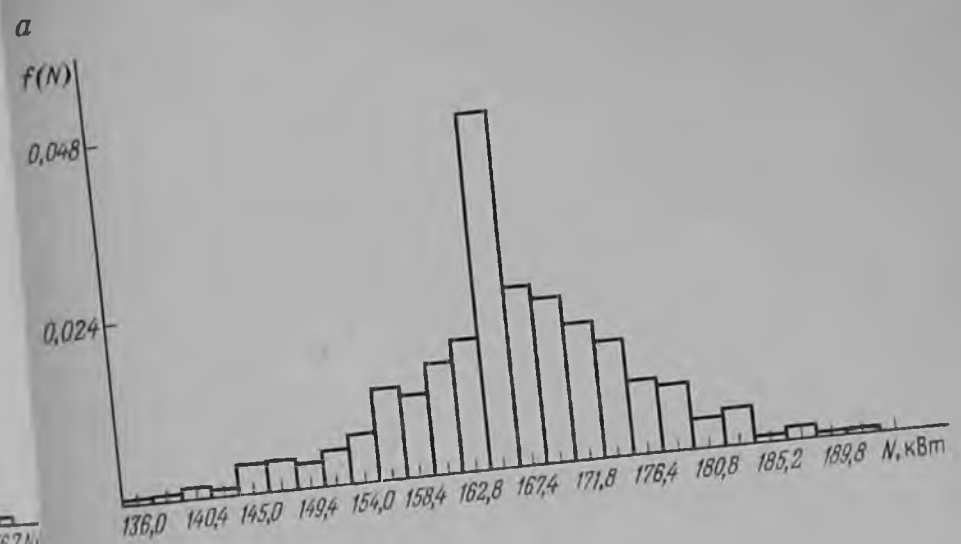


Рис. 31. Гистограммы распределения мощности привода (а) и усилий в тяговой цепи исполнительного органа (б) агрегата АКЗ

механизации, процесса выемки угля и организации труда, проведены совместно с В. И. Постниковым экспериментальные исследования режимов нагружения очистных комбайнов КШКГ в различных технологических схемах разработки и в одних и тех же горно-геологических условиях шахты «Подмосковная» ПО «Новомосковскуголь».

Анализировались три основные технологические схемы: обычная однокомбайновая (лава 24-западная); двухкомбайновая (лава 22-восточная); спаренными забоями (лава 105—107). Горно-геологические и горнотехнические характеристики очистных забоев, где использовались эти схемы, приведены ниже.

Лавы	24-западная	22-восточная
Длина, м	590	1800
высотности столба лавы	120	120
Мощность, мс		
средняя планта	2,7	2,7
вынимаемая	2,4	2,4
Плотность угля, т/м ³	1,41	1,41
Толщина защитной пачки угля в кровле, м	0,3	0,3
Механизированный комплекс	ОКП	ОКП
Комбайн	КШКГ	КШКГ
Система подачи	БСП5	БСП5
Крепеж сопряжения	Т6К	Т6К
Конвейер лавойный		
Сечение штрека и свету, м ²	СУ-ОКП	СУ-ОКП
Крепеж	7,2	7,2
Система разработки		Деревянная
Транспорт магистральный		Длинными столбами
		Электровозный

Все очистные забои оборудованы механизированными комплексами ОКП с узкозахватными комбайнами КШКГ бесцепной системой подачи БСП5 со следующей характеристикой: шаг зацепления 100 мм; диаметр и высота цевки 100 мм соответственно; высота рейки 160 мм; масса

63,5 кг. Комбайны КШКГ смонтированы подающими частями вовнутрь лавы, а шнеками — в сторону конвейерных и бортового штреков для обеспечения механизации выемки.

Цевочная рейка была установлена по завальному борту в кронштейнах, приваренных к раме конвейера с помощью специальных пальцев. Крепление сопряжения лавы с конвейерным штреком производилось секциями крепи сопряжения с бортовым штреком — секциями крепи с удлиненными козырьками и основаниями.

Для поддержания выемочных штреков в зоне опорного давления применяли стойки ГСК.

По лаве уголь доставлялся скребковыми передвижными конвейерами СУ-ОКП, приводные блоки которых были расположены таким образом: два — на разгрузочной головке конвейера, один — на конце конвейерного става. Транспортировка угля от лав до погрузочного пункта осуществлялась скребковым перегружателем ТПК и ленточным конвейером КЛА250.

Техническая характеристика конвейеров

Тип конвейера	СУ-ОКП	ТПК	КЛА250
Производительность, т/ч	300	420	380
Скорость движения цепи (ленты), м/с	1,17	1,17	1,8
Общая длина, м	120	55	< 750
Суммарная мощность привода, кВт	165	55	75
Число приводов	3	1	1

Укорачивание ленты производилось телескопическим устройством СКЛ. Конвейерная линия была автоматизирована по хеме АУК-10ТМ и управлялась дистанционно с пульта управления, установленного на погрузочном пункте. Погрузочный пункт был оборудован межвагонеточным перекрытием Перекидной лоток», приводом ПТВ и толкателем ПЭТ4А.

Откатка угля и породы, доставка порожняка на участок по главному откаточному штреку осуществлялась электровозами 4КР и 10КР в вагонетках УВК3,3. Безопасность, оперативность и четкая организация работы электровозной откатки обеспечивались системой автоматического управления стрелочными переводами ЧУС2, автоматической световой сигнализацией, СУ аппаратурой высокочастотной связи ВГСТ2.

Технологическая схема с одновременной работой комбайнов по лаве с зарубкой у конвейерного и бортового штреков и выемкой угля до середины лавы с зачисткой машинной дороги при движении в исходное положение использовалась в лаве 22-восточная шахты «Подмосковная» ПО «Новомосковск-уголь».

Выемочный столб лавы 22-восточная, при обработке которого испытывалась технология двухкомбайновой выемки угля, расположен на южном крыле шахтного поля в 2500 м от главного ствола. Выемочный столб подготовлен между штреками, проведенными с 6-го южного главного откаточного штрека.

Для механизации управления кровлей и крепления очистного забоя с учетом горно-геологических условий применен комплекс 20КП-10 с двумя комбайнами КШКГ с бесцепной системой подачи БСП5, конвейером СУ-ОКП, тремя насосными станциями СНУ-5.

Режим работы участка — три по добыче с 1-часовым перерывом между второй и третьей сменами и с 2-часовым — между третьей и первой. Перерывы использовались для технического обслуживания и текущего ремонта оборудования. В соответствии с графиком научной организации труда и принятой технологией ежемесячно операции производственного цикла выполняло звено в составе 12 человек: два машиниста комбайна, два машиниста крепи, шесть горнорабочих очистного забоя, дежурный электрослесарь, машинист шахтных машин и механизмов.

Выемка угля в лаве производилась комбайнами: одним в направлении от конвейерного, другим — от бортового штреков к середине лавы. Начинается этот процесс со снятия ленты угля от мест зарубки комбайнов (секции крепи № 13—19) в направлении к конвейерному штреку и (секции крепи № 93—84) — к бортовому. В это время горнорабочие с лавного блока управления включали маслостанцию и следили за передвижкой привода конвейера СУ-ОКП.

Контроль за передвижкой перегружателя и состоянием на сопряжении лавы с конвейерным штреком осуществляются членами звена и дежурный электрослесарь, находящийся на участке перегрузки угля с перегружателя на ленточных конвейерах.

Во втором периоде производилась выемка угля комбайнами. Машинисты управляли их перемещением, следили за положением кабелеукладчика, состоянием кровли и поверхности. Ведели за движением комбайнов горнорабочие производили передвижку секций крепи и одновременно усиленное крепление мест сопряжений лавы со штреками.

Зачистка машинной дороги осуществлялась при обороте комбайнов от середины лавы к конвейерному и бортовому штрекам для подготовки призабойного пространства к работе конвейера к забою. При производстве зачистки работниками комбайнов производилась отгрузка угля на конвейер и оформление почвы лавы.

Передвижка конвейера лавы осуществлялась в направлении от середины лавы к конвейерному и бортовому штрекам комбайнами, производящими зачистку. Передвижка производилась двумя горнорабочими без остановки его работниками участка по 10—12 секций. После выполнения этих операций технологический цикл по выемке одной полосы заканчивался.

Зарубка комбайнов на очередной цикл производилась движением их от конвейерного и бортового штреков на участок лавы с временно остановленной передвижкой конвейера.

В качестве второй технологической схемы была выбрана технология отработки выемочных столбов спаренными лавами 105—107. Выемочные столбы лав 105—107 находятся в центральной части выемочного поля, длина их соответственно 740 и 860 м, длина лав по 120 м.

Выемочные столбы околочены двумя выемочными бортовыми штреками. Средняя геологическая мощность пласта 2,7 м, вынимаемая — 2,4 м. Уголь из лав транспортируется по промежуточному 107-конвейерному штреку конвейерами КЛА250 до погрузочного пункта, который расположен на сопряжении 107-конвейерного штрека с 4-главным откаточным штреком.

Выемочные штреки закреплены деревянной крепью с плотностью три рамы на 1 м. Сечение выработок в проходках 9,6 м², в свету — 7,2 м². Промышленные запасы, подготовленные к выемке, составляли 461 тыс. т. Очистные забои 105—107 оборудованы очистными механизированными комплексами ИОКП-10 с очистными комбайнами КШКГ с бесцепной системой подачи БСП5.

Для механизации процессов крепления и управления кровлей на сопряжении конвейерного штрека со спаренными лавами применялась крепь сопряжения Т6К. Последняя обеспечивала независимую работу лав, поскольку привод лавы позволял свободно перемещаться относительно крепи сопряжения, что

обеспечивает опережение одной лавы относительно другой, а следовательно, при остановке одной лавы для профилактического или аварийного ремонта другая лава работает.

Для сравнения параметров режимов нагружения комбайна КШКГ при работе в различных технологических схемах в качестве базовой была выбрана лава 24-западная, работавшая по прогрессивной технологической схеме № 9.

Выемочный столб лавы 24-западной расположен на южном крыле шахтного поля в 2350 м от главного ствола. Выемочный столб подготовлен 24-западным конвейерным и 26-бис западным штреками.

Очистной забой оборудован комплексом ИОКП-10 с комбайном КШКГ с бесцепной системой подачи БСП5.

Транспортирование угля по штреку до погрузочного штрека осуществляется конвейером КЛА250. Выемочные штреки закреплены деревянной крепью с плотностью крепления три рамы на 1 м. Данная технологическая схема типична для Подмосковного угольного бассейна.

Статистическая обработка результатов контроля режимов нагружения комбайнов в течение 180 смен в каждой из

Лава 24-западная

время, мин:	
работы	167
простоев	253
среднее работы	6,2
среднее простоев	9
коэффициент:	
машинного времени	0,4
вариации $v_p=0,2$; $v_n=1,2$; $v_\phi=1,22$	

Лава 22-восточная

	1-й комбайн	2-й комбайн	Комплекс в целом
время, мин:			
работы	188	147	264
простоев	232	273	156
среднее работы	6,5	7,7	11
среднее простоев	8	14	6,2
коэффициент:			
машинного времени	0,45	0,35	0,63
вариации v_p	0,2	0,2	0,2
вариации v_n	1,1	1,3	0,75
вариации v_ϕ	1,12	1,32	0,78

Лава 105—107

время, мин:			
работы	213	226	263
простоев	207	194	157
среднее работы	5,2	6,3	16,5
среднее простоев	5,2	6,0	11,5
коэффициент:			
машинного времени	0,51	0,54	0,63
вариации v_p	0,2	0,2	0,2
вариации v_n	1,0	0,98	0,83
вариации v_ϕ	1,02	1,0	0,85

технологических схем разработки позволила получить следующие из параметров.

2.4. ОЦЕНКА ВАРИАЦИИ ПАРАМЕТРОВ

Как указывалось выше, коэффициент вариации режима нагружения является универсальной количественной оценкой расхождения параметров режима нагружения горных выемочных машин различной конструкции. Оценим влияние на v_ϕ составляющей режима нагружения горных выемочных машин, а именно коэффициента вариации непрерывной составляющей v_p и коэффициента вариации пульсирующей составляющей v_n . Для построения графической зависимости изменения коэффициента вариации v_ϕ от коэффициента вариации v_p в соответствии с выражением

$$v_\phi^2 = (1 - v_n)^2 v_p^2 + v_n^2$$

которое, проведя ряд преобразований, можно представить в виде

$$\frac{v_\phi^2}{v_p^2} - \frac{v_n^2}{v_p^2(1+v_n^2)} = 1$$

График зависимости $v_\phi = f(v_p)$ — гиперболоид (рис. 32), асимптотой которой является прямая вида $v_\phi = \sqrt{1 + v_n^2} v_p$.

Анализ показывает, что при стремлении коэффициента вариации непрерывной составляющей к нулю ($v_p \rightarrow 0$) коэффициент вариации (v_ϕ) будет определяться величиной коэффициента вариации пульсирующей составляющей (v_n).

Для оценки влияния на v_ϕ пульсирующей составляющей характеризуемой коэффициентом вариации (v_n), будем использовать выражение $\frac{v_\phi^2}{v_p^2} - \frac{v_n^2}{v_p^2(1+v_n^2)} = 1$.

График зависимости $v_\phi = f(v_n)$ — гиперболоид (рис. 33), асимптотой которой является прямая вида $v_\phi = \sqrt{1 + v_p^2} v_n$.

Анализ показывает, что при стремлении коэффициента вариации пульсирующей составляющей к нулю ($v_n \rightarrow 0$) коэффициент вариации (v_ϕ) будет определяться коэффициентом вариации непрерывной составляющей v_p .

Сравнительный анализ влияния на v_ϕ непрерывной v_p и пульсирующей v_n составляющих режима нагружения горных выемочных машин показывает, что качественно характер влияния одинаков. Поэтому влияние непрерывной и пульсирующей составляющих режима нагружения горных выемочных машин будет определяться их количественными характеристиками.

Среднее значение коэффициента вариации непрерывной составляющей режима нагружения горных выемочных машин определяемое изменчивостью физико-механических свойств массива угля, как известно, составляет 0,15—0,3.

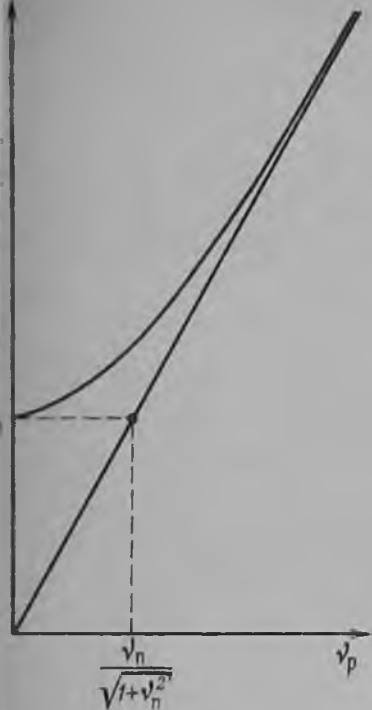


Рис. 32. График зависимости $v_\phi = f(v_p)$



Рис. 33. График зависимости $v_\phi = f(v_n)$

Коэффициент вариации пульсирующей составляющей определяется выражением

$$v_n = \sqrt{\frac{\bar{\tau}_n}{\tau_p}} \quad (5)$$

В соответствии с этим выражением коэффициент вариации $v_n = 2,4—1,4$, т. е. в 5—7 раз больше v_p .

Оценим влияние на режим нагружения горно-геологических факторов, а именно, физико-механические свойства массива угля. При обеспечении одной и той же величины производительности горной выемочной машины данного типа, при разной сопротивляемости угля резанию величина математического ожидания непрерывной составляющей режима нагружения $P(t)$ будет различной. Рост сопротивляемости угля резанию при $Q_n = \text{const}$ приводит к росту математического ожидания режима нагружения m_ϕ . Зависимость $m_\phi = f(m_p)$ представляет собой прямую линию, угол наклона которой характеризуется выражением $\text{tg } \alpha = \tau_p / (\tau_p + \tau_n)$.

