ТРАНСПОРТ НА ГОРНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

Предисловие 3

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ. **Общие вопросы**

Глава 1. Общие сведения о грузах и транспортных средствах 9
§ 1.1. Грузы . . . . . —
§ 1.2. Грузопотоки и составные звенья транспорта 11
§ 1.3. Условия работы и требования, предъявляемые к транспортным установкам 12
§ 1.4. Классификация транспортных средств и основная терминология 13
§ 1.5. Надежность работы 14
§ 1.6. Измельчение углей при транспортировании и складировании 16
§ 1.7. Охрана труда . . . . . —
§ 1.8. Параметрические и размерные ряды оборудования 18

Глава 2. Общие вопросы расчета транспортных установок 19
§ 2.1. Производительность 20
§ 2.2. Расчет коэффициентов неравномерности и промежуточных емкостей 26
§ 2.3. Сила тяги для перемещения сосредоточенных грузов 29
§ 2.4. Сила тяги для перемещения гибкого тягового органа и натяжения в его сечениях 32
§ 2.5. Тяговое усилие приводного блока и мощность двигателя . . . 37
§ 2.6. Расчеты на прочность 44

ЧАСТЬ ВТОРАЯ. **Транспортные средства**

Раздел I. Самотечные установки 47

Глава 3. Самотечные установки . . . . . —
§ 3.1. Общие сведения . . . . . —
§ 3.2. Основы теории 48
§ 3.3. Устройство установок 49
§ 3.4. Эксплуатация установок, охрана труда 53

Раздел II. Ленточные конвейеры 54

Глава 4. Общая классификация и основы теории ленточных конвейеров . . . 54
§ 4.1. Общая классификация . . . . . —
§ 4.2. Производительность по емкости ленты 55
§ 4.3. Теория передачи тягового усилия трением 58
§ 4.4. Тяговые расчеты одноприводных конвейеров 68
§ 4.5. Тяговые расчеты многоприводных конвейеров 75
§ 4.6. Выбор места расположения приводных и натяжных станций 76
§ 4.7. Тяговые расчеты и профилирование конвейеров сложного профиля 78
§ 4.8. Приближенные тяговые расчеты 80
§ 4.9. Переходные режимы работы конвейера . . . . . —

Стр.

Глава 5. Общие вопросы устройства и эксплуатации ленточных конвейеров . . 87
§ 5.1. Лента . . . —
§ 5.2. Приводные станции . . . 91
§ 5.3. Натяжные станции . . . 95
§ 5.4. Роликоопоры . . . 99
§ 5.5. Поддерживающие конструкции . . . 100
§ 5.6. Загрузка конвейеров . . . 102
§ 5.7. Разгрузка конвейеров . . . 103
§ 5.8. Ловители ленты . . . 105
§ 5.9. Конвейерные весы . . . 106
§ 5.10. Электропривод . . . 108
§ 5.11. Автоматизация . . . 110
§ 5.12. Монтаж, эксплуатация, охрана труда . . . 112

Глава 6. Подземные ленточные конвейеры . . . 115
§ 6.1. Общие сведения . . . —
§ 6.2. Типы и параметры конвейеров . . . 116
§ 6.3. Расчет . . . 121
§ 6.4. Экономические показатели . . . 123

Глава 7. Ленточные конвейеры карьеров . . . 124
§ 7.1. Общие сведения . . . —
§ 7.2. Типы и параметры конвейеров . . . 125
§ 7.3. Отвальные мосты и консольные отвалообразователи . . . 130
§ 7.4. Расчет . . . 137
§ 7.5. Экономические показатели . . . —

Глава 8. Ленточные конвейеры общего назначения . . . 139
§ 8.1. Общие сведения . . . —
§ 8.2. Типы и параметры конвейеров . . . 140
§ 8.3. Расчет . . . 142
§ 8.4. Экономические показатели . . . 144