Оценить влияние математического ожидания непрерывной составляющей m_p на среднее квадратическое отклонение режима нагружения σ_ϕ можно в соответствии с выражением

$$\sigma_\phi^2 = \sigma_p^2 \sigma_n^2 + \sigma_p^2 m_n^2 + \sigma_n^2 m_p^2$$

Представим это выражение следующим образом

$$\frac{\sigma_{\phi}^2}{(\sigma_p^2 \sigma_n^2 + \sigma_n^2 m_p^2)} - \frac{m_p^2}{(\sigma_p^2 \sigma_n^2 + \sigma_n^2 m_p^2)} = 1.$$

Это позволяет построить график зависимости $\sigma_{\phi} = f(m_p)$, представляющей собой гиперболу. Анализ показывает, что при увеличении m_p , σ_{ϕ} стремится к прямой, которая является асимптотой гиперболы вида $\sigma_{\phi} = f(m_p)$.

При стремлении $m_p \rightarrow 0$

$$\sigma_{\phi} = \sqrt{\sigma_p^2 \sigma_n^2 + \sigma_n^2 m_p^2}.$$

Оценить влияние математического ожидания непрерывной составляющей (m_p) на режим нагружения можно в соответствии с выражением

$$v_{\phi} = \sqrt{(v_p^2 + 1)} \frac{\sigma_p^2}{m_p} + v_p^2.$$

При росте m_p , $v_{\phi} \rightarrow v_p$.

Интерес представляет также оценка влияния изменчивости сопротивления угля резанию, характеризующаяся σ_{A_p} . Зависимость $v_{\phi} = f(\sigma_{A_p})$ можно получить, приняв, что $\sigma_p \equiv \sigma_{A_p}$, как непрерывная составляющая определяется главным образом изменчивостью сопротивления угля резанию. В соответствии с этим получим выражение

$$\frac{v_{\phi}^2}{v_p^2} - \frac{\sigma_{A_p}^2}{m_p^2 (v_p^2 + 1)} = 1.$$

Анализ показывает, что при стремлении $\sigma_{A_p} \rightarrow 0$, $v_{\phi} \rightarrow v_p$, а при росте σ_{A_p} зависимость $v_{\phi} = f(\sigma_{A_p})$ стремится к прямой виду

$$v_{\phi} = \sigma_{A_p} \sqrt{\frac{(1 + v_p^2)}{m_p^2}}.$$

Влияние таких горно-геологических факторов как степень нарушенности месторождения, наличие твердых включений в массиве, геологические нарушения пласта, газоносность, водонасыщенность, угол падения нарушения пласта, газоносность, водонасыщенность, т. е. работоспособность машины, с помощью следующих статических характеристик: \bar{t}_n , \bar{t}_p — среднее время встречи и преодоления нарушения; λ_n , λ_p — параметры потока (частота встречи и интенсивность преодоления нарушения).

Нахождение указанных параметров основано на исходных статистических данных по параметрам этих нарушений, выявленных при разведке шахтной геологической и маркшейдерской службой непосредственно при отработке выемочных полей

обломов. Параметры \bar{t}_n и \bar{t}_p могут быть определены из следующих выражений:

$$\bar{t}_n = l_i / \bar{v}_n,$$

l_i — расстояние между нарушениями; \bar{v}_n — средняя рабочая скорость подачи выемочной машины;

$$\bar{t}_p = l_{mi} / \bar{v}.$$

l_{mi} — длина нарушения; \bar{v} — скорость преодоления нарушения выемочной машиной.

Влияние на оценку работоспособности комплекса таких факторов, как водообильность, переменная гипсометрия пласта, газоносность угольных пластов, сказывается на снижении скорости подачи, а также на простоях лавы. Частые остановки выемочной машины из-за превышения концентрации метанового потока из лавы и интенсивность простоя разделяются проветриванием и другими характеристиками динамических процессов. Эти параметры определяются на основе статистических данных по обрабатываемому выемочному участку.

Учет влияния приведенных выше горно-геологических факторов совместно с горнотехническими и организационными факторами возможен на базе эксплуатационной надежности забойного оборудования, так как пульсирующая составляющая $P(t)$, а конкретно ее математическое ожидание, определяется параметрами \bar{t}_p и \bar{t}_n , которые отражают результат влияния перечисленных выше факторов на режим нагружения горной выемочной машины. Оценить влияние математического ожидания m_n на среднее квадратическоеклонение режима нагружения σ_{ϕ} можно на основании зависимости

$$\frac{\sigma_{\phi}^2}{\sigma_p^2 \sigma_n^2 + \sigma_n^2 m_p^2} - \frac{m_n^2}{(\sigma_p^2 \sigma_n^2 + \sigma_n^2 m_p^2) \sigma_p^{-2}} = 1.$$

При росте m_n , σ_{ϕ} стремится к прямой вида $\sigma_{\phi} = \sigma_p m_n$, а при стремлении $m_n \rightarrow 0$

$$\sigma_{\phi} = \sqrt{(\sigma_p^2 \sigma_n^2 + \sigma_n^2 m_p^2)}.$$

Коэффициент вариации пульсирующей составляющей определяется зависимостью (5). Величины \bar{t}_n , \bar{t}_p — обратные величинам λ_n и λ_p .

В соответствии с этим зависимость режима нагружения от параметров эксплуатации λ_p и λ_n может быть оценена по выражению

$$v_{\phi} = \sqrt{\frac{\lambda_p}{\lambda_n} (v_p^2 + 1) + v_p^2}.$$

Полученные зависимости позволяют комплексно оценить влияние параметров эксплуатации на режим нагружения вращающихся машин.

2.5. ВЛИЯНИЕ РЕЖИМА НАГРУЖЕНИЯ НА НАКОПЛЕНИЕ УСТАЛОСТНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ

Для случайных режимов нагружения процесс накопления повреждений основан на суммировании усталостных повреждений. Смысл процесса накопления заключается в следующем: при действии напряжения σ_i в течение определенного числа циклов n_i степень повреждения деталей машины оценивается относительной долговечностью n_i/N_i , где N_i — число циклов до разрушения детали по кривой усталости для σ_i . Другими словами, величина n_i/N_i представляет собой долю ресурса, отработанного деталью при действии напряжения σ_i . Разрушение детали наступает в том случае, если

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = 1$$

Уравнение (6) называют линейной гипотезой суммирования усталостных повреждений, которая определяет условия разрушения детали. Она впервые предложена А. Пальмигреном для учета подшипников качения и развита М. Майнером, В. М. Бадом, С. В. Серенсенем, А. И. Петрусевичем, Д. Н. Решетовым, В. П. Кобаевым и другими учеными для расчета зубчатых колес, валов, осей и других деталей машин.

Величина a_p , являясь мерой накопления повреждений, зависит от режима нагружения. Для непрерывной составляющей a_p зависимость для определения a_p , характеризующей повреждающее действие непрерывной составляющей, может быть представлена формулой [19]

$$a_p = \frac{\sigma_{a \max} \xi - 0,5 \sigma_{-1a}}{\sigma_{a \max} - 0,5 \sigma_{-1a}} \text{ при } a_p > 0,1,$$

где $\xi = \sum_{i=1}^k \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}} t_i$, $t_i = n_i/n$ ($\sigma_{ai} \geq 0,5 \sigma_{-1a}$); $\sigma_{a \max}$ — максимальная амплитуда напряжений; σ_{-1a} — значение предела выносливости детали; n_i — число циклов при напряжении σ_{ai} ; n — число циклов напряжения без учета амплитуд.

Известно, что a_p в среднем уменьшается с уменьшением площади графика нагружения, построенного в координатах σ и t , что обусловлено ростом неравномерности непрерывной составляющей режима нагружения.

Для определения суммы относительной долговечности повреждающей составляющей $P(t)$, предложена формула

$$a_p = \sum \frac{N_{pi}}{N_{ri}}$$

где N_{pi} — число циклов действия пульсирующей составляющей $P(t)$ на i -м уровне; N_{ri} — число циклов действия непрерывной составляющей $P(t)$ на том же уровне нагрузки до разрушения по кривой усталости.

Так как уровень нагрузки σ_i при действии $P(t)$ и $P(t)$ одинаков, что обусловлено процессом нагружения, то, зная среднюю длительность периода действия нагрузки, можно определить

$$a_p = \frac{1}{T_p n} \quad (7)$$

где T_p — средняя длительность периода действия нагрузки; n — частота нагрузки в рабочем режиме или частота вращения детали.

Из выражения (7) следует, что чем больше среднее время непрерывной работы детали, тем меньше значение a_p и, следовательно, доля ресурса детали, отработываемого при действии пульсирующей составляющей.

В работе [10] экспериментально установлено изменение наклона кривой усталости при наличии пульсирующей составляющей при действии одинаковой амплитуды нагрузки (рис. 34).

Из рисунка видно, что при снижении амплитуды нагрузки и постоянном ее математическом ожидании разница в показателях долговечности при действии непрерывного и непрерывно-пульсирующего режимов увеличивается, что подтверждает влияние пульсирующей составляющей на достижение предельного состояния.

За весь срок службы детали a_p может быть определено по формуле

$$a_p = N_{pi}/N_{ri}$$

где N_{pi} — число циклов действия пульсирующей составляющей;

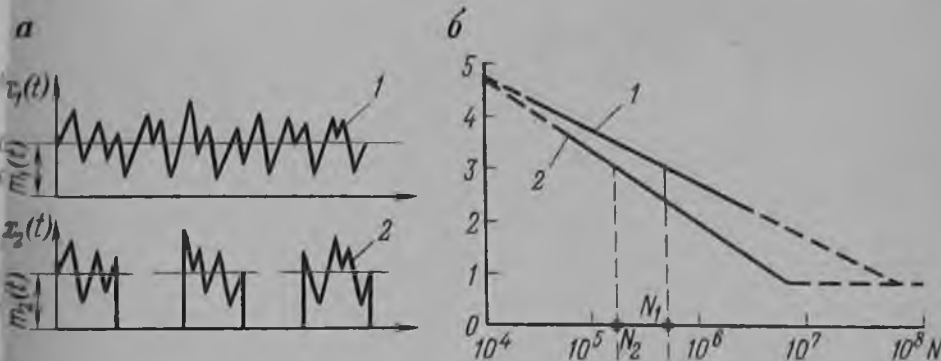


Рис. 34. График функции усталости стальных образцов в режимах нагружения: 1 — непрерывного; 2 — непрерывно-пульсирующего

$$N_a = \lambda_p T_p$$

где $\lambda_p = 1/T_p$ — частота периодов действия нагрузки; T_p — период действия нагрузки в рабочем режиме; N_a — число циклов действия нагрузки до разрушения; $N_p = n T_p$ — число циклов действия пиковых нагрузок, возникающих при стопорении исполнительного органа в результате встречи его с твердым включением.

Сумма усталостного повреждения, вызванная действием пиковых нагрузок, возникающих при стопорении исполнительного органа в результате встречи его с твердым включением, оказывает существенное влияние на потерю несущей способности, а следовательно, на возможную наработку детали на ее ресурс. Это объясняется тем, что пиковые нагрузки имеют большую величину, но продолжительность их действия незначительна и в общем графике нагружения практически не влияет на величину эквивалентной нагрузки. Одновременно учет величин коэффициентов запасов статической прочности пиковые нагрузки вызывают напряжения, не превышающие предела текучести $[\sigma_t]$.

Статистические данные о сроках службы деталей горных выемочных машин и полученные данные о фактическом режиме нагружения дают основание считать, что одной из причин преждевременных усталостных повреждений деталей является наличие пиковых нагрузок. Это подтверждается тем, что действие нагрузок в рабочем режиме большая часть энергии преобразуется в тепло и рассеивается при действии пиковых нагрузок резко возрастает количество энергии, которое идет на необратимое искажение кристаллической решетки, т. е. на разрушение детали. Поэтому наличие в режиме нагружения пиковых нагрузок даже при кратковременном действии вызывает резкий рост энергии, идущей на разрушение, что приводит к интенсификации процесса усталостного разрушения. При этом резко возрастает не только абсолютная величина энергии, поглощаемой деталью, но и доля общих энергозатрат, идущих на разрушение. Все это указывает на тот факт, что наличие в режиме нагружения кратковременных пиковых нагрузок вызывает более интенсивное накопление усталостных повреждений, чем длительное действие только нагрузок в рабочем режиме, что вызвано различием в количестве энергии, поглощаемой деталью.

В соответствии с этим сумма относительных долговечностей, характеризующая действие пиковых нагрузок, может быть определена по формуле

$$a_m = \frac{\sum n_{mi}}{N_{mi}}$$

где n_{mi} — число циклов нагружения детали пиковой нагрузкой по кривой усталости на уровне i ; N_{mi} — число циклов нагружения до разрушения, определяемое по кривой усталости на уровне i .

Значение a_m можно определить на основании графика нагружения и кривой усталости по величине пиковой нагрузки σ_i

Предельное значение числа циклов N_{mi} до разрушения детали при действии пиковых нагрузок, не превышающих предела текучести, определяется по уровню пиковой нагрузки σ_i

$$N_{mi} = \left(\frac{[\sigma]}{\sigma_i} \right)^m N_0$$

Число циклов действия пиковой нагрузки n_{mi} определяется по графику нагружения эксплуатируемой горной выемочной машины: $n_{mi} = t_i N_p$.

$$\text{Откуда } a_m = \frac{n_{mi}}{N_{mi}} = \frac{t_i N_p}{N_{mi}}$$

Учитывая, что $N_p = \left(\frac{[\sigma]}{\sigma_p} \right)^m N_0$, а $N_{mi} = \left(\frac{[\sigma]}{\sigma_i} \right)^m N_0$, имеем

$$a_m = \frac{t_i \left(\frac{[\sigma]}{\sigma_p} \right)^m N_0}{\left(\frac{[\sigma]}{\sigma_i} \right)^m N_0}$$

Выполнив преобразования, получаем

$$a_m = t_i \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_p} \right)^m \quad (8)$$

Из формулы (8) следует, что чем больше значение отношения σ_i/σ_p , тем больше a_m .

Приведенные зависимости указывают на необходимость учета кратковременных пиковых нагрузок при расчетах деталей выемочных машин на усталость из-за их опасного разрушающего действия, приводящего к потере работоспособности деталей машин. Хотя пиковые нагрузки имеют малую относительную длительность в общем режиме нагружения горной выемочной машины, их влияние при усталостном повреждении тем больше, чем больше их величина по отношению к нагрузкам в рабочем режиме. Это относится ко всем деталям машин, а именно: зубчатым колесам, валам и осям, подшипникам и другим, работающим при переменных нагрузках. Основываясь на линейной гипотезе суммирования установочных повреждений и используя деформационные критерии, позволяющие описать в рамках одной математической модели повреждающее действие различных составляющих режима нагружения, можно отразить физический процесс накопления усталости, отображая меру повреждения (деформацию) как сумму деформации всех составляющих режима нагружения. Суммирование усталостного повреждения, вызываемого всеми составляющими режима нагружения, можно осуществлять на основе линейной гипотезы суммирования усталостных повреждений, принимая, что при $a=1$ наступает разрушение детали. В таком представлении каждая из составляющих режима нагружения определяет свою долю или, точнее, свое поврежде-

дающее воздействие, которое в совокупности с остальными составляющими и приводит к разрушению детали (в терминах)

$$a = a_p + a_n + a_v = 1.$$

где a_p — сумма относительных долговечностей, определяющее действие многоциклового усталостного повреждения непрерывной составляющей режима нагружения; a_n — сумма относительных долговечностей, определяющее действие пульсирующей составляющей $P(t)$; a_v — сумма относительных долговечностей, определяющая действие пиковых нагрузок I .

Для эксплуатируемой серийно выпускаемой выемочной машины при определении эквивалентной нагрузки в конкретных условиях ее эксплуатации необходимо учитывать фактический режим нагружения, модель которого рассмотрена ранее. Поэтому для отражения особенностей накопления усталостных повреждений при фактическом нестационарном режиме нагружения, включающем непрерывную (P) и пульсирующую составляющие, а также пиковые нагрузки (I), необходимо совместное рассмотрение уравнения кривой усталости

$$\sigma_1^m N_1 = \sigma^m N$$

и уравнения суммирования усталостных повреждений (9). При этом необходимо учитывать, что уравнение (10) кривой усталости определено для многоциклового усталостного разрушения, а уравнение (9) учитывает весь режим нагружения, т. е. все его составляющие.

В уравнении (10) учитывается лишь рабочий режим (гоцикловую нагруженность).

Эквивалентную нагрузку эксплуатируемой серийно выпускаемой машины с учетом совместного рассмотрения уравнения кривой усталости и суммирования усталостных повреждений можно определить по формуле

$$\sigma_{экв} = \sqrt[m]{\left(\sum \sigma_i^m \frac{a_i}{N_i} \right) \frac{1}{a_p}}$$

где $a_p = 1 - (a_n + a_v)$.

Отметим, что для зубчатых колес за счет специфики работы значения $a_n = 0$, так как зубчатые колеса работают в отнулевой режим нагружения.

2.6. КЛАССИФИКАЦИЯ РЕЖИМОВ НАГРУЖЕНИЯ

В настоящее время в машиностроении различают три вида разрушений деталей машин в зависимости от числа циклов статического или повторно-статического числа циклов ($N \leq 10^3$ — малоцикловое ($10^2 \leq N \leq 10^3$); многоцикловое ($N > 10^3$)).

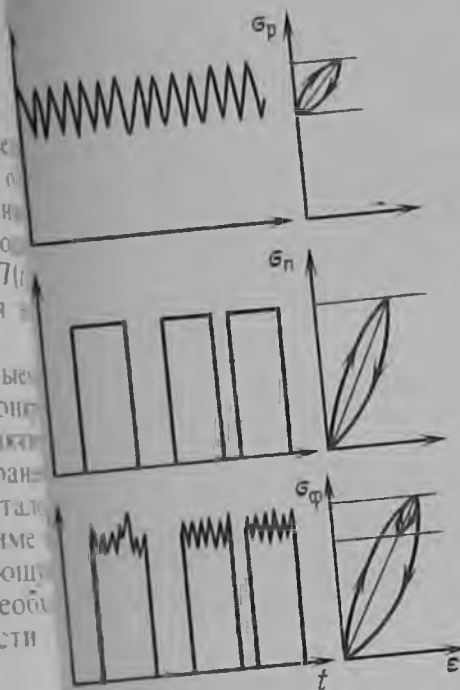
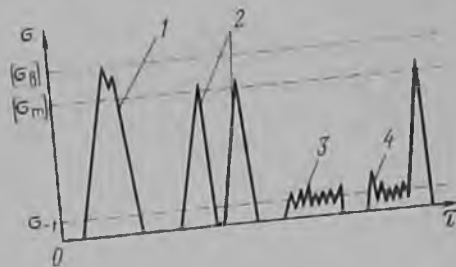


Рис. 35. График режимов нагружения и циклических деформаций: а — непрерывной составляющей $P(t)$, б — пульсирующей составляющей $P(t)$, в — фактического режима $\Phi(t)$

Рис. 36. Схемы режимов нагружения элементов горных выемочных машин: 1 — статического; 2 — малоциклового; 3 — многоциклового; 4 — смешанного



Предложенную классификацию, несколько условную, необходимо дополнить другими видами режимов нагружения, т. е. показать, действие каких уровней нагрузок соответствует тем или иным видам разрушения.

Исходя из того, что разрушение элементов горных выемочных машин происходит вследствие необратимых потерь при их циклическом нагружении, построены диаграммы циклической деформации (рис. 35).

При фактическом режиме нагружения элементов горных выемочных машин циклическая деформация, характеризующаяся диаграммой циклической деформации, значительно больше, чем при непрерывном режиме нагружения. Это обуславливает низкую долговечность деталей горных выемочных машин в процессе эксплуатации при фактическом режиме нагружения.

В ряде случаев работа горной выемочной машины при выемке угля связана с разрушением твердых включений, что приводит к стопорению исполнительного органа и сопровождается переходным режимом, при котором реализуется практически вся мощность привода, а в элементах горных выемочных машин возникают напряжения, близкие по своим значениям к пределу текучести ($[\sigma_1]$). Поэтому наряду с рассмотренными ранее необходимо учитывать и этот режим нагружения.

Схемы режимов нагружения приведены на рис. 36. Установив действующие на элементы машины режимы нагружения, при расчете деталей проектируемой машины

необходимо однозначно определить параметры этих режимов нагружения. Для этой цели требуется выявление закономерностей формирования режимов нагружения элементов горных выемочных машин и установление констант, опираясь на которые, можно получить параметры режимов нагружения проектируемой машины с учетом того, что она после серийного выпуска будет эксплуатироваться в различных горно-технологических условиях.

3. ФОРМИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ НАГРУЖЕНИЯ ВЫЕМОЧНЫХ МАШИН

3.1. ЗАДАЧИ РАСЧЕТА НАГРУЖЕННОСТИ МАШИН

Процесс нагружения горных выемочных машин определяется предельными параметрами разрушения, скоростью машины, таковыми конечном счете производительность машины. Поэтому на стадии проектирования для обеспечения требуемых показателей надежности горных выемочных машин важнейшее значение имеет правильный выбор расчетных нагрузок, прочностных ресурсов деталей машин, что дает возможность объективно оценить необходимость и целесообразность принятия конструктивных решений и технологических мероприятий. Как результаты расчета определяют такие показатели, как энерговооруженность, металлоемкость, себестоимость и т.д. Все это требует уже на стадии проектирования обеспечения необходимой долговечности деталей горных выемочных машин по различным предельным состояниям, вызывающим отказы. Поэтому большое значение имеет правильная оценка предельных состояний по критериям вязкого, хрупкого, малоцикловых многочисловых усталостных разрушений. При всем разнообразии отказов из-за механических повреждений деталей горных выемочных машин, выходящих из строя при эксплуатации при нагрузках (потеря несущей способности, действием однократных перегрузок, износа и др.), усталость металла является одним из основных предельных состояний, от которой зависит надежность горных выемочных машин. Она обусловлена также и физическим процессом разрушения, имеющим стохастическую природу, а также тем, что усталостные отказы трудно предусмотреть, так как они внезапны и весьма многочисленны. Одновременно с этим последствия их весьма ощутимы.

Возникновение внезапного отказа деталей горных выемочных машин из-за нарушения условия усталостной прочности обусловлено действием фактического режима нагружения, сопоставляемого с процессом накопления усталостного повреждения. Опыт эксплуатации горных выемочных машин показывает, что основной причиной несогласованности резу-

тов расчета с данными эксплуатации является отсутствие методов, учитывающих реальный режим нагружения при оценке долговечности деталей горных выемочных машин и его связь с процессом накопления усталостных повреждений.

Все это ставит как одну из главных задач разработку четких методов систематизации всего разнообразия действующих во времени нагрузок, учет которых обеспечивает достоверную оценку прочности и ресурса деталей горных выемочных машин с учетом физического процесса достижения предельного состояния. Отсутствие методов, позволяющих четким путем получить график нагружения горной выемочной машины на стадии проектирования по требуемым технологическим и конструктивным параметрам, приводит к существенным ошибкам и обуславливает значительные (более чем в 2—7 раз) отклонения фактических сроков службы деталей от

расчетных. Следовательно, требуется переход от чисто эмпирических методов оценки нагруженности к расчетным, которые учитывают особенности технологического процесса выемки угля (особенности работы проектируемой машины и физический процесс разрушения массива угля) и особенности конструкции самой машины (структуру машины). Это позволит уже на стадии проектирования обеспечить единство технологии и конструкции, также определить требования к деталям машины, параметрам технологического процесса, качеству изготовления деталей и условиям эксплуатации машины.

Разработка расчетного метода систематизации нагрузок позволит устранить негативное влияние и огромные трудности получения обработки экспериментальных данных о нагруженности горных выемочных машин и одновременно повысить достоверность определения расчетных нагрузок на стадии проектирования. Это требует разработки новых методов установления закономерностей изменения усталостной прочности, учитывающих как технологию выемки угля (схему работы), так и конструкцию (структуру) машины, а также учета реальной ситуации нагрузок, обусловленной физическим процессом разрушения массива угля, стохастической природой и нестабильностью технологического процесса выемки угля.

2. СИСТЕМАТИЗАЦИЯ НАГРУЗОК

Основное направление при расчете машин в современном машиностроении — это всесторонний анализ действующих нагрузок и прочности деталей машин по предельным состояниям, учитывающим фактор времени.

Поэтому необходимы методы расчета, учитывающие особенности работы горных выемочных машин и вызванный ими циклический характер их нагружения. Исследования закономерностей изменения фактических нагрузок позволяют подойти

к такой их систематизации, которая, не исключая использования статистических методов, не только достоверно отвечает действительным режимам нагружения, но и учитывает особенности работы машины, а также их циклический характер нагружения.

Задачей систематизации нагрузок горных выемочных является построение расчетного графика нагружения, введенный цикл работы машины в комплексе оборудования. В течение одного цикла работы комплекса выемочная может совершить несколько пусков и остановок. Продолжительность периода непрерывной работы и отсутствие выемки — случайная величина.

Проектирование машины основано на обеспечении выполнения ею определенных операций технологического процесса. Машина должна обеспечить выполнение требуемых функций, обусловленных своим назначением. Заданные функции проектирования, которые должна выполнять машина, определяют необходимые конструктивные решения ее элементов, так и всей машины, которые в свою очередь обуславливают структуру режима работы машины и ее перемещений ее элементов. В этом сказывается взаимовлияние структуры машины и режима ее работы. Следует учитывать то, что одни и те же функции могут быть выполнены конструктивно различными машинами и элементами машины.

Используя разработанное В. И. Солодом и Г. И. Солодом (рис. 2) структурообразование средств механизации технологического процесса выемки угля и схем работы комбайнов, представляется возможным достаточно точно и достоверно определять график нагруженности горных машин, а также проводить расчеты на прочность и долговечность и определять показатели надежности на стадии проектирования.

Структура машины четко и однозначно определяет режимы нагружения. Так, например, отсутствие органа навалки исключает режим навалки, а совмещение в одном элементе функций разрушения и навалки (шнековые исполнительные органы) приводит к совмещению режимов резания и погрузки. Схема работы выемочной машины определяет действие каждого из режимов.

В связи с тем, что скорость задается производительностью для ее постоянного значения можно построить график нагружения проектируемой машины в соответствии с ее функциональным назначением, структурой и схемой работы.

Анализ показал, что в различных условиях эксплуатации горных выемочных машин данного назначения одна и та же технологическая схема работы, которая обусловлена местом данной машины в технологическом процессе выемки угля. Одновременно с этим каждая машина в любой схеме механизации технологического процесса как и каждый элемент в соответствующей машине, выполняют определенные функции, обусловленные их назначением.

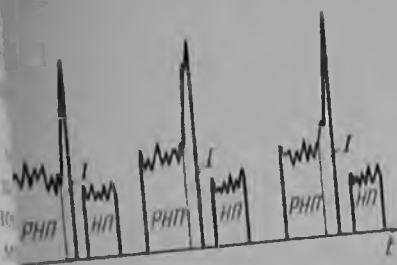


рис. 37. Плановый режим нагружения выемочной машины, работающей по односторонней схеме



рис. 38. Базовый график нагружения выемочной машины

Основываясь на том, что заданные функции определяют необходимые конструктивные решения и схему работы машины, в свою очередь является реализацией заложенных в функции, рассмотрим формирование режима нагружения на примере очистных комбайнов, работающих по односторонней схеме при поточной технологии выемки. Для машин, работающих по односторонней схеме, при прямом проходе по лаве совмещены функции разрушения (P), навалки (H) и перемещения (П), а при обратном проходе по лаве — функции погрузки (H) и перемещения (П). Модель режима нагружения, показанная на рис. 37, — наиболее полная, так как в ней учитывается схема и структура работы машины, непрерывная составляющая P(t), пульсирующая составляющая П(t) и переходный режим (H).

В процессе эксплуатации плановый режим нагружения лишь малоизменяется, что и вызывает разброс ресурса серийно выпускаемой горной машины, но основа формирования режима нагружения остается постоянной — нагрузка обусловлена выполнением машиной своих функций и схемой ее работы.

В качестве базового принимается график нагружения, формируемый всеми основными функциями, выполняемыми выемочной горной машиной (рис. 38).

Базируясь на этих положениях, можно обеспечить унификацию методов расчета комбайнов даже для различных технологических схем работы. Так, для комбайнов, работающих по односторонней схеме, при прямом проходе его по лаве совмещены все функции, а именно: разрушение, погрузка и перемещение, а при обратном проходе по лаве — погрузка и перемещение. С учетом разной длительности этих операций

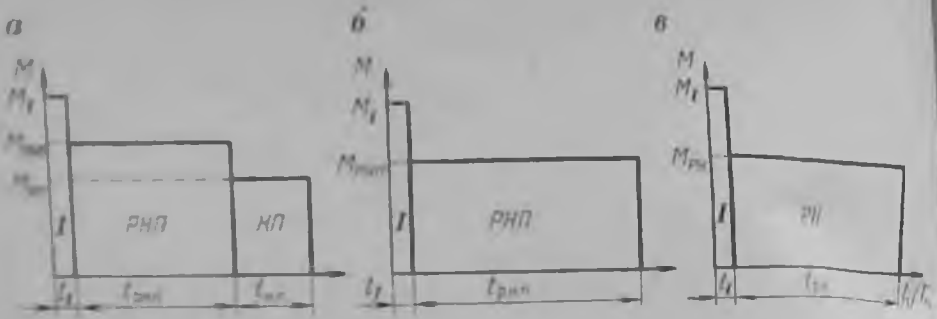


Рис. 39. Графики нагружения очистных комбайнов, работающих по: а — кинематической схеме; б — комбинированной схеме; в — с вынесенной системой подачи

график нагружения очистного комбайна будет иметь вид, показанный на рис. 39, а. При работе комбайнов по челноковой схеме при прямом и обратном ходах комбайна по лаве функции совмещены (рис. 39, б). Структуру машины также отражает график нагружения. Так, для комбайнов с вынесенной системой подачи отсутствует нагрузка, обусловленная перемещением комбайна (рис. 39, в).

Относительная длительность действия нагрузок различных уровней определяется по базовому графику нагружения и схеме работы очистного комбайна.

3.3. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ НАГРУЖЕНИЯ

В соответствии с систематизацией нагрузок горных выемочных машин в основу расчета параметров графиков нагружения положено следующее уравнение коэффициента эквивалентности нагрузки по базовому графику:

$$m_{экр} = \sqrt{m_I^m t_I + m_r^m t_r + m_n^m t_n + m_{II}^m t_{II}}$$

где m — параметр кривой усталости; m_I, m_r, m_n, m_{II} — относительные нагрузки, возникающие в переходном режиме и при выполнении функций разрушения, навалки (погрузки), перемещения соответственно; t_I, t_r, t_n, t_{II} — относительное время действия каждого уровня нагрузки.

За базовую нагрузку при определении относительных нагрузок принимается номинальный момент электродвигателя

$$M_{ном} = 9550 \frac{N_{ном}}{\eta_{дв}}$$

где $N_{ном}$ — номинальная мощность двигателя, кВт; $\eta_{дв}$ — частота вращения, мин⁻¹.

Поэтому $m_{ном} = 1$, а относительные нагрузки при выполнении машиной функций P, H, Π и в режиме I будут

$$m_r = \frac{M_r}{M_{ном}}, m_n = \frac{M_n}{M_{ном}}, m_{II} = \frac{M_{II}}{M_{ном}}, m_I = \frac{M_I}{M_{ном}}$$

Относительная длительность действия каждого уровня нагрузки определяется длительностью выполнения машиной своих функций и временем цикла. В соответствии со схемой работы машины по базовому графику время цикла

$$\tau_{ц} = \tau_I + \tau_r + \tau_n + \tau_{II}$$

где $\tau_I, \tau_r, \tau_n, \tau_{II}$ — длительность работы комбайна в режиме переходном, разрушения, навалки (погрузки), перемещения соответственно.

Время выполнения машиной своих функций определяется параметрами как самой машины, так и всего комплекса, например, длительность выполнения функции разрушения определяется по формуле

$$\tau_r = L/v_n$$

где L — длина лавы, м; v_n — скорость подачи машины, м/с.

В соответствии с изложенным и учитывая, что в современных горных выемочных машинах многие функции совмещены, получим формулы для расчета коэффициента эквивалентности нагрузки выемочных горных машин, работающих по различным схемам выемки:

односторонней

$$m_{экр} = \sqrt{m_I^m t_I + m_{р.п.п}^m t_{р.п.п} + m_{н.п.п}^m t_{н.п.п}}$$

челноковой

$$m_{экр} = \sqrt{m_I^m t_I + m_{р.п.п}^m t_{р.п.п}}$$

Эквивалентная нагрузка для расчета деталей горных выемочных машин в соответствии с предлагаемым методом определяется по формуле

$$M_{экр} = m_{экр} M_{ном}$$

График нагружения элементов трансмиссии строится в соответствии с графиком нагружения очистного комбайна, с выделением согласно кинематической схеме той части трансмиссии, которая обеспечивает передачу крутящего момента на каждый исполнительный орган.