Раздел III. Скребковые конвейеры . . . 145

Глава 9. Общая классификация и основы теории . . . —
§ 9.1. Общая классификация . . . —
§ 9.2. Теория передачи тягового усилия зацеплением . . . 146
§ 9.3. Производительность по емкости желоба . . . 151
§ 9.4. Тяговые расчеты одноприводных конвейеров . . . 152
§ 9.5. Тяговые расчеты многоприводных конвейеров . . . 154
§ 9.6. Выбор места установки приводов и их количества . . . 156
§ 9.7. Приближенные тяговые расчеты . . . 157

Глава 10. Подземные скребковые конвейеры . . . —
§ 10.1. Общие сведения . . . —
§ 10.2. Устройство составных частей . . . —
§ 10.3. Электропривод и автоматизация . . . 165
§ 10.4. Типы и параметры конвейеров для угольных шахт . . . 166
§ 10.5. Типы и параметры конвейеров для рудных шахт . . . 170
§ 10.6. Расчет . . . 172
§ 10.7. Эксплуатация, охрана труда . . . 174
§ 10.8. Экономические показатели . . . —

Глава 11. Скребковые конвейеры общего назначения . . . 175
§ 11.1. Конвейеры обычного типа . . . —
§ 11.2. Конвейеры сплошного волочения . . . 180

Раздел IV. Пластинчатые конвейеры . . . 182

Глава 12. Пластинчатые конвейеры . . . —
§ 12.1. Общие сведения . . . —
§ 12.2. Производительность по емкости ленты . . . 183
§ 12.3. Тяговые расчеты одноприводных конвейеров . . . —

Стр.

§ 12.4. Тяговые расчеты многоприводных конвейеров 185
§ 12.5. Выбор места установки приводов и их количества 186
§ 12.6. Устройство составных частей 187
§ 12.7. Электропривод и автоматизация 191
§ 12.8. Типы и параметры подземных конвейеров . . . . . —
§ 12.9. Пластинчатые конвейеры общего назначения 193
§ 12.10. Расчет 194
§ 12.11. Экономические показатели 194

Раздел V. Элеваторы 196

Глава 13. Элеваторы . . . . . —

§ 13.1. Общие сведения . . . . . —
§ 13.2. Устройство составных частей 197
§ 13.3. Типы и параметры элеваторов 200
§ 13.4. Расчет 203
§ 13.5. Монтаж, эксплуатация, охрана труда . . . . . —
§ 13.6. Экономические показатели 204

Раздел VI. Конвейеры специальные 205

Глава 14. Специальные конвейеры с тяговым органом . . . . . —

§ 14.1. Ковшовые конвейеры . . . . . —
§ 14.2. Ленточные конвейеры специальных типов 206
§ 14.3. Ленточно-цепные конвейеры 208
§ 14.4. Ленточно-канатные конвейеры 210
§ 14.5. Конвейерные поезда 211

Глава 15. Специальные конвейеры без тягового органа 212

§ 15.1. Винтовые конвейеры . . . . . —
§ 15.2. Качающиеся конвейеры 214
§ 15.3. Вибрационные конвейеры 216

Раздел VII. Гидро- и пневмотранспортные установки 219

Глава 16. Гидротранспортные установки . . . . . —

§ 16.1. Общие сведения . . . . . —
§ 16.2. Вопросы теории 220
§ 16.3. Устройство составных частей 223
§ 16.4. Типы и параметры установок 231
§ 16.5. Автоматизация 232
§ 16.6. Расчет 234
§ 16.7. Эксплуатация 235

Глава 17. Пневмотранспортные установки 236

§ 17.1. Общие сведения . . . . . —
§ 17.2. Устройство составных частей 237
§ 17.3. Типы и параметры установок 240
§ 17.4. Расчет 241
§ 17.5. Эксплуатация установок, охрана труда 242

Раздел VIII. Рельсовые пути 244

Глава 18. Общие вопросы устройства . . . . . —

§ 18.1. Рельсовый путь на прямолинейных участках . . . . . —
§ 18.2. Рельсовый путь на закруглениях 248
§ 18.3. Соединения путей 250
§ 18.4. Расчет планировки рельсовых путей 253

Глава 19. Рудничные рельсовые пути 258

§ 19.1. Общие сведения . . . . . —
§ 19.2. План и профиль путей . . . . . —
§ 19.3. Габариты 260
§ 19.4. Особенности устройства и параметры путей 261
§ 19.5. Укладка пути 262

Стр.