Момент $M_{ном}$ распределяется между участками трансмиссии к исполнительным органам пропорционально величине мощности или примерно пропорционально мощности пласта, вынимаемой каждым из них.

При расчете элементов выемочных машин на стадии проектирования в качестве исходных берутся средние показатели, соответствующие технической характеристике машины. Коэффициент пропорциональности

$$K_i = H_i/H$$

где H_i — мощность пласта, вынимаемая i -м исполнительным органом; H — средняя мощность пласта.

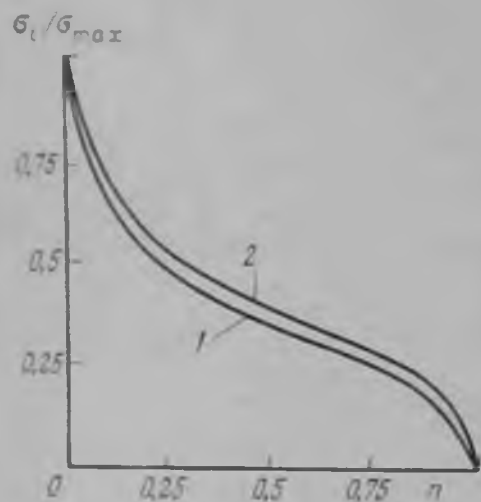


Рис. 40. График нагружения комбайнов K101 (1), K103 (2)

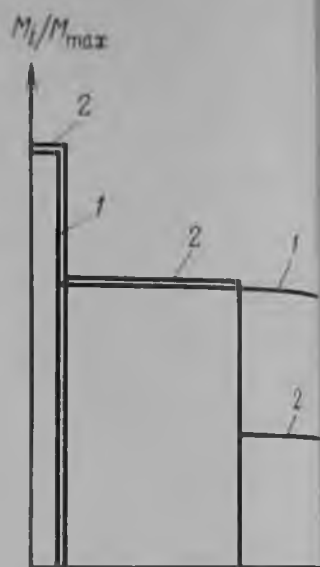


Рис. 41. Сравнительный график нагружения комбайнов K101 (1), K103 (2)

Сравнение нового унифицированного метода расчета с существующим проведем на примере очистных комбайнов K101 и K103.

По существующему методу расчета коэффициент вариации у обоих комбайнов практически один и тот же: у K101 он равен 0,4, у K103 — 0,38 и поэтому вид спектра нагружения у них практически одинаков (рис. 40).

На основе предложенного метода расчета получаем для одной и той же мощности пласта при работе обоих комбайнов по челноковой схеме графики их нагружения (рис. 41).

Из графиков отчетливо видно, что относительная нагрузка элементов различна, т. е. нагрузка на K101 выше, чем на K103, что обусловлено структурой машины, т. е. конструкцией.

У комбайна K101 через рассматриваемый элемент передается вся энергия (к двум шнекам), тогда как у комбайна K103 энергия передается только к одному шнеку.

3.4. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ НАГРУЖЕНИЯ ТРАНСМИССИЙ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ

Нагрузка для расчета элементов трансмиссии на усталостную прочность определяется конструкцией исполнительного органа работы очистного комбайна, а также номинальными максимальными параметрами механической характеристики приводного электродвигателя.

За базовый график нагружения комбайна принимается тот, который отражает действующие на приводной электродвигатель нагрузки T и их продолжительность τ при выполнении

комбайном следующих функций: разрушения массива угля P , навалки (погрузки) угля H , перемещения машины относительно забоя Π .

В базовом графике так же учитываются нагрузки и длительность их действия при переходных режимах работы приводных электродвигателей I .

Нагрузки в трансмиссии при выполнении функции разрушения T_p , навалки (погрузки) T_H угля, перемещения машины T_Π определяются по ОСТ 12.44.258—84.

Переходному режиму нагружения T_I соответствует максимальный момент электродвигателя T_{max} .

Коэффициент эквивалентности нагрузки для расчета элементов трансмиссий по базовому графику нагружения очистного комбайна определяется по формуле (11).

За базовую нагрузку при определении относительной нагрузки принимается номинальный момент электродвигателя (электродвигателей) $m_{ном} = 1$.

Относительные нагрузки при выполнении комбайном функций P , H и Π и в переходном режиме I определяются по формуле (13).

Относительная длительность действия каждого уровня нагрузки определяется отношением длительности выполнения комбайном соответствующих функций к полному времени цикла работы.

Полное время цикла работы комбайна определяется по формуле (14).

Длительность переходных режимов в проектных расчетах может быть принята равной 2 с на полный цикл.

Относительная длительность переходных режимов $t_I = \tau_I / \tau_{II}$. Длительность выполнения функции разрушения определяется по формуле (15): $\tau_p = L / v_p$.

Относительная длительность выполнения функции разрушения угля $t_p = \tau_p / \tau_{II}$.

Длительность выполнения функции навалки (погрузки) угля

$$\tau_H = L / 0,7 v_{max}$$

где v_{max} — максимальная скорость подачи комбайна.

Относительная длительность выполнения функции навалки (погрузки) угля $t_H = \tau_H / \tau_{II}$.

Длительность выполнения функции перемещения комбайна определяется по формуле $\tau_\Pi = L / v_{max}$.

Относительная длительность выполнения функции перемещения комбайна $t_\Pi = \tau_\Pi / \tau_{II}$.

При односторонней схеме работы комбайна график нагружения элементов трансмиссии трехступенчатый, причем вторая ступень представляет собой полное совмещение во времени всех функций, выполняемых машиной, а третья ступень — частичное совмещение.

При челноковой схеме работы имеет место полное совмеще-

ние во времени всех функций, выполняемых комбайном. График нагружения комбайна будет двухступенчатым.

При совмещении во времени всех функций нагружения трансмиссии будет равна среднему моменту $T_{\text{ср}}$, определяемому по ОСТ 12.44.258—84. При проектном расчете за основную нагрузку может быть принят номинальный момент двигателя $T_{\text{ном}}$.

При работе электродвигателей привода комбайна на общий вал фактический номинальный момент многодвигательного привода

$$T_{\Sigma \text{ ном}} = \sum_{i=1}^n T_{\text{ном}i}$$

где $T_{\text{ном}i}$ — номинальный момент i -го двигателя; n — количество двигателей в приводе, работающих на общий вал.

При односторонней схеме работы нагрузка на второй ступени графика нагружения определяется номинальным моментом электродвигателя $T_{\text{р.н.п}} = T_{\text{ном}}$, а на третьей ступени $T_{\text{н.п}} = 0,8T_{\text{ном}}$.

При челноковой схеме работы нагрузка на второй ступени графика нагружения определяется номинальным моментом электродвигателя.

При односторонней схеме работы относительные нагрузки на первой, второй и третьей ступенях графика соответственно будут

$$m_1 = T_{\text{макс}} / T_{\text{ном}}; \quad m_{\text{р.н.п}} = T_{\text{ном}} / T_{\text{ном}} = 1; \quad m_{\text{н.п}} = 0,8T_{\text{ном}} / T_{\text{ном}} = 0,8$$

При челноковой схеме работы относительные нагрузки на первой и второй ступенях будут

$$m_1 = T_{\text{макс}} / T_{\text{ном}}; \quad m_{\text{р.н.п}} = T_{\text{ном}} / T_{\text{ном}} = 1.$$

Время полного цикла определяется в соответствии со схемой работы комбайна:

$$\text{односторонней} \quad \tau_{\text{ц}} = \tau_1 + \tau_{\text{р.н.п}} + \tau_{\text{н.п}},$$

$$\text{где} \quad \tau_{\text{р.н.п}} = \frac{L}{v_{\text{р}}}; \quad \tau_{\text{н.п}} = \frac{L}{0,7v_{\text{макс}}}$$

$$\text{челноковой} \quad \tau_{\text{ц}} = \tau_1 + \tau_{\text{р.н.п}},$$

где $\tau_{\text{р.н.п}} = 2L/v_{\text{н}}$.

При односторонней схеме работы относительная длительность первой, второй и третьей ступеней графика нагружения

$$l_1 = \tau_1 / \tau_{\text{ц}}; \quad l_{\text{р.н.п}} = \tau_{\text{р.н.п}} / \tau_{\text{ц}}; \quad l_{\text{н.п}} = \tau_{\text{н.п}} / \tau_{\text{ц}}.$$

При челноковой схеме работы относительная длительность первой и второй ступеней

$$l_1 = \tau_1 / \tau_{\text{ц}}; \quad l_{\text{р.н.п}} = \tau_{\text{р.н.п}} / \tau_{\text{ц}}; \quad l_{\text{н.п}} = 1 - l_1.$$

Для комбайнов, работающих по односторонней схеме, коэффициент эквивалентности нагрузки определяется по формуле (16), работающих по челноковой схеме — по формуле (17).

Эквивалентная нагрузка для расчета элементов комбайна по графику нагружения определяется по формуле (18).

График нагружения элементов трансмиссии строится в соответствии с графиком нагружения очистного комбайна с выделением согласно кинематической схеме той части трансмиссии, которая обеспечивает передачу крутящего момента на каждый исполнительный орган.

Для элементов, расположенных в той части трансмиссии, которая участвует в передаче крутящего момента ко всем исполнительным органам, график нагружения будет соответствовать графику нагружения комбайна.

Для элементов, расположенных в той части трансмиссии, которая участвует в передаче крутящего момента к одному исполнительному органу, график нагружения строится в соответствии с мощностью пласта, разрушаемого этим исполнительным органом при прямом и обратном ходах комбайна по лаве.

Нагрузка на исполнительном органе за полный цикл $T_{\text{г.р}} = K_i T_{\text{ном}}$.

Коэффициенты пропорциональности за полный цикл определяются по формулам:

$$K_1 = H_1 / H_{\text{р}}; \quad K_2 = H_2 / H_{\text{р}},$$

где H_1, H_2 — мощности пласта (диаметр исполнительного органа), вынимаемые при прямом и обратном ходе комбайна соответственно.

Относительная нагрузка на первой, второй и третьей ступенях графика нагружения элементов трансмиссии

$$m_1 = T_{\text{макс}} / T_{\text{ном}}; \quad m_1 = K_1 / m_{\text{р.н.п}}; \quad m_2 = K_2 m_{\text{р.н.п}}.$$

Относительная длительность действия нагрузки различных уровней определяется по графику нагружения комбайна с учетом схемы работы его исполнительных органов.

Для элементов, передающих крутящий момент к одному исполнительному органу, относительная длительность действия нагрузок для первой, второй и третьей ступеней соответственно будет

$$l_1 = \tau_1 / \tau_{\text{ц}}; \quad l_1 = \tau_1 / \tau_{\text{ц}}; \quad l_2 = \tau_2 / \tau_{\text{ц}}.$$

$$\text{где} \quad \tau_1 = \tau_2 = \frac{1}{2} \tau_{\text{р.н.п}}.$$

Коэффициент эквивалентности нагрузки в элементах трансмиссии, передающих крутящий момент ко всем исполнительным органам, определяется в соответствии с графиком нагружения очистного комбайна.

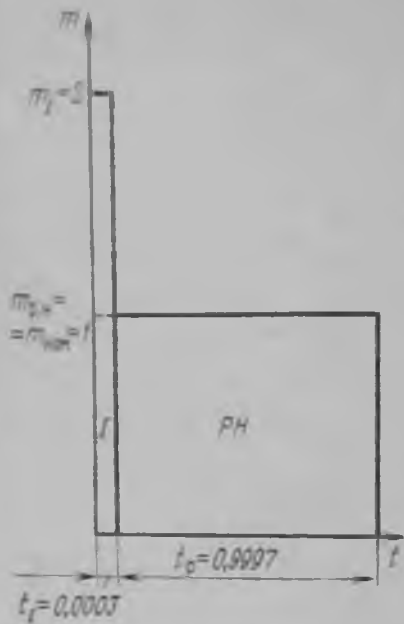


Рис. 42 График нагружения комбайна К103

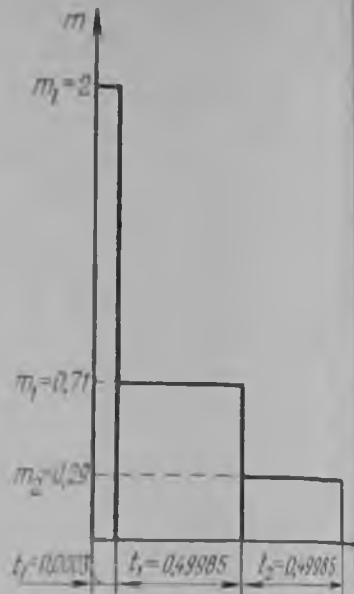


Рис. 43 График нагружения элементов трансмиссии комбайна К103, передающий крутящий момент к одному исполнительному органу

Коэффициент эквивалентности нагрузки в элементах трансмиссии, передающих крутящий момент к одному исполнительному органу.

$$m_{\text{экв}} = \sqrt{m_1^2 t_1 + (K_1 m_{p.u.})^2 \frac{1}{2} t_{p.u.} + (K_2 m_{p.u.})^2 \frac{1}{2} t_{p.u.}}$$

Эквивалентная нагрузка для расчета элемента трансмиссии

$$T_{\text{экв}} = m_{\text{экв}} T_{\text{ном}} u_{\text{тр.г}} \eta_{\text{тр}}$$

где $u_{\text{тр.г}}$ — передаточное число части трансмиссии, находящейся между двигателем и рассчитываемым элементом; $\eta_{\text{тр}}$ — КПД редуктора.

На основе разработанного метода был рассчитан (совместно с Н. В. Суриной) график нагружения комбайна К103 (рис. 42). Исходные данные для расчета приведены ниже.

Средняя мощность вынимаемого пласта H_p , м	1
Сопротивляемость угля резанию в неотжатой зоне массива A_p , кН/м	240
Ширина захвата исполнительного органа B_p , м	0,8
Диаметр шнека D_u , м	0,71
Схема работы комбайна	Челноковая
Мощность пласта, разрабатываемая каждым исполнительным органом при прямом H_1 и обратном H_2 ходах комбайна по лаве, м	$H_1 = D_u = 0,71$; $H_2 = 2,87$
Скорость резания v_p , м/с	3
Скорость подачи v_n , м/мин	
Число резцов на исполнительном органе n_p	22

одновременно режущих n_p	11
Максимальная толщина среза h_{max} , см	3,2
Частота вращения исполнительного органа n_n , мин ⁻¹	98
Длина лавы L , м	150
Тип электродвигателя	ЭКВ 3,5-75-2
Число электродвигателей	2
Схема работы двигателей	На общий вал
Номинальная мощность двигателя $N_{\text{ном}}$, кВт	75
Максимальный момент двигателя $T_{I_{\text{max}}}$, Н·м	1000
Частота вращения электродвигателя $n_{\text{дв}}$, мин ⁻¹	1465

Результаты расчета параметров графика (рис. 43) нагружения элементов трансмиссии комбайна К103 приведены ниже.

1. Максимальный момент $T_I = 2T_{I_{\text{max}}} = 2 \cdot 1000 = 2000$ Н·м.

2. Номинальный момент $T_{p.u.} = 2 \cdot 9550 \frac{N_{\text{ном}}}{n_{\text{дв}}} = 2 \cdot 9550 \frac{75}{1465} = 978$ Н·м.

3. Время рабочего цикла $\tau_{p.u.} = \frac{2L}{v_n} = \frac{2 \cdot 150}{3} = 100$ мин = 6000 с.

4. Время переходных процессов $\tau_I = 2$ с.

5. Время полного цикла $\tau_u = \tau_I + \tau_{p.u.} + 2 + 6000 = 6002$ с.

6. Относительная длительность переходных режимов $t_I = \frac{\tau_I}{\tau_u} = \frac{2}{6002} = 0,0003$.

7. Относительная длительность функций разрушения и навалки (погрузки)

$$t_{p.u.} = \frac{\tau_{p.u.}}{\tau_u} = \frac{6000}{6002} = 0,9997.$$

8. Относительная нагрузка в переходных режимах $m_I = T_I / T_{p.u.} = 2000 / 978 = 2$.

9. Относительная нагрузка функций разрушений и навалки (погрузки)

$$m_{p.u.} = \frac{T_{p.u.}}{T_{p.u.}} = \frac{978}{978} = 1.$$

10. Коэффициенты пропорциональности моментов для участков трансмиссии к отдельным исполнительным органам при прямом и обратном ходах комбайна по лаве (за полный цикл):

$$K_1 = \frac{H_1}{H_p} = \frac{0,71}{1,00} = 0,71;$$

$$K_2 = \frac{H_2}{H_p} = \frac{0,29}{1,00} = 0,29.$$

11. Нагрузки на исполнительном органе за полный цикл:

$$T_{\text{тр}} = K_1 T_{p.u.} = 0,71 \cdot 978 = 6944 \text{ Н·м};$$

$$T_{\text{тр}} = K_2 T_{p.u.} = 0,29 \cdot 978 = 2844 \text{ Н·м}.$$

12. Относительные нагрузки на ступенях графика нагружения элементов трансмиссии $m_1 = 2m_I = K_1 = 0,71$, $m_2 = K_2 = 0,29$.

13. Относительная длительность действия нагрузок m_1 и m_2 :

$$t_1 = t_2 = \frac{t_{p.u.}}{2} = \frac{0,9997}{2} = 0,49985.$$

$$m_{\text{экв}} = \sqrt{m_1^2 t_1 + m_1^2 t_1 + m_2^2 t_2}$$

14. Коэффициенты эквивалентности нагрузки в элементах трансмиссии (зубчатых колесах):

$$\text{при контактной усталости } m_{\text{экв}} = \sqrt{2^3 \cdot 0,0003 + 0,71^3 \cdot 0,49985 + 0,29^3 \cdot 0,49985} = 0,578;$$

при изгибе $m_{изг} = \sqrt{2^2 \cdot 0,0003 + 0,71^2 \cdot 0,49985 + 0,29^2 \cdot 0,49985} = 0,824$

15. Эквивалентные нагрузки

$$T_{экв,з} = m_{изг} \cdot T_{ном} = 0,824 \cdot 978 = 565 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{экв,д} = m_{изг,д} \cdot T_{ном} = 0,824 \cdot 978 = 806 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

16. Эквивалентная нагрузка в i -м элементе трансмиссии $T_{экв,i} = m_{изг,i} \cdot T_{ном}$

3.5. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ НАГРУЖЕНИЯ РЕДУКТОРОВ ПРИВодОВ СТРУГА

Нагрузка для расчета элементов редуктора привода струга на усталостную прочность определяется режимом работы струговой установки, а также номинальными и максимальными параметрами механической характеристики приводного электродвигателя.

За базовый график нагружения редуктора привода струга (см. рис. 38) принимается такой, который отражает действующие на привод нагрузки T и их продолжительность t при выполнении стругом следующих функций: разрушение массы угля P ; навалки (погрузки) угля H ; перемещение относительно забоя $П$.

В базовом графике также учитываются нагрузки и длительность их действия при переходных режимах работы электродвигателей I .

Нагрузки в редукторе привода струга при выполнении функций разрушения T_p , навалки (погрузки) угля T_H , перемещения струга и тяговой цепи (T_u) определяются РТМ 12.14.001—78.

Переходному режиму нагружения T_i соответствует максимальный момент электродвигателя T_{max} .

Коэффициент эквивалентности нагрузки для расчета элементов редуктора по базовому графику нагружения привода струга определяется по формуле (11).

За базовую нагрузку при определении относительной нагрузки принимается номинальный момент электродвигателя $m_{ном} = 1$.

Относительные нагрузки при выполнении стругом функций P , H , $П$, а также в переходном режиме I определяются по формуле (13).

Относительная длительность действия каждого уровня нагрузки определяется отношением длительности выполнения стругом соответствующих функций к полному времени цикла работы, а полное время цикла работы струговой установки по формуле (14).

Длительность переходных режимов в проектных расчетах может быть принята равной 0,1—0,2 на полный цикл.

Относительная длительность переходных режимов определяется по формуле $t_i = \tau_i / \tau_u$.

Длительность выполнения функций разрушения $\tau_p = 2L / v_{стр}$.

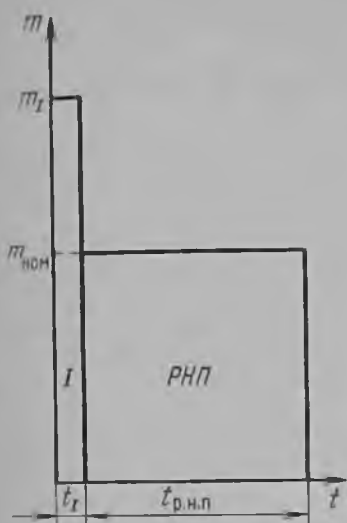


Рис. 44. График нагружения привода струга

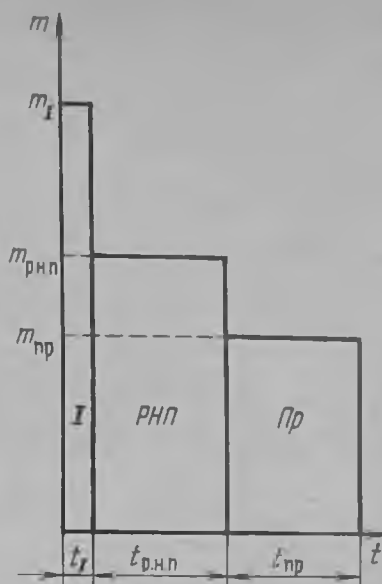


Рис. 45. График нагружения элементов редуктора привода струга

где L — длина лавы; $v_{стр}$ — скорость струга.

Относительная длительность выполнения функции разрушения угля $t_p = \tau_p / \tau_u$.

Длительность выполнения функции навалки (погрузки) угля $\tau_n = 2L / v_{стр}$.

Относительная длительность выполнения функции навалки (погрузки) угля определяется выражением $t_n = \tau_n / \tau_u$.

Длительность выполнения функции перемещения струга определяется по формуле $\tau_n = 2L / v_{стр}$.

Относительная длительность выполнения функции перемещения струга $t_n = \tau_n / \tau_u$.

Режим нагружения приводов струговой установки обусловлен схемой работы струга в технологическом процессе выемки угля.

Струговые установки работают по челноковой схеме, поэтому их график нагружения будет двухступенчатым (рис. 44).

При совмещении во времени всех функций в качестве основной нагрузки при проектном расчете следует принимать номинальный момент электродвигателя $M_{ном}$, определяемый по формуле (12).

При работе нескольких электродвигателей привода струга на один общий вал фактически номинальный момент многодвигательного привода равен сумме номинальных моментов каждого из двигателей привода и определяется, как и для комбайна, по формуле (19).

Нагрузка на второй ступени графика нагружения определяется номинальным моментом электродвигателя $T_{р.н.п.} = T_{ном}$.

Относительные нагрузки на первой и второй ступенях

$$m_1 = \frac{T_1}{T_{\max}}, \quad m_{p.n.n} = \frac{T_{p.n.n}}{T_{\max}}$$

Время полного учета определяется в соответствии со скоростью работы струга:

опережающий режим работы струга, когда $v_{стр} > v_{\text{огт}}$

отстающий режим работы струга, когда скорость $v_{стр} < v_{\text{огт}}$

Время полного цикла определяется по формуле:

для опережающего режима работы струга

$$\tau_u^{om} = \tau_l + \tau_{p.n.n}^{om}, \quad \tau_{p.n.n}^{om} = \frac{2l}{v_{стр}^{om}}$$

где $v_{стр}^{om}$ — скорость струга в опережающем режиме работы для отстающего режима работы струга

$$\tau_u^{ot} = \tau_l + \tau_{p.n.n}^{ot}, \quad \tau_{p.n.n}^{ot} = \frac{2l}{v_{стр}^{ot}}$$

где $v_{стр}^{ot}$ — скорость струга в отстающем режиме работы

Относительные длительности первой и второй ступеней

$$l_1 = \frac{\tau_l}{\tau_u}, \quad l_{p.n.n} = \frac{\tau_{p.n.n}}{\tau_u}$$

Коэффициент эквивалентности нагрузки

$$m_{эkn} = \sqrt{m_1^m l_1 + m_{p.n.n}^m l_{p.n.n}}$$

Эквивалентная нагрузка для расчета привода струга по графику нагружения определяется по формуле (18). График нагружения элементов редуктора привода струга строится в соответствии с графиком нагружения привода струга.

График нагружения элементов редуктора привода за один цикл работы струга относительно выходного вала с учетом опережающего или отстающего режимов будет трехступенчатый (рис. 45): I — переходный режим; RHP — режим разгрузки, навалки (нагрузки), перемещения; Pr — режим протягивания цепи.

При расчете нагружения элементов редуктора привода струга на первом уровне нагрузки принимается максимальный момент на валу редуктора привода струга с учетом режима работы системы «струг — конвейер»

$$T_1 = T_{\max} U_p \eta_p$$

где T_{\max} — максимальный момент двигателя; U_p — передаточное число редуктора привода струга до рассматриваемого элемента; η_p — к.п.д. редуктора до рассматриваемого элемента.

При наличии предохранительного устройства за максимальную принимается нагрузка, равная величине срабатывания предохранительного устройства

$$T_1 = T_{пр-устр} \frac{1}{U_p \eta_p}$$

Нагрузка на втором уровне графика нагружения определяется номинальным моментом электродвигателя с учетом режима работы системы «струг — конвейер» $T_{p.n.n} = T_{ном} U_p \eta_p$

Нагрузка на третьем уровне графика нагружения определяется режимом протягивания цепи струга и составляет $T_{пр} = 0,8 T_{ном}$ или для конкретного случая определяется по РТМ 12.14.001—81.

Относительная длительность действия нагрузки различных уровней определяется по графику нагружения привода струга.

Для элементов редуктора привода струга относительные длительности действия нагрузки на первой, второй и третьей ступенях определяются в зависимости от режима работы: при опережающем режиме ($v_{стр} > v_{конв}$)

$$l_1^{om} = \frac{\tau_l^{om}}{\tau_u^{om}}; \quad l_{p.n.n}^{om} = \frac{\tau_{p.n.n}^{om}}{\tau_u^{om}}; \quad l_{пр}^{om} = \frac{\tau_{пр}^{om}}{\tau_u^{om}}$$

при отстающем режиме ($v_{стр} < v_{конв}$)

$$l_1^{ot} = \frac{\tau_l^{ot}}{\tau_u^{ot}}; \quad l_{p.n.n}^{ot} = \frac{\tau_{p.n.n}^{ot}}{\tau_u^{ot}}; \quad l_{пр}^{ot} = \frac{\tau_{пр}^{ot}}{\tau_u^{ot}}$$

Коэффициент эквивалентности нагрузки в элементах редуктора привода струга определяется в соответствии с графиком нагружения привода по формуле

$$m_{эkn} = \sqrt{m_1^m l_1 + m_{p.n.n}^m l_{p.n.n} + m_{пр}^m l_{пр}}$$

Эквивалентная нагрузка в элементах редуктора привода струга

$$T_{эkn} = m_{эkn} T_{ном} U_i \eta_i$$

где U_i — передаточное число редуктора до рассчитываемого i -го элемента; η_i — к.п.д. редуктора до рассчитываемого i -го элемента.

На основании исследований были установлены параметры графика нагружения редуктора привода струговой установки С075. Исходные данные для расчета приведены ниже.

Схема работы струга	Челноковая
Режимы работы системы «струг — конвейер»	Отстающий; опережающий
	200
Длина струговой установки, м	
Скорость движения струга $v_{стр}$, м/с:	0,78
в отстающем режиме	1,53
в опережающем режиме	2
Число электродвигателей	ЭДКО4-УС2
Тип электродвигателя	110
Номинальная мощность двигателя $N_{ном}$, кВт	3350
Максимальный момент двигателя T_{max} , Н·м	1480
Частота вращения вала n , мин ⁻¹	
Передаточное число редуктора привода струга U_p :	35,656
в отстающем режиме	18,15
в опережающем режиме	0,97
К.п.д. редуктора привода струга η_p	

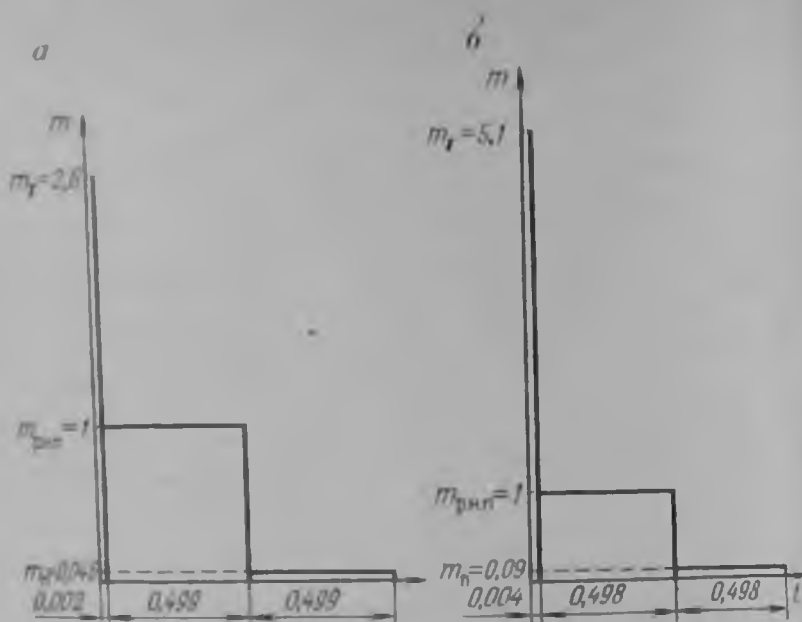


Рис. 46 График нагружения элементов редуктора привода струга при работе в отстающем режиме, б — в опережающем режиме

Результаты расчета параметров графика нагружения в элементах редуктора струговой установки С075 получены при участии Д. А. Игнатьева и приведены ниже (рис. 46).

1 Нагрузки при переходном режиме работы на выходном валу редуктора привода:

в опережающем режиме $T_{\gamma}^{оп} = 3350 \cdot 18,15 \cdot 0,97 = 58978 \text{ Н} \cdot \text{м}$,

в отстающем режиме $T_{\gamma}^{от} = 3350 \cdot 36,656 \cdot 0,97 = 115864 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

2 Номинальный момент электродвигателя $T_{ном} = 9550 \cdot \frac{N_{ном}}{\eta_{эл}} = 9550 \cdot \frac{111}{0,97} = 109000 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

$= 710 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

3 Номинальный момент на выходном валу редуктора привода:

в опережающем режиме $T_{р.в.л}^{оп} = 710 \cdot 18,15 \cdot 0,97 = 12500 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

в отстающем режиме $T_{р.в.л}^{от} = 710 \cdot 35,656 \cdot 0,97 = 24556 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

4. Момент на выходном валу редуктора при протягивании цепи:

в опережающем режиме $T_{пр}^{оп} = 0,8 \cdot 12500 = 10000 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

в отстающем режиме $T_{пр}^{от} = 0,8 \cdot 24556 = 19645 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

5. Время рабочего цикла:

в опережающем режиме $\tau_{р.в.л.пр}^{оп} = \frac{2 \cdot 200}{1,53} = 261,4 \text{ с}$,

в отстающем режиме $\tau_{р.в.л.пр}^{от} = \frac{2 \cdot 200}{0,78} = 512,8 \text{ с}$.

6. Время переходных процессов $\tau_l = 0,1 \text{ с}$.

7. Время полного цикла:

в опережающем режиме $\tau_{цикл}^{оп} = 0,1 + 261,4 = 261,5 \text{ с}$;

в отстающем режиме $\tau_{цикл}^{от} = 0,1 + 512,8 = 512,9 \text{ с}$.

8. Относительная длительность переходных процессов:

в опережающем режиме $\beta_{пр}^{оп} = \frac{0,1}{261,5} = 0,0004$;

в отстающем режиме $\beta_{пр}^{от} = \frac{0,1}{512,9} = 0,0002$.