Глава 20. Рельсовые пути карьеров 264
§ 20.1. Общие сведения . . . . . —
§ 20.2. План и профиль путей . . . . . —
§ 20.3. Габариты 265
§ 20.4. Особенности устройства и параметры путей . . . . . —
§ 20.5. Передвижка путей 269
§ 20.6. Укладка путей 274
§ 20.7. Эксплуатация 277

Раздел IX. Вагоны и вагонетки 278

Глава 21. Общая классификация и основы теории . . . . . —
§ 21.1. Общая классификация . . . . . —
§ 21.2. Устойчивость . . . . . —
§ 21.3. Сопротивление движению 282
§ 21.4. Расчет самокатных уклонов 284
§ 21.5. Использование емкости и грузоподъемности вагонов 285

Глава 22. Вагонетки 287
§ 22.1. Общие сведения . . . . . —
§ 22.2. Устройство составных частей 288
§ 22.3. Типы и параметры вагонеток 291
§ 22.4. Эксплуатация 295

Глава 23. Вагоны общесетевые и для карьерного транспорта . . . . . —
§ 23.1. Общие сведения . . . . . —
§ 23.2. Устройство составных частей 296
§ 23.3. Типы и параметры вагонов 298
§ 23.4. Эксплуатация 302

Раздел X. Локомотивы 303

Глава 24. Общая классификация и основы теории . . . . . —
§ 24.1. Общая классификация . . . . . —
§ 24.2. Реализация силы тяги . . . . . —
§ 24.3. Реализация силы торможения 307
§ 24.4. Уравнение движения поезда 309
§ 24.5. Тяговые расчеты 311
§ 24.6. Производительность 315

Глава 25. Рудничные электровозы 317
§ 25.1. Общие сведения . . . . . —
§ 25.2. Механическое оборудование 318
§ 25.3. Электрическое оборудование 322
§ 25.4. Управление электровозами 325
§ 25.5. Типы и параметры электровозов 332
§ 25.6. Расчет . . . . . —
§ 25.7. Эксплуатация электровозов, охрана труда 341
§ 25.8. Экономические показатели 342

Глава 26. Карьерные электровозы 343
§ 26.1. Общие сведения . . . . . —
§ 26.2. Механическое и пневматическое оборудование 345
§ 26.3. Электрическое оборудование 347
§ 26.4. Типы и параметры электровозов 357
§ 26.5. Расчет . . . . . —
§ 26.6. Эксплуатация электровозов, охрана труда 359
§ 26.7. Экономические показатели 361

Глава 27. Тепловозы . . . . . —
§ 27.1. Общие сведения . . . . . —
§ 27.2. Устройство составных частей 362
§ 27.3. Типы и параметры тепловозов 366

Стр.

§ 27.4. Расчет 369
§ 27.5. Эксплуатация тепловозов, охрана труда . . . . . —
§ 27.6. Экономические показатели 370

Глава 28. Прочие виды тяги . . . . . —

§ 28.1. Рудничная тяга . . . . . —
§ 28.2. Карьерная тяга 376

Раздел XI. Самоходные вагоны и автотранспорт 380

Глава 29. Самоходные вагоны . . . . . —

§ 29.1. Общие сведения . . . . . —
§ 29.2. Устройство составных частей 381
§ 29.3. Типы и параметры самоходных вагонов 385
§ 29.4. Расчет 388
§ 29.5. Эксплуатация вагонов, охрана труда . . . . . —
§ 29.6. Экономические показатели 389

Глава 30. Подвижной состав автомобильного транспорта . . . . . —

§ 30.1. Общие сведения . . . . . —
§ 30.2. Устройство составных частей 391
§ 30.3. Типы и параметры подвижного состава 393
§ 30.4. Расчет автотранспорта 401
§ 30.5. Эксплуатация машин, охрана труда 404
§ 30.6. Экономические показатели 405