9. Относительная длительность функций разрушения, навалки и протягивания:

$$\text{в опережающем режиме } t_{р.н.п.пр}^{om} = \frac{261,4}{261,5} = 0,9996;$$

$$\text{в отстающем режиме } t_{р.н.п.пр}^{ot} = \frac{512,0}{512,9} = 0,9998.$$

10. Относительная длительность действия нагрузок:

$$\text{в опережающем режиме } t_{р.н.п.}^{om} = t_{пр}^{om} = \frac{0,9996}{2} = 0,4998;$$

$$\text{в отстающем режиме } t_{р.н.п.}^{ot} = t_{пр}^{ot} = \frac{0,9998}{2} = 0,4999.$$

$$11. \text{ Относительная нагрузка переходного процесса } m_l = \frac{T_l}{T_{ном} U_p \eta_p} = 4,7.$$

$$12. \text{ Относительная нагрузка функций разрушения, навалки и перемещения } m_{р.н.п.} = \frac{T_{р.н.п.}}{T_{ном} U_p \eta_p} = 1.$$

$$13. \text{ Относительная нагрузка функций протягивания } m_{пр} = \frac{T_{пр}}{T_{ном} U_p \eta_p} = 0,8.$$

14. Коэффициент эквивалентности нагрузки в элементах редуктора привода струга (зубчатые колеса):

на контактную усталость:

$$\text{в опережающем режиме } m_{экв.к}^{om} = \sqrt{4,7^3 \cdot 0,0004 + 0,4998 + 0,8 \cdot 0,4998} = 0,93;$$

$$\text{в отстающем режиме } m_{экв.к}^{ot} = \sqrt{4,7^3 \cdot 0,0002 + 0,4999 + 0,8^3 \cdot 0,4999} = 0,92;$$

на изгиб:

$$\text{в опережающем режиме } m_{экв.н}^{om} = \sqrt{4,7^9 \cdot 0,0004 + 0,4998 + 0,8^9 \cdot 0,4998} = 1,97;$$

$$\text{в отстающем режиме } m_{экв.н}^{ot} = \sqrt{4,7^9 \cdot 0,0002 + 0,4999 + 0,8^2 \cdot 0,4999} = 1,8.$$

15. Эквивалентные нагрузки:

$$T_{экв.к}^{om} = 0,93 \cdot 710 \cdot 35,656 \cdot 0,97 = 22,837 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{экв.к}^{ot} = 0,92 \cdot 710 \cdot 18,15 \cdot 0,97 = 11,5 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{экв.н}^{om} = 1,97 \cdot 710 \cdot 35,656 \cdot 0,97 = 48,376 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{экв.н}^{ot} = 1,8 \cdot 710 \cdot 18,15 \cdot 0,97 = 22,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

3.6. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ НАГРУЖЕНИЯ РЕДУКТОРОВ ПРИВодОВ ФРОНТАЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ

Нагрузка для расчета элементов привода исполнительного органа на усталостную прочность определяется конструкцией исполнительного органа, схемой работы фронтального агрегата, а также номинальными и максимальными параметрами механической характеристики приводного электродвигателя.

За базовый график нагружения привода исполнительного органа фронтального агрегата принимается такой, который отражает действующие на приводной электродвигатель нагрузки T и их продолжительность τ при выполнении исполнительным органом фронтального агрегата следующих функций: разрушение массива угля (P); навалки (погрузки) угля H ; перемещения относительно забоя (Π).

В базовом графике также учитываются нагрузки и их длительность при переходных режимах работы приводных электродвигателей I .

Переходному режиму нагружения T_1 соответствует максимальный момент электродвигателя T_{max} .

Коэффициент эквивалентности нагрузки для расчета элементов исполнительного органа по базовому графику нагружения исполнительного фронтального агрегата определяется по формуле (11).

За базовую нагрузку при определении относительной нагрузки принимается номинальный момент электродвигателя (электродвигателей) $m_{max} = 1$.

Относительные нагрузки при выполнении исполнительным органом фронтального агрегата функций P , H и Π и в переходном режиме I определяются по формулам (13).

Относительная длительность действия каждого уровня нагрузки определяется отношением длительности выполнения исполнительным органом фронтального агрегата соответствующих функций к полному времени цикла работы.

Полное время цикла работы исполнительного органа фронтального агрегата определяется по формуле (14).

Длительность переходных режимов в проектных расчетах может быть принята равной 0,1—0,2 на полный оборот исполнительного органа.

Относительная длительность переходных режимов $t_1 = \tau_1 / \tau_n$.
Длительность выполнения функций разрушения

$$\tau_p = 2L_a / v_p,$$

где L_a — длина исполнительного органа агрегата; v_p — скорость резания.

Относительная длительность выполнения функций разрушения угля $t_p = \tau_p / \tau_n$.

Длительность выполнения функций навалки (погрузки) угля исполнительным органом фронтального агрегата определяется по формуле $\tau_n = 2L_a / v_p$.

Относительная длительность выполнения функций навалки (погрузки) угля $t_n = \tau_n / \tau_n$.

Длительность выполнения функции перемещения исполнительного органа фронтального агрегата $\tau_n = 2L_a / v_p$.

Относительная длительность выполнения функции перемещения фронтального агрегата $t_n = \tau_n / \tau_n$.

Режим нагружения привода исполнительного органа фронтального агрегата обусловлен его схемой работы в технологическом процессе выемки угля.

При работе фронтального агрегата имеет место также совмещение во времени всех функций, выполняемых исполнительным органом. График нагружения привода исполнительного органа фронтального агрегата — двухступенчатый (рис. 47).

При совмещении во времени всех функций при проектном расчете за основную нагрузку может быть принят номинальный момент электродвигателя $T_{ном}$, определяемый по формуле (12).

При работе электродвигателей привода исполнительного органа на один общий вал фактический номинальный момент многодвигательного привода равен сумме моментов каждого из двигателей привода и определяется по формуле (19).

Нагрузка на второй ступени является номинальным моментом

Относительная нагрузка на

$$m_I = \frac{T_{max}}{T_{ном}}; \quad m_{р.н.п} = \frac{T_{р.н.п}}{T_{ном}} = 1.$$

Время полного цикла

$$\tau_{ц} = \tau_I + \tau_{р.н.п}; \quad \tau_{р.н.п} = \frac{2L_n}{v_p},$$

где v_p — средняя скорость резания.

Относительные длительности первой и второй ступеней графика нагружения:

$$t_I = \frac{\tau_I}{\tau_{ц}}; \quad t_{р.н.п} = \frac{\tau_{р.н.п}}{\tau_{ц}}; \quad t_{р.н.п} = 1 - t_I.$$

Коэффициент эквивалентности нагрузки определяется по формуле $m_{эвн} = \sqrt{m_I^m t_I + m_{р.н.п}^m t_{р.н.п}}$.

Эквивалентная нагрузка для расчета элементов исполнительного органа фронтального агрегата по графику нагружения определяется по формуле (18). График нагружения элементов редуктора привода исполнительного органа фронтального агрегата строится в соответствии с графиком нагружения редуктора исполнительного органа фронтального агрегата.

Нагрузка в приводе исполнительного органа $T_{р.н.п} = T_{ном}$.

Относительная нагрузка на первой и второй ступенях графика нагружения элементов редуктора привода

$$m_I = T_{max} / T_{ном}; \quad m_{р.н.п} = T_{ном} / T_{ном} = 1.$$

Относительная длительность действия нагрузок на первой и второй ступенях графика нагружения

$$t_I = T_I / \tau_{ц}; \quad t_p = \tau_{р.н.п} / \tau_{ц}.$$

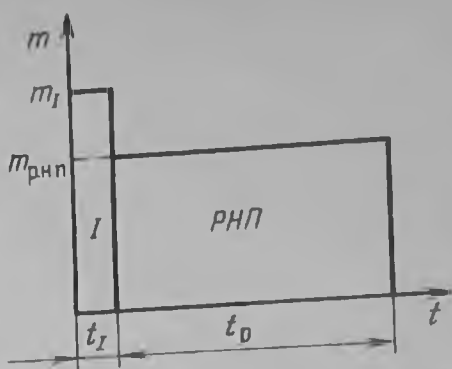


Рис. 47. График нагружения привода исполнительного органа фронтального агрегата

графика нагружения определяется номинальным моментом электродвигателя $T_{р.н.п} = T_{ном}$.

первой и второй ступенях

Коэффициент эквивалентности нагрузки в элементах редуктора привода исполнительного органа

$$m_{\text{экв}} = \sqrt{m_1^2 i_1 + m_{\text{р.о.п.}}^2 / \eta_{\text{р.о.п.}}}$$

Эквивалентная нагрузка для расчета элемента редуктора привода исполнительного органа

$$T_{\text{экв}} = m_{\text{экв}} T_{\text{ном}} u_{\text{р.о.п.}} \eta_{\text{р.о.п.}}$$

где $u_{\text{р.о.п.}}$ — передаточное число части редуктора привода между двигателем и рассчитываемым элементом; η — к.п.д. редуктора.

На основании проведенных исследований установлены параметры графика нагружения фронтального агрегата Ф1. Исходные данные приведены ниже.

Средняя мощность вынимаемого пласта H_p , М	2
Сопротивляемость угля резанию в исотжаты зоне очистного забоя f_p , кН/м	200
Толщина снимаемой стружки B , м	< 0,1
Скорость резания v_p , м/с	1
Скорость подачи v_n , м/мин	0,04
Число резцов	24
на исполнительном органе n_s	20
одновременно режущих n_p	100
Максимальная толщина среза h_{max} , м	50
Длина лавы L , м	ЭДКОФ
Тип электродвигателя	1
Число двигателей	110
Номинальная мощность двигателя $N_{\text{ном}}$, кВт	1590
Максимальный момент двигателя $T_{I_{\text{max}}}$, Н·м	1480
Частота вращения электродвигателя $n_{\text{ном}}$, мин ⁻¹	

Результаты расчета параметров графика нагружения элементов редуктора исполнительного органа агрегата Ф1 приведены ниже (рис. 48).

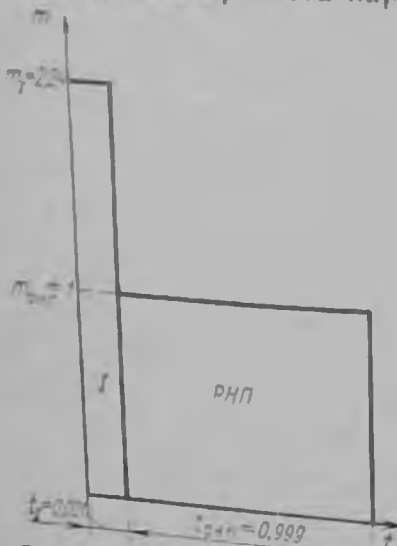


Рис. 48. График нагружения элементов редуктора привода фронтального агрегата

1. Максимальный момент $T_1 = 27 \cdot 10^3 = 2 \cdot 1590 = 3180 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

2. Номинальный момент $T_{\text{р.о.п.}} = 2 \cdot 9950 \frac{N_{\text{ном}}}{\eta_{\text{л.а}}} = 2 \cdot 9550 \frac{110}{1480} = 1420 \text{ Н}\cdot\text{м}$

3. Длительность функций разрушения навалки (погрузки) $\tau_{\text{р.о.п.}} = 2L/v_p = 2 \cdot 50/1,0 = 100 \text{ с}$.

4. Время переходных процессов $\tau_l = 0,1 \text{ с}$.

5. Полное время функций разрушения навалки (погрузки) $\tau_{\text{н}} = \tau_l + \tau_{\text{р.о.п.}} = 0,1 + 100 = 100,1 \text{ с}$.

6. Относительная длительность переходных процессов $t_l = \tau_l / \tau_{\text{н}} = 0,1/100,1 = 0,001$.

7. Относительная длительность функций разрушения и навалки (погрузки) $t_{\text{р.о.п.}} = \tau_{\text{р.о.п.}} / \tau_{\text{н}} = 100/100,1 = 0,009$.

8. Относительная нагрузка в переходных режимах $m_1 = \frac{T_1}{T_{\text{н}}} = 3180/1420 = 2,24$

9. Относительная нагрузка функций разрушения, навалки (погрузки)

$$m_{p,и.п} = T_{p,и.п} / T_{ном} = 1$$

10. Коэффициент эквивалентности нагрузки в элементах редуктора привода (зубчатых колес):

на контактную усталость $m_{зуб.к} \sqrt[3]{2,24^3 \cdot 0,099 + 1^3 \cdot 0,99} = 1,032$ при изгибе

$$m_{зуб.и} \sqrt[3]{2,24^3 \cdot 0,099 + 1^3 \cdot 0,99} = 1,35.$$

11. Эквивалентные нагрузки:

$$T_{зуб.к} = m_{зуб.к} T_{ном} = 1,032 \cdot 1420 = 1465 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{зуб.и} = m_{зуб.и} T_{ном} = 1,35 \cdot 1420 = 1917 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

12. Эквивалентная нагрузка в элементе редуктора привода $T_{зуб.к} =$

$$= m_{зуб} T_{ном} u_{p,и.п}.$$

3.7. ВАРИАЦИЯ СТЕПЕНИ НАГРУЖЕННОСТИ ВЫЕМОЧНЫХ МАШИН В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Для проектируемой машины график нагружения и определяемая на основании его эквивалентная нагрузка являются величинами постоянными (детерминированными), принимающими определенное значение. Для эксплуатируемой серийно выпускаемой горной выемочной машины, представляющей собой совокупность машин, эквивалентная нагрузка — случайная величина, характеризующаяся плотностью вероятности. В общем случае ресурс эксплуатируемой серийно выпускаемой горной выемочной машины является случайной величиной, разброс которой обусловлен тремя причинами.

Первая причина — это случайный характер реализации нагруженности машины в одинаковых условиях работы ($\bar{A}_p = \text{const}$), что вызвано работой машины в комплексе и взаимодействием с другими машинами, а также ее управлением человеком.

Вторая причина — это разброс самих условий работы ($\bar{A}_p = \text{var}$), что обусловлено стохастической природой горно-геологических условий эксплуатации.

Третья причина — разброс прочностных свойств материалов деталей, что вызвано стохастической природой усталости, межлаповочным рассеиванием механических свойств, отклонениями фактических размеров деталей от номинальных, т. е. технологией изготовления. Влияние разброса механических (прочностных свойств) относится к серийно выпускаемой горной выемочной машине и характеризует уровень качества технологии изготовления.

Влияние изменчивости нагруженности эксплуатируемой горной выемочной машины в одинаковых условиях работы ($\bar{A}_p = \text{const}$) может быть оценено на основании анализа уравнения суммирования усталостной долговечности, что позволяет учесть влияние разброса нагруженности на эквивалентную нагрузку, определяемую по формуле

$$\sigma_3 = m \sqrt{\left(\sum \sigma_i^m \frac{n_i}{N_i} \right) \frac{1}{a_p}}.$$

В этой формуле значение $\sqrt{\Sigma \sigma_T^2 \frac{\eta}{N}}$ обусловлено стохастической природой физического процесса резания угля и характеризуется коэффициентом вариации средней сопротивляемости резанию по длине лавы $vA_r = 0,1 - 0,15$.

Пульсирующая составляющая, вызванная взаимодействием выемочной машины в комплексе оборудования и пиковые нагрузки учитываются при суммировании усталостных повреждений в соответствии с зависимостью

$$a_p = 1 - (a_n + a_m) \quad (20)$$

Выражение $\sqrt{\Sigma \sigma_T^2 \frac{\eta}{N}}$ в конкретных условиях эксплуатации зависит от интенсивности использования режимных и энергетических параметров проектируемой горной выемочной машины. При их совпадении с проектными эквивалентная нагрузка равна проектной.

Однако случайный характер изменения скорости подачи выемочной машины и мощности, потребляемой приводом в конкретных условиях эксплуатации, приводит к отклонению фактической нагруженности машины от плановой, которое может быть учтено при оценке влияния на степень нагруженности разброса условий эксплуатации.

Значение $\sqrt{\Sigma \sigma_T^2 \frac{\eta}{N}}$ характеризует рабочий режим эксплуатируемой горной выемочной машины в конкретных условиях эксплуатации и отражает нагруженность ее при непрерывном режиме работы.

Разброс нагруженности эксплуатируемой горной выемочной машины, как совокупности машин, будет характеризоваться разбросом общих условий работы машины. Хотя исходные данные на проектируемую горную машину рассчитаны на среднюю сопротивляемость угля резанию [21, 22], но, как показывает анализ эксплуатации горных выемочных машин, они работают в широком спектре условий с различными средними сопротивляемостями угля резанию. В каждой лаве свое значение средней сопротивляемости резанию, что приводит к рассеиванию нагрузок по лавам, в которых предстоит работать проектируемой машине. Поэтому необходимо оценить разброс степени нагруженности машин по лавам в соответствии с сопротивляемостью угля резанию.

Рассмотрим рассеивание степени нагруженности разброса средних значений A_p по лавам. Исходя из классификации шахтопластов по сопротивляемости резанию [21], основная доля пластов по бассейнам СССР — 94,9% — приходится на II, III, IV, V классы, средняя сопротивляемость угля резанию у которых соответственно равна 90, 150, 210 и 270 кН/м, а с

учетом включений соответственно 135/100—170, 180/150—210, 235/210—260 и 295/270—320 кН/м. Основную долю составляют пласты III (42,4%) и IV (29,2%) классов, т.е. пласты с сопротивляемостью резанию 150—180 и 210—235 кН/м.