Глава 31. Автомобильные дороги карьеров 406

§ 31.1. Общие сведения . . . . . —
§ 31.2. Устройство дорог . . . . . —
§ 31.3. План и профиль дорог 411
§ 31.4. Дорожные работы 412
§ 31.5. Пропускная способность автодорог 414

Раздел XII. Канатно-транспортные установки 415

Глава 32. Концевые канатные откатки . . . . . —

§ 32.1. Общие сведения . . . . . —
§ 32.2. Устройство одноконцевых откаток по наклонным выработкам 416
§ 32.3. Устройство двухконцевых откаток по наклонным выработкам 422
§ 32.4. Расчет . . . . . —
§ 32.5. Эксплуатация установок, охрана труда 427
§ 32.6. Экономические показатели 428

Глава 33. Бесконечные откатки 429

§ 33.1. Общие сведения . . . . . —
§ 33.2. Устройство бесконечной откатки по наклонным выработкам 430
§ 33.3. Расчет 435
§ 33.4. Эксплуатация установок, охрана труда 436
§ 33.5. Экономические показатели . . . . . —

Глава 34. Подвесные канатные дороги 437

§ 34.1. Общие сведения . . . . . —

Глава 35. Скреперные установки 442

§ 35.1. Общие сведения . . . . . —
§ 35.2. Устройство составных частей 444
§ 35.3. Расчет 452
§ 35.4. Электропривод и автоматизация 453
§ 35.5. Монтаж и эксплуатация, охрана труда . . . . . —
§ 35.6. Экономические показатели 454

Глава 36. Грузоподъемные установки . . . . . —

§ 36.1. Общие сведения . . . . . —
§ 36.2. Типы и параметры грузоподъемных машин 455

Стр.

Раздел XIII. Погрузочные машины 462

Глава 37. Погрузочные машины . . . . . —

§ 37.1. Общие сведения . . . . . —
§ 37.2. Устройство составных частей 463
§ 37.3. Производительность 465
§ 37.4. Типы и параметры погрузочных машин 466
§ 37.5. Эксплуатация машин, охрана труда 468
§ 37.6. Погрузочно-доставочные машины 470

Раздел XIV. Специальное оборудование транспорта 472

Глава 38. Специальное оборудование транспорта . . . . . —

§ 38.1. Бункера . . . . . —
§ 38.2. Затворы 473
§ 38.3. Питатели 475
§ 38.4. Стопорные и тормозные устройства 477
§ 38.5. Маневровое оборудование 479
§ 38.6. Устройства для очистки шахтных вагонеток 484
§ 38.7. Устройства для уплотнения груза в вагонетках 485
§ 38.8. Устройства для учета веса и количества вагонеток 486
§ 38.9. Опрокидыватели 487
§ 38.10. Компенсаторы высоты 491

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ. Узлы сопряжения транспортных средств

Раздел I. Узлы сопряжения средств подземного транспорта 495

Глава 39. Околоствольные дворы . . . . . —

§ 39.1. Общие сведения . . . . . —
§ 39.2. Узел сопряжения электровозной откатки со скиповым подъемом 497
§ 39.3. Узел сопряжения электровозной откатки с клетевым подъемом 503
§ 39.4. Схемы дворов и их выбор 506
§ 39.5. Пропускная способность околоствольных дворов 508

Глава 40. Сопряжение средств транспорта по горизонтальным и наклонным выработкам (приемно-отправительные площадки) 510

§ 40.1. Общие сведения . . . . . —
§ 40.2. Сопряжение локомотивного транспорта с канатной откаткой —
§ 40.3. Сопряжение конвейерного транспорта с конвейерным . . . 513
§ 40.4. Сопряжение локомотивного транспорта с конвейерным (скиповым) 515

Глава 41. Погрузочные пункты . . . . . —

§ 41.1. Угольные шахты . . . . . —
§ 41.2. Рудные шахты 520

Раздел II. Узлы сопряжения средств транспорта на поверхности шахт и на обогатительных фабриках 524

Глава 42. Транспорт в надшахтных зданиях . . . . . —

§ 42.1. Общие сведения . . . . . —
§ 42.2. Надшахтные здания скипового подъема . . . . . —
§ 42.3. Надшахтные здания клетевого подъема 526
§ 42.4. Надшахтные здания комбинированных подъемов 530

Глава 43. Погрузочные и приемные устройства железнодорожного транспорта —

§ 43.1. Общие сведения . . . . . —
§ 43.2. Бункерная погрузка и открытая бункеризация . . . . . —
§ 43.3. Безбункерная погрузка 535
§ 43.4. Приемные устройства 536
§ 43.5. Погрузочные и погрузочно-разгрузочные станции 538
43.6. Расчеты приемных и погрузочных устройств 539

Стр.

Глава 44. Склады и отвалы 543
§ 44.1. Склады . . . . . —
§ 44.2. Отвалы 551

Раздел III. Узлы сопряжения средств карьерного транспорта 557

Глава 45. Станции и разминовки рельсового транспорта карьеров . . . . . —
§ 45.1. Общие сведения . . . . . —
§ 45.2. Главные откаточные пути и посты . . . . . —
§ 45.3. Забойные и отвальные пути 561
§ 45.4. Разъезды и станции 564
§ 45.5. Пропускная способность 567

Глава 46. Сопряжение средств комбинированного карьерного транспорта . . . 570
§ 46.1. Общие сведения . . . . . —
§ 46.2. Сопряжение автомобильного транспорта с железнодорожным —
§ 46.3. Сопряжение автомобильного транспорта со скиповым подъемом 573
§ 46.4. Сопряжение автомобильного транспорта с конвейерным . . 574

ЧАСТЬ ЧЕТВЕРТАЯ. **Организация и проектирование схемы транспорта**

Раздел I. Организация транспорта 579

Глава 47. Общие вопросы организации . . . . . —
§ 47.1. Общие сведения . . . . . —
§ 47.2. Планирование работы стационарных установок . . . . . —
§ 47.3. Планирование работы локомотивного транспорта 581
§ 47.4. Вагонный парк 584
§ 47.5. Планирование работы транспорта предприятия в целом . . 585
§ 47.6. Диспетчерский контроль и управление работой транспорта 586
§ 47.7. Оценка уровня организации транспорта 589

Глава 48. Организация транспорта на отдельных предприятиях 591
§ 48.1. Угольные шахты . . . . . —
§ 48.2. Рудные шахты 592
§ 48.3. Карьеры 593

Раздел II. Проектирование транспортных систем 595

Глава 49. Общие вопросы проектирования транспортных систем . . . . . —
§ 49.1. Общие положения . . . . . —
§ 49.2. Методы решения задач 597

Глава 50. Проектирование и схемы подземного транспорта 599
§ 50.1. Угольные шахты 600
§ 50.2. Рудные шахты 606

Глава 51. Проектирование и схемы транспорта на поверхности шахт 610
§ 51.1. Технологический комплекс поверхности . . . . . —
§ 51.2. Генеральный план поверхности шахты 614

Глава 52. Проектирование и схемы транспорта на перерабатывающих фабриках горной промышленности 617
§ 52.1. Генеральный план фабрики . . . . . —
§ 52.2. Выбор транспортного оборудования 619
§ 52.3. Примеры схем транспорта на фабриках 622

Глава 53. Проектирование и схемы транспорта карьеров 625
§ 53.1. Проектирование транспорта при эксплуатации карьеров . . —
§ 53.2. Примеры схем транспорта при эксплуатации карьеров . . 629
§ 53.3. Проектирование транспорта при строительстве карьеров . . 633
§ 53.4. Примеры схем транспорта при строительстве карьеров . . . 636

Литература 642

ПРЕДИСЛОВИЕ

Директивами XXIII съезда КПСС по пятилетнему плану развития народного хозяйства СССР на 1966—1970 гг. предусмотрено дальнейшее развитие нашего общества по пути коммунистического строительства, дальнейшее развитие материально-технической базы коммунизма.

Главная экономическая задача заключается в том, чтобы на основе всемерного использования достижений науки и техники, развития всего общественного производства обеспечить дальнейший рост промышленного производства. Дальнейшее увеличение производства металлов и топлива, составляющих фундамент современной промышленности, по-прежнему остается одной из важнейших народнохозяйственных задач. Основой производства металлов, топлива, строительных материалов, химических продуктов является горнодобывающая промышленность.