Выпускаемые в настоящее время комбайны (К101, МК67М, 2К52М, ГШ68, РКУ10, РКУ13, КШЗМ и др.) обеспечивают разрушение угля с сопротивляемостью резанию до 300 кН/м. Основной диапазон изменения средней сопротивляемости угля резанию, который вызывает рассеивание уровня нагруженности проектируемой машины по лавам: $A_p = 150 \div 260$ кН/м, причем $\bar{A}_p = 150 \div 210$ кН/м составляет 42,4%, $\bar{A}_p = 210 \div 260$ кН/м — 29,2%.

Рассмотрев этот диапазон, мы обеспечим 70%-ную вероятность возможной работы проектируемой машины по сопротивляемости резанию угля. Для обеспечения 95%-ной вероятности необходимо кроме указанных учесть угли с сопротивляемостью резанию $\bar{A}_p = 90 \div 150$ кН/м (14,4%) и 260—320 кН/м (8,9%).

Разбивка по вероятности будет определяться возможными условиями эксплуатации машины (рис. 49). При этом может быть обеспечена 95%-ная вероятность учета возможных условий эксплуатации проектируемой машины. На основании сказанного могут быть получены значения разброса степени нагруженности эксплуатируемых горных выемочных машин по различным условиям эксплуатации. Изменчивость степени нагруженности деталей выемочных машин отражает изменчивость нагруженности генеральной совокупности машин серийного производства, которая обусловлена изменчивостью степени нагруженности деталей в различных условиях эксплуатации горных машин данного типа.

Распределение степени нагруженности деталей определяется в характерном диапазоне условий эксплуатации данного типа выемочной машины и с достаточной точностью характеризуется нормальным законом.

Параметры распределения степени нагруженности в характерном диапазоне эксплуатации даны с 95%-ной вероятностью ниже.

Угольные бассейны:

Донецкий (УССР)	0,17
Донецкий (РСФСР)	0,19
Кузнецкий	0,11
Карагандинский	0,13
Кизеловский	0,10
Челябинский	0,16
Общий v_{σ} по бассейнам	0,18

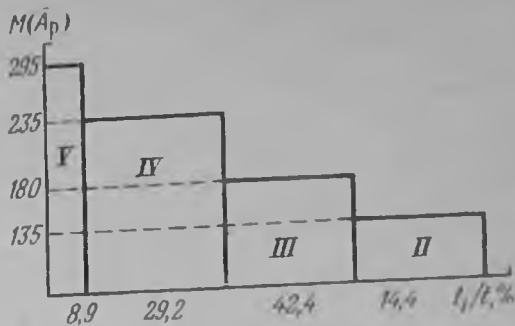


Рис. 49. Гистограмма вероятности возможных условий эксплуатации горной выемочной машины

В соответствии с этим разброс степени нагруженности серийно выпускаемой горной выемочной машины в различных условиях эксплуатации будет определяться по формуле

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_{\text{нр}} (1 + u_p v_{\sigma_p}),$$

где $\sigma_{\text{нр}}$ — эквивалентная нагрузка проектируемой горной выемочной машины, определяемая схемой работы и структурой машины, u_p — квантиль нормального распределения; v_{σ_p} — коэффициент вариации нагруженности в характерном диапазоне эксплуатации машины.

Взаимодействие выемочной машины в процессе функционирования ее в очистном комплексе и наличие при работе пиковых нагрузок, вызванных стопорением машины, влечет отклонение фактического режима от планового и характеризуется величиной a в формуле для определения эквивалентной нагрузки эксплуатируемой машины:

$$\sigma_{\text{экв.1}} = \sigma_{\text{экв}} \frac{1}{\sqrt{a_1}}$$

Величина a_p [см. формулу (20)] определяется режимом эксплуатации, так как $a_n = N_n / N_p$, а $a_m = n_m / N_m$.

В связи с тем, что величина $a_p < 1$ при отклонении фактического режима нагружения от планового, эквивалентная нагрузка увеличится. Проведенный анализ вариации нагруженности горных выемочных машин в процессе эксплуатации и сделанная на основании его оценка вариации степени нагруженности эксплуатируемой горной выемочной машины позволяют на стадии проектирования для серийно выпускаемой горной выемочной машины (как совокупности машин) на основании графика нагружения, построенного в соответствии со схемой работы и структурой машины, постоянных во всех горно-геологических условиях эксплуатации, и коэффициента вариации степени нагруженности, характеризующего разброс условий эксплуатации, а также использования суммирования усталостных повреждений, характеристик режима нагружения оценить с требуемой вероятностью нагруженность машины и на основании этого получить возможную наработку деталей машины, т. е. ресурс, а также оценить надежность проектируемой машины (как совокупности машин данного типа), т. е. определить вероятность безотказной работы машины.

4. РЕСУРС ГОРНЫХ ВЫЕМОЧНЫХ МАШИН

В общем случае под ресурсом горной выемочной машины следует понимать ее наработку до предельного состояния, наступлении которого дальнейшее применение машины по назначению недопустимо или невозможно. Поэтому ресурс можно представить как запас возможной наработки машины

Стохастическая природа прочности и долговечности требует рассмотрения ресурса в вероятностном аспекте. Поэтому будем рассматривать ресурс, представляющий собой (в соответствии с ГОСТ 27.002—83) наработку, в течение которой машина не достигнет предельного состояния с заданной вероятностью неразрушения γ , выраженной в процентах. Как и ранее, будем рассматривать проектируемую и серийно выпускаемую машину, что позволит увидеть все стадии создания и эксплуатации горной выемочной машины. Одновременно это требует введения понятий проектного, технологического и эксплуатационного ресурсов, что позволит определить ресурс как запас возможной наработки машины на каждой стадии ее создания и эксплуатации. Это в свою очередь позволит оценить и выявить причины потери ресурса как возможной наработки, а также исследовать формирование ресурса и вскрыть причины его потери на каждой из стадий создания и эксплуатации.

В зависимости от конструктивных (структура и схема работы машины, вид нагружения, размеры и форма сечений деталей, наличие концентрации напряжений), технологических (механические свойства применяемых материалов, вид и режим технологической обработки и термообработки, упрочнения) и эксплуатационных (режим нагружения, скорость нагружения, уровень нагрузок, сопротивляемость угля резанию, температура, среда) факторов будем различать проектный (конструктивный), технологический и эксплуатационный ресурсы горной выемочной машины.

4.1. ПРОЕКТНЫЙ (КОНСТРУКЦИОННЫЙ) РЕСУРС ДЕТАЛЕЙ МАШИНЫ

Проектный ресурс является характеристикой проектируемой горной выемочной машины и определяется на стадии проектирования на основе данных о прочностных свойствах деталей машины и плановом режиме нагружения проектируемой машины.

Проектируемый ресурс деталей машины

$$P_{пр.\gamma} = [[\sigma]_{\gamma} (\sigma_{экр.пр})^{-1}]^m [P_0], \quad (21)$$

где $[\sigma]_{\gamma}$ — допустимое напряжение, определяемое по полной вероятностной диаграмме усталости с γ -процентной вероятностью неразрушения для заданной базы испытаний $[P_0]$; $\sigma_{экр.пр}$ — эквивалентное напряжение, определяемое плановым режимом нагружения; m — показатель степени; $[P_0]$ — базовый ресурс детали, определяемый базой усталостных испытаний.

Характеристики сопротивления усталости — $[\sigma]$, $[P_0]$, m — определяют главным образом материалом, используемым для изготовления деталей машины, характеристику нагруженности $\sigma_{экр.пр}$ — схемой работы и структурой проектируемой машины.

Использование в формуле (21) допустимых напряжений, определяемых с γ -процентной вероятностью неразрушения, вызвано рассеянием пределов выносливости деталей, изготов-

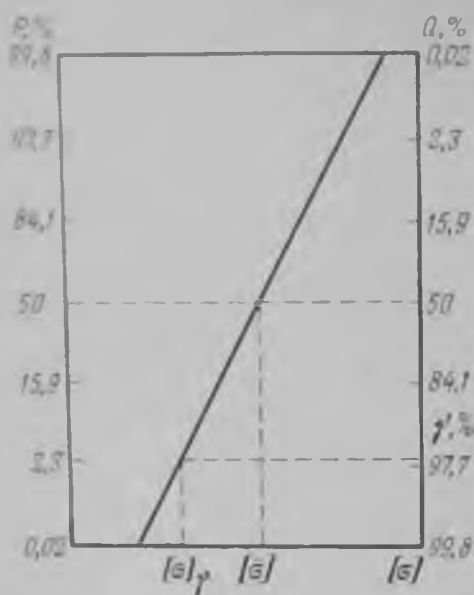


Рис 50. Графики распределения пределов выносливости деталей проектируемой горной выемочной машины

$$[\sigma]_p = [\bar{\sigma}] + u_p S_{[\sigma]} \quad \text{или} \quad [\sigma]_p = [\bar{\sigma}] (1 + u_p v_{[\sigma]})$$

где $S_{[\sigma]}$, $v_{[\sigma]}$ — соответственно среднее квадратическое отклонение и коэффициент вариации пределов выносливости деталей изготовленных из металла одной плавки и не имеющих отклонений размеров от номинальных; u_p — квантиль нормального распределения, определяемый для вероятности p .

Для определения допустимых напряжений с γ -процентной вероятностью неразрушения используется формула

$$\gamma = 1 - p$$

где p — вероятность разрушения.

Отсюда значение допустимых напряжений для расчета проектного ресурса определяют по формуле

$$[\sigma]_r = [\bar{\sigma}] (1 + u_p v_{[\sigma]}) \quad (2)$$

График этой зависимости представлен на рис. 50.

По данным работ [1, 13, 19] коэффициент вариации пределов выносливости деталей, изготовленных из металла одной плавки и не имеющих отклонений размеров от номинальных составляет 0,04—0,08.

Разброс значений проектного ресурса, обусловленный рассеиванием пределов выносливости, может быть описан нормальным законом распределения

$$f(P_{пр}) = (\sqrt{2\pi} \sigma_{P_{пр}})^{-1} \exp \left[-\frac{(P_{пр} - \bar{P}_{пр})^2}{2\sigma_{P_{пр}}^2} \right],$$

где $\bar{P}_{пр}$ — среднее значение проектного ресурса, определяемое для средних значений допустимых напряжений $[\bar{\sigma}]$; $\sigma_{P_{пр}}$ — сред-

ленных из металла одной плавки и не имеющих отклонений размеров от номинальных. Это обусловлено статистической природой процесса усталости металла, связанной со структурной неоднородностью (искажение кристаллической решетки, наличие включений и т. п.). Множество этих факторов и их влияние на рассеяние допустимых напряжений, а также данные работ [1, 13, 19] позволяют считать что допустимые напряжения распределяются по нормальному закону. В соответствии с этим их значение с заданной вероятностью разрушения может быть определено по формуле

нее квадратическое отклонение проектного ресурса, определяемое разбросом допустимых напряжений $v_{[\sigma]}$.

Для определения проектного ресурса деталей горных выемочных машин необходимо установить среднее значение ресурса деталей, которое можно получить из формулы

$$\bar{P}_{пр} = [[\bar{\sigma}] (\sigma_{экр.пр})^{-1}]^m [P_0]. \quad (23)$$

Формула (23) устанавливает зависимость для определения среднего ресурса в общем виде, поэтому необходимо получить аналогичные формулы для конкретных типовых деталей горных выемочных машин.

Зубчатые колеса. При расчете зубчатых передач трансмиссий горных выемочных машин определяют контактную усталость активных поверхностей зубьев (в формулах расчета на контактную усталость величины пишутся с индексом H) и усталость зубьев при изгибе (в формулах используется индекс F).

Для установления эквивалентного напряжения $\sigma_{экр.пр}$, определяемого плановым режимом нагружения, а конкретно — графиком нагружения горной выемочной машины (см. разд. 3), воспользуемся формулой [33]

$$\sigma_{экр.прH} = Z_H Z_M Z_E (\omega_H d_\omega^{-1} (u \pm 1) u^{-1})^{1/2}, \quad (24)$$

где Z_H , Z_M , Z_E — коэффициенты, учитывающие соответственно форму сопряженных поверхностей зубьев, механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес, суммарную длину контактных линий; u — передаточное число. В выражении $(u \pm 1) u^{-1}$ знак плюс относится к внешнему, а знак минус — к внутреннему зацеплению; d_ω — начальный диаметр зубчатого колеса; ω_H — удельная окружная сила;

$$\omega_H = 2000 T_{экр.прH} (b_\omega d_\omega)^{-1} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}, \quad (25)$$

где $T_{экр.прH}$ — эквивалентная нагрузка по графику нагружения; b_ω — рабочая ширина венца; $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$, $K_{H\nu}$ — коэффициенты соответственно учитывающие распределение нагрузки между зубьями, распределение нагрузки по ширине венца, динамическую нагрузку в зацеплении.

Средний предел контактной выносливости

$$[\bar{\sigma}]_H = \sigma_{Hlimb} Z_R, \quad (26)$$

где σ_{Hlimb} — предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений; Z_R — коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев.

Базовое значение ресурса

$$[P_0]_H = N_{HO} n^{-1}, \quad (27)$$

где N_{HO} — базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости. При твердости поверхности HRC 56 и выше принимается $N_{HO} = 12 \cdot 10^7$; n — частота вращения колеса.

Параметр кривой усталости при расчете ресурса на контакте $m=6$.

Для определения усталости зубьев при изгибе находят эквивалентное напряжение

$$\sigma_{\text{экв.пр}} = Y_F Y_G Y_B \omega_F m^{-1},$$

где Y_F , Y_G , Y_B — коэффициенты, соответственно учитывающие форму зуба, перекрытие зубьев, наклон зуба; m — модуль зацепления; ω_F — удельная окружная сила;

$$\omega_F = 2000 T_{\text{экв.пр}} (h_w d_w)^{-1} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv},$$

где $T_{\text{экв.пр}}$ — эквивалентная нагрузка по графику нагружения; $K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$, K_{Fv} — коэффициенты, соответственно учитывающие распределение нагрузки между зубьями, по ширине венца и динамическую в зацеплении.

Среднее значение предела выносливости зубьев при изгибе

$$[\sigma]_F = \sigma_{F\text{limb}} K_{Fa} K_{Fz} Y_c,$$

где $\sigma_{F\text{limb}}$ — предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений; K_{Fa} , K_{Fz} , Y_c — коэффициенты, соответственно учитывающие влияние шлифования переходной поверхности зуба, двустороннее приложение нагрузки, градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений.

Базовое значение ресурса

$$[P_0]_F = N_{F0} n^{-1},$$

где N_{F0} — базовое число циклов перемены напряжения, принимается $N_{F0} = 1 \cdot 10^6$; n — частота вращения колеса.

Параметр кривой усталости при расчете ресурса на изгибе $m=9$.

Числовые значения параметров и коэффициентов могут быть получены по ГОСТ 21354—87, ОСТ 12.44.098—84, РД42.031—85.

Валы. Расчет валов на усталостную долговечность проводится в общем случае при действии изгиба (поперечные напряжения σ) и кручения (касательные напряжения τ). Расчет ведется для опасных сечений вала: галтелей, отверстий, мест выхода шпоночных канавок и шлифов и т. п.

Для определения эквивалентных напряжений воспользуемся формулами:

$$\sigma_{\text{экв.пр}} = M_{\text{и.экв.пр}} W_{\text{и}}^{-1}; \quad \tau_{\text{экв.пр}} = M_{\text{к.экв.пр}} W_{\text{к}}^{-1},$$

где $M_{\text{и.экв.пр}}$, $M_{\text{к.экв.пр}}$ — эквивалентные изгибающие и крутящие моменты в опасном сечении вала, определяемые по эквивалентной нагрузке $T_{\text{экв.пр}}$ (см. гл. 3) в зависимости от расчетной схемы вала; $W_{\text{и}}$, $W_{\text{к}}$ — соответственно моменты сопротивления сечения вала изгибу и кручению.

Величины средних пределов выносливости вала:

$$[\bar{\sigma}]_{-1} = \sigma_{-1} K_{\sigma}^{-1} \varepsilon \beta \beta_{\text{укр}}; \quad [\bar{\tau}]_{-1} = \tau_{-1} K_{\tau}^{-1} \varepsilon \beta \beta_{\text{укр}}$$

где σ_{-1} , τ_{-1} — пределы выносливости материала вала при симметричном цикле изменения нормальных и касательных напряжений; K_{σ} , K_{τ} — эффективные коэффициенты концентрации напряжений; ε — коэффициент, учитывающий влияние размеров детали; β — коэффициент, учитывающий обработку поверхностей детали; $\beta_{\text{укр}}$ — коэффициент, учитывающий влияние методов упрочнения на сопротивление усталости.