В новой пятилетке добыча угля возрастет почти на 100 млн. *т* и достигнет в 1970 г. 665—675 млн. *т*. Будет введено в действие шахт и разрезов мощностью 165 млн. *т* при значительном сокращении сроков их строительства и освоении проектных мощностей. Увеличение веса добычи угля открытым способом в общей добыче составит 28%. Рост добычи должен быть обеспечен без увеличения численности работающих. Кроме увеличения добычи угля Директивами предусматривается в 1970 г. увеличение добычи сланцев до 28 млн. *т* и торфа до 92 млн. *т*. Предусматривается значительный рост добычи руд черных и цветных металлов.

В свете поставленных задач важное значение займут работы по механизации процессов добычи ископаемых и совершенствованию транспорта, которые являются основными процессами.

Настоящая книга представляет собой учебник по транспортным дисциплинам для нескольких специальностей, в связи с чем для удобства нахождения нужного материала принята разбивка на главы небольшого объема, делящиеся на параграфы.

Книга содержит четыре части.

В первой части рассмотрены общие вопросы — общие сведения о грузах и транспортных средствах и общие вопросы расчета транспортных установок. Эта часть должна изучаться студентами всех специальностей. Расчеты даются в объеме требований соответствующих программ.

Во второй части рассмотрены отдельные средства транспорта: общие сведения о них, основы теории, устройство составных частей, типы современных машин, электропривод и автоматизация, расчет, эксплуатация установок, охрана труда, экономические показатели.

В общих сведениях даны принципы действия и составные части, классификация, достоинства и недостатки, область применения транспортных средств.

Основы теории излагаются, как правило, в виде отдельных задач для облегчения разделения материала студентами различных специальностей и для удобства использования при расчетах.

Типы современных машин даны с точки зрения принципа их устройства, в виде пояснений к современному типажу оборудования. Справочных данных о конкретных машинах и их описания нет (подобные данные быстро устаревают).

Электропривод и автоматизация освещены только с точки зрения принципа их действия (вид схемы электропривода, технологические схемы автоматизации), поскольку эти вопросы в деталях освещаются в курсах по электрификации и автоматизации производственных процессов.

Расчеты транспортных установок даны применительно к установлению эксплуатационных параметров, т. е. выбора вида и определения основных требований к изготовляющемуся оборудованию.

Расчеты, необходимые при конструировании машин, в книге не приводятся.

Объем расчетно-теорегического материала и нормативных данных таков, что можно выполнить расчет, не прибегая к дополнительным источникам, кроме справочников, содержащих технические характеристики конкретных машин.

Экономические показатели не носят характера справочного материала. Они приведены только для того, чтобы дать порядок величины затрат и их структуру, т. е. относительную значимость расходов по элементам, что необходимо для уяснения путей снижения затрат и для относительной оценки различных транспортных средств.

Экономические показатели даются по способу транспорта в целом (например, по локомотивному), показатели по элементам (пути, вагоны и т. д.) отдельно не приводятся. Вопросы экономики рассмотрены только для основных видов транспорта.

Для малораспространенных или сугубо специальных видов транспорта приводятся только общие сведения.

Для средств транспорта, применяющихся на шахтах, карьерах и фабриках (например, ленточные конвейеры) даются общие главы, посвященные основам теории и общему устройству, и далее главы, в которых указываются особенности оборудования шахт, карьеров и фабрик. Поэтому студент, например обогатительной специальности, должен прора-

ботать общие главы и далее главу, посвященную оборудованию фабрик.

Параграфы или главы, представляющие узкий интерес или в какой-то части выходящие за рамки действующих программ, но изложение которых необходимо по методическим соображениям, набраны петитом.

В третьей и четвертой частях книги описаны узлы сопряжения транспортных средств и вопросы организации, проектирования и комплексных схем транспорта. Материал в этих частях разбит на разделы и главы в соответствии с профилем специальностей: шахтный транспорт, транспорт на поверхности и на фабриках, карьерный транспорт. Экономические показатели в третьей части из-за малого объема не приведены, в четвертой части они учитываются при установлении рациональной области применения.

В книге принята сквозная нумерация глав, т. е. вне зависимости от части или раздела главы имеют сквозной нарастающий номер. В пределах каждой главы параграфы, рисунки, таблицы и формулы имеют двойную нумерацию. Первая цифра означает номер главы, вторая (после точки) — номер рисунка, таблицы и т. п. — в пределах главы. Например, рис. 2.8 означает восьмой рисунок к главе 2.

В конце каждой главы указывается рекомендуемая литература для углубленной проработки материала в виде перечня номеров, соответствующих порядковому номеру в перечне литературы.

Книга снабжена алфавитным указателем основных понятий и терминов, в котором дан перечень терминов и указания, на каких страницах книги они встречаются. В перечне не даны наименования машин и их деталей, а только терминология, относящаяся к расчетно-теоретическому материалу.

План книги, методика изложения и общее редактирование книги выполнено проф., докт. техн. наук Б. А. Кузнецовым. Им же написаны главы 2, 4, 9, 18, 19, 39, 47, 48; §§ 1.5, 1.8, 32.4, 41.2, 50.2; совместно с инж. В. А. Ярмизиным (с использованием материалов Л. П. Стрельникова) — гл. 3, с доц. К. И. Бахуриным — гл. 12, с проф. В. Г. Шориным — гл. 21, с проф. А. А. Ренгевичем — гл. 24, с проф. С. Г. Борисенко — §§ 41.2, 50.2.

Проф., докт. техн. наук А. А. Ренгевичем написаны гл. 1, 25, 26; совместно с инж. В. А. Саловым — гл. 27.

Проф., докт. тех. наук В. Г. Шориным — гл. 16, 17, 22, 23.

Проф., докт. техн. наук Н. Я. Биличенко — гл. 5, 6, 7, 8; совместно с инж. И. Е. Романюхой — гл. 32, 33, 34.

Докт. техн. наук В. А. Пономаренко и канд. техн. наук С. Ю. Кравчинским совместно — гл. 38, 40, 49, а также §§ 6.4, 25.8, 32.6, 33.5, 41.1, 50.1.

Доц., канд. техн. наук К. И. Бахуриным — гл. 10, 11, 13, 14, 15, 36, 42, 43, 44, 51; совместно с инж. И. А. Эренбургом — гл. 52.

Канд. техн. наук А. М. Варшавским — гл. 20, 45; §§ 7.3, 7.5; совместно с инж. Г. Г. Гриценко — гл. 30, 31, 46; совместно с канд. техн. наук М. И. Барсуковым, канд. техн. наук И. И. Гаврилюком, инж. Л. В. Тимофеевой — гл. 53.

Канд. техн. наук В. С. Горбатовым — гл. 35; инж. В. А. Саловым — гл. 28; инж. Ю. М. Шендеровичем — гл. 29; инж. Н. Т. Грицаевым — гл. 37.

В подготовке рукописи принимали участие Э. М. Шляхов, В. А. Кособуцкая, В. Н. Покивайлова, Р. В. Лучинина, Н. А. Миркина, В. М. Сторожниченко, Ю. В. Заболотный, О. Х. Охримчук.

Авторы выражают глубокую признательность рецензентам: кафедре транспортных и строительных машин и комплексов Тульского политехнического института и проф., докт. техн. наук А. А. Соловьеву за большой труд по рецензированию книги и сделанные ценные замечания.

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ

ГЛАВА 1

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ГРУЗАХ И ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВАХ

§ 1.1. ГРУЗЫ

Грузы делятся на штучные и насыпные.

К штучным (единичным) грузам относятся машины, крепежный лес, грузы в ящиках и контейнерах, а также люди — особый груз, требующий обеспечения удобств и безопасности.

К насыпным (массовым) грузам относятся кусковые, зернистые или пылевидные материалы, транспортируемые в насыпном виде: руда, уголь, порода, закладочные материалы и др.

Основной грузопоток на горных предприятиях составляют насыпные грузы.