Необходимо отметить, что при наличии неврашающихся относительно вала нагрузок (M_m) предел выносливости детали с учетом асимметрии цикла можно определить по формулам:

$$[\bar{\sigma}] = [\bar{\sigma}]_{-1} - \Psi_{\sigma} \sigma_m; \quad [\bar{\tau}] = [\bar{\tau}]_{-1} - \Psi_{\tau} \tau_m$$

где Ψ_{σ} , Ψ_{τ} — коэффициенты, учитывающие влияние асимметрии цикла; σ_m , τ_m — средние напряжения цикла, соответствующие моментам от неврашающихся нагрузок;

$$\sigma_m = M_{\text{нм}} W_{\text{н}}^{-1}; \quad \tau_m = M_{\text{км}} W_{\text{к}}^{-1}$$

Базовое значение ресурса вала

$$[P_0]_{\text{в}} = N_{0\text{в}} n_{\text{в}}^{-1},$$

где $N_{0\text{в}}$ — базовое число циклов. Для улучшенных валов $N_{0\text{в}} = 10^6$, для валов из легированной стали с поверхностным упрочнением $N_{0\text{в}} = 10^7$; $n_{\text{в}}$ — частота вращения вала.

Параметр кривой усталости при расчете ресурса вала на изгиб и кручение $m = 9$.

Числовые значения приведенных параметров и коэффициентов могут быть получены по ОСТ 12.44.097—83.

Подшипники. Расчет подшипников качения на усталостную долговечность имеет свои особенности. Для унификации методов расчета проектного ресурса деталей машин разработан следующий метод.

Эквивалентная нагрузка $\theta_{\text{экв.пр}}$ определяется по формулам:

для однородных радиальных шарикоподшипников, радиально-упорных шарико- и роликоподшипников

$$\theta_{\text{экв.пр}} = (XVR_{\text{экв.пр}} + YA_{\text{экв.пр}}) K_{\delta} K_T \quad \text{при } A_{\text{экв.пр}} (VR_{\text{экв.пр}}) > \varepsilon;$$

$$\theta_{\text{экв.пр}} = R_{\text{экв.пр}} \sqrt{K_{\delta} K_T} \quad \text{при } A_{\text{экв.пр}} (VR_{\text{экв.пр}})^{-1} < \varepsilon;$$

для радиальных одно- и двурядных подшипников с короткими цилиндрическими роликами

$$\theta_{\text{экв.пр}} = R_{\text{экв.пр}} \sqrt{K_{\delta} K_T};$$

для упорно-радиальных подшипников

$$\theta_{\text{экв.пр}} = (XR_{\text{экв.пр}} + YA_{\text{экв.пр}}) K_{\delta} K_T;$$

для упорных шариковых и роликовых подшипников

$$\theta_{\text{экв.пр}} = A_{\text{экв.пр}} K_{\delta} K_T;$$

где $R_{экв.пр}$, $A_{экв.пр}$ — соответственно эквивалентные радиальная осевая нагрузки, определяемые по эквивалентной нагрузке $T_{экв.пр}$ (см. гл. 3) в зависимости от расчетной схемы; Y — коэффициенты влияния радиальной и осевой нагрузки соответственно (указываются в каталоге); V — коэффициент вращения; $V=1$ — при вращении внутреннего кольца; $V=1,2$ — то же, наружного, ϵ — параметр, характеризующий равномерность распределения нагрузки между телами качения (указывается в каталоге); K_0 — коэффициент, учитывающий изменение нагружающего усилия от динамических явлений, возникающих в процессе работы подшипникового узла; K_T — коэффициент, учитывающий влияние температурного режима (при $t=125^\circ\text{C}$ $K_T=1$).

В качестве допустимой нагрузки при расчете подшипников используется динамическая грузоподъемность (C), представляющая собой нагрузку, которую может выдержать подшипник на неподвижном наружном кольце без разрушения за 1 млн оборотов внутреннего кольца. Динамическая грузоподъемность зависит от типа и размеров подшипников и указывается в каталогах.

Базовое значение ресурса подшипников

$$[P_0]_n = N_{0n} n^{-1},$$

где N_{0n} — базовое число циклов нагружения подшипника; n — частота вращения вала.

Необходимо отметить, что для подшипников базовое число циклов нагружения для соответствующего C при 90% вероятности неразрушения составляет $N_{0n} = 10^6$. Среднее значение базового числа циклов нагружения, соответствующее 50% вероятности неразрушения при том же значении C , будет $N_{0n} = 4,7 \cdot 10^6$.

Параметр кривой усталости составляет для шарикоподшипников $m=3$, для роликоподшипников $m=3,33$.

Числовые значения приведенных параметров и коэффициентов могут быть получены по каталогам подшипников.

Пример расчета. Для иллюстрации рассмотрим расчет проектного ресурса цилиндрической прямозубой передачи (1—2) комбайна К103. Исходные данные для расчета: $Z_1=17$; $Z_2=44$; $m=6$ мм; $d_{m1}=106,1$ мм; $d_{m2}=274,7$ мм; $b_{m1}=55$ мм; $b_{m2}=50$ мм; $u=2,59$; $v=8,14$ м/с; $n_1=1465$ мин⁻¹; $n_2=566$ мин⁻¹. Материал колес — сталь 20Х2Н4А, колеса цементированные. Режим нагружения задан графиком нагружения (см. разд. 3): $T_{экв.пр,n}=577,5$ Н·м; $T_{max,n}=825$ Н·м.

Проектный ресурс γ зубчатой передачи (1—2) комбайна К103 контактной усталости зубьев.

1. Значения коэффициентов выбраны следующие: $K_{H\alpha}=1$; $K_{H\beta}=1,5$; $K_{\alpha\beta}=1$.
2. Удельная окружная сила по формуле (25)

$$w_H = \frac{2000 \cdot 577,5}{106,1 \cdot 55} \cdot 1,5 \cdot 1 = 298 \text{ Н/мм.}$$

3. В результате расчета коэффициентов Z_M и Z_H установлены их значения $Z_M=275$ Н^{1/2} мм; $Z_H=1,75$; $Z_\epsilon=0,96$.

4. Эквивалентное проектное напряжение по формуле (24):

$$\sigma_{\text{экв.пр.н}} = 275 \cdot 1,75 \cdot 0,96 \sqrt{\frac{298 \cdot 3,59}{106,1 \cdot 259}} = 912 \text{ МПа.}$$

5. Величина среднего предела контактной выносливости по формуле (26)

$$[\sigma]_{\text{н}} = 1456 \cdot 1 = 1456 \text{ МПа.}$$

6. Величина проектного предела контактной выносливости для обеспечения 99%-ной вероятности неразрушения детали, что равнозначно преждевременному выходу из строя одного зубчатого колеса из 100 и $v_{[0]} = 0,08$ [см. формулу (22)]

$$[\sigma]_{\text{н}99\%} = 1456 (1 - 2,3 \cdot 0,08) = 1264 \text{ МПа.}$$

7. Базовое значение ресурса по формуле (27):

$$[P_0]_{\text{н}1} = \frac{12 \cdot 10^7}{60 \cdot 1465} = 1368 \text{ ч; } [P_0]_{\text{н}2} = \frac{12 \cdot 10^7}{60 \cdot 566} = 3528 \text{ ч.}$$

8. Средний ресурс по формуле (23):

$$\bar{P}_{\text{прн}1} = \left(\frac{1456}{912}\right)^9 1368 = 22651 \text{ ч; } \bar{P}_{\text{прн}2} = \left(\frac{1456}{912}\right)^9 3528 = 58425 \text{ ч.}$$

9. Проектный ресурс по формуле (21):

$$P_{\text{пр}1\text{н}99\%} = \left(\frac{1264}{912}\right)^9 1368 = 9439 \text{ ч; } P_{\text{пр}2\text{н}99\%} = \left(\frac{1264}{912}\right)^9 3528 = 24343 \text{ ч.}$$

Проектный ресурс первой зубчатой передачи по усталости зубьев при изгибе:

1. Выбраны значения следующих коэффициентов:

$$Y_\epsilon = 1; Y_F = 2,75; Y_\beta = 1; K_{F\beta} = 1; K_{F\sigma} = 1,28; K_{Fv} = 1.$$

2. Эквивалентное проектное напряжение по формуле (28)

$$\sigma_{\text{экв.пр.г}} = 1 \cdot 2,75 \cdot 1 \sqrt{\frac{2000 \cdot 825}{6 \cdot 55 \cdot 106,1}} \cdot 1 \cdot 1,28 \cdot 1 = 165,8 \text{ МПа.}$$

3. Величина среднего предела изгибной выносливости по формуле (29)

$$[\sigma]_g = 850 \cdot 0,945 = 803,25 \text{ МПа.}$$

4. Величина проектного предела изгибной выносливости для обеспечения 99%-ной вероятности неразрушения детали и $v_{[0]} = 0,08$

$$[\sigma]_{g99\%} = 803,25 (1 - 2,3 \cdot 0,08) = 655,4 \text{ МПа.}$$

5. Базовое значение ресурса по формуле (30):

$$[P_0]_{g1} = \frac{4 \cdot 10^6}{60 \cdot 1465} = 45,5 \text{ ч; } [P_0]_{g2} = \frac{4 \cdot 10^6}{60 \cdot 566} = 118 \text{ ч.}$$

6. Средний ресурс по формуле (23):

$$\bar{P}_{\text{пр.г}1} = \left(\frac{803,25}{165,8}\right)^9 45,5 = 6,7 \cdot 10^7 \text{ ч; } \bar{P}_{\text{пр.г}2} = \left(\frac{803,25}{165,8}\right)^9 118 = 17 \cdot 10^7 \text{ ч.}$$

7. Проектный ресурс по формуле (21):

$$P_{\text{пр}1g99\%} = \left(\frac{655,4}{165,8}\right)^9 45,5 = 9,6 \cdot 10^6 \text{ ч; } P_{\text{пр}2g99\%} = \left(\frac{655,4}{165,8}\right)^9 118 = 24,9 \cdot 10^6 \text{ ч.}$$

Приведенный расчет показывает, что лимитирующей является контактная усталость зубьев, что подтверждают результаты эксплуатации комбайна К103.

4.2. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ РЕСУРС ДЕТАЛЕЙ МАШИНЫ

Технологический ресурс является характеристикой серийно выпускаемой горной выемочной машины и определяется фактическими свойствами материалов деталей серийно выпускаемых горных машин (межплавочное рассеяние механических свойств, отклонение фактических размеров деталей от номинальных, отклонения в параметрах и режимах технологических процессов обработки и термообработки и др.). Технологический ресурс

$$P_{\sigma\gamma} = [\sigma]_{\sigma\gamma} \sigma_{\text{мет.осн.}}^m [P_0]_{\sigma\gamma} \quad (31)$$

где $[\sigma]_{\sigma\gamma}$ — допустимое напряжение, определяемое с γ -процентной вероятностью неразрушения с учетом технологии изготовления деталей.

Рассеивание пределов выносливости деталей серийно выпускаемых горных выемочных машин будет подчиняться нормальному закону распределения, что объясняется внутри- и межплавочными отклонениями свойств металлов и отклонениями размеров деталей от номинальных [1, 13, 19]. Распределение $[\sigma]_{\sigma\gamma}$ характеризуется средним значением $[\bar{\sigma}]_{\sigma\gamma}$, представляющим собой медианное значение предела выносливости деталей из металла одной плавки при номинальных размерах, коэффициентом вариации $v_{[\sigma]_{\sigma\gamma}}$, определяемым наряду с рассеиванием предела выносливости, вызванным статистической природой процесса усталости металла, еще и характеристиками рассеивания предела выносливости деталей, обусловленных межплавочным рассеиванием механических свойств и отклонением фактических размеров деталей от номинальных, вызванных отклонениями в режимах и параметрах технологического процесса. Коэффициент вариации допустимых напряжений на стадии технологического процесса изготовления будет определяться выражением

$$v_{[\sigma]_{\sigma\gamma}} = (v_{\sigma}^2 + v_m^2 + v_{\delta}^2), \quad (32)$$

где v_m — коэффициент вариации межплавочного рассеивания пределов выносливости, составляющий 0,05—0,1 [13]; v_{δ} — коэффициент вариации пределов выносливости, обусловленный отклонением фактических размеров от номинальных, составляющий 0,01—0,05 [13].

Величина коэффициента вариации $v_{[\sigma]_{\sigma\gamma}}$ служит показателем уровня технологии изготовления деталей и лежит в пределах 0,05—0,2 [13].

Для определения допустимых напряжений при расчете технологического ресурса с заданной γ -процентной вероятностью неразрушения воспользуемся зависимостью

$$[\sigma]_{\sigma\gamma} = [\bar{\sigma}] (1 + u_{\sigma} v_{[\sigma]_{\sigma\gamma}}). \quad (33)$$

где u_p — квантиль нормального распределения, определяемого для вероятности $p = 1 - \gamma$.

Разброс технологического ресурса вызван разбросом допустимых напряжений серийно выпускаемых деталей горных выемочных машин и может иметь вид нормального закона с параметрами: \bar{P}_T и σ_{PT} , определяемыми $[\bar{\sigma}]$ и разбросом $[\sigma]$,

$$f(P_T) = (\sqrt{2\pi\sigma_{PT}})^{-1} \exp \left[-\frac{(P_T - \bar{P}_T)^2}{2\sigma_{PT}^2} \right]$$

Установив формулы для определения технологического ресурса деталей горных выемочных машин в общем виде, необходимо получить зависимости для каждого типа деталей. Поэтому рассмотрим конкретные типы деталей: зубчатые колеса, валы, подшипники.

Зубчатые колеса. При расчете технологического ресурса зубчатых передач необходимо учитывать, что $\sigma_{экр.пр}$ будут такими же, что и при расчете проектного ресурса. Поэтому задачей при расчете будет установление пределов выносливости по контакту и изгибу с учетом технологии изготовления.

Предел контактной выносливости зубьев при расчете технологического ресурса можно определить по формуле

$$[\sigma]_{тH\gamma} = \sigma_{Hlimb} Z_R (1 + u_p v_{[\sigma]_{тH}}), \quad (34)$$

где $v_{[\sigma]_{тH}}$ — коэффициент вариации предела контактной выносливости зубьев.

Технологический ресурс с требуемой вероятностью неразрушения γ по контактной усталости зубьев

$$P_{тH\gamma} = ([\sigma]_{тH\gamma} \sigma_{экр.прH}^{-1})^6 [P_0]_H. \quad (35)$$

Предел выносливости зубьев при изгибе с учетом технологии изготовления определим по формуле

$$[\sigma]_{тF\gamma} = \sigma_{Flimb} K_{Fq} K_{Fc} Y_c (1 + u_p v_{[\sigma]_{тF}}), \quad (36)$$

где $v_{[\sigma]_{тF}}$ — коэффициент вариации предела выносливости зубьев при изгибе.

Технологический ресурс по усталости зубьев при изгибе:

$$P_{тF\gamma} = ([\sigma]_{тF\gamma} \sigma_{экр.прF}^{-1})^9 [P_0]_F. \quad (37)$$

Валы. Пределы выносливости валов при изгибе и кручении с учетом технологии изготовления деталей:

$$[\sigma]_{т\gamma-1} = \sigma_{-1} K_{\sigma}^{-1} \epsilon \beta \beta_{укр} (1 + u_p v_{[\sigma]_{т\gamma-1}});$$

$$[\tau]_{т\gamma-1} = \tau_{-1} K_{\tau}^{-1} \epsilon \beta \beta_{укр} (1 + u_p v_{[\tau]_{т\gamma-1}});$$

где $v_{[\sigma]_{т\gamma-1}}$, $v_{[\tau]_{т\gamma-1}}$ — коэффициенты вариации пределов выносливости вала.

Технологический ресурс вала

$$P_{т\sigma\gamma} = ([\sigma]_{т\gamma-1} \sigma_{экр.пр}^{-1})^9 [P_0]_{\sigma}, \quad (38)$$

$$P_{т\tau\gamma} = ([\tau]_{т\gamma-1} \tau_{экр.пр}^{-1})^9 [P_0]_{\tau}. \quad (39)$$