Единичные грузы характеризуются габаритами (наибольшими размерами), формой, весом, иногда особыми свойствами — взрывоопасностью, пожароопасностью и др.

Насыпные грузы характеризуются кусковатостью, объемным весом, абразивностью и др.

Кусковатостью, или гранулометрическим составом, называется количественное распределение частиц по крупности.

По характеру однородности кусков грузы делятся на сортированные и рядовые. У сортированного груза отношение максимального a_{max} к минимальному размеру куска a_{min} менее 2,5; у рядового — более 2,5.

Сортированный груз характеризуется средним размером

$$a' = \frac{a_{max} + a_{min}}{2}, \qquad (1.1)$$

рядовой — размером типичного куска $a' = a_{max}$, если вес кусков с размерами от $0{,}8a_{max}$ до a_{max} более 10% веса пробы, или размером $a' = 0{,}8a_{max}$, если вес этих кусков менее 10% веса пробы.

По крупности кусков насыпной груз делится на крупнокусковой с размерами $a' > 160$ *мм*, среднекусковой ($a' = 60$—160 *мм*), мелкокусковой ($a = 10$—60 *мм*), зернистый ($a' = 0{,}5$—10 *мм*) и пылевидный ($a' < 0{,}5$ *мм*).

Объемный вес горной породы в целике $\gamma_т$ — это вес 1 $м^3$ монолитной породы, высушенной при температуре 100—105° С.

Объемный вес в насыпке γ — это вес 1 $м^3$ насыпанного (разрыхленного) груза.

Объемный вес некоторых грузов в насыпке

Груз	Насыпной вес
Антрацит	0,95—1,0
Каменные угли:	
донецкие	0,83—0,91
кузнецкие	0,82—0,90
карагандинские	0,80—0,93
кизеловские	0,81—0,95
Бурые угли молодые (александрийские, ангренские, райчихинские, бабаевские)	0,65—0,75
Брикеты буроугольные	0,75—0,85
Угольная пыль	0,4—0,7
Кокс	0,4—0,5
Руда железная:	
красный железняк	2,0—2,8
бурый железняк	1,2—2,0
магнитный железняк	2,5—3,5
Руда марганцевая	1,4—2,0
Известняк, бутовый камень, песок, глина	1,5—2,0

Коэффициент разрыхления $k_{раз}$ равен отношению объемов горной породы в разрыхленном состоянии и в целике при одинаковом весе или, что то же,

$$k_{раз} = \frac{\gamma_т}{\gamma}. \qquad (1.2)$$

Для мягких пород (песок, суглинок, земля, глина) $k_{раз} = 1{,}1—1{,}3$; для угля, сланца и т. п. $k_{раз} = 1{,}4—1{,}6$; для весьма крепких скальных пород $k_{раз} = 1{,}5—1{,}8$.

Угол естественного откоса — это угол наклона боковой поверхности сыпучего материала к горизонту. Он характеризует подвижность частиц насыпного груза. Величина угла естественного откоса ρ зависит от вида материала, его влажности, формы и крупности частиц. Для антрацита $\rho = 35—40°$; для каменного угля $\rho = 40—45°$; для железной и марганцевой руды $\rho = 45—50°$; для бутового камня, известняка, глинистых сланцев $\rho = 40—45°$.

Крепость горных пород оценивают обычно по коэффициенту крепости по шкале проф. М. М. Протодьяконова

$$f_к = \frac{\sigma_{вр}}{100} \qquad (1.3)$$

где $\sigma_{вр}$ — временное сопротивление породы сжатию, $кГ/см^2$.

В высшей степени крепкие породы (наиболее крепкие, плотные и вязкие кварциты и базальты) имеют $f_к = 20$, плотные граниты и очень крепкие железные руды — 10, крепкие известняки и песчаники — 3, некрепкие сланцы — 3, крепкий каменный уголь — 1,5, сыпучие породы — 0,5.

Абразивность (истирающая способность) — свойство частиц насыпного груза оказывать истирающее воздействие. Абразивность определяется твердостью, формой, размерами частиц и др. Значительной абразивностью обладают зола, боксит, цемент, дробленая руда, песок, пемза, кокс и др.

Играют роль также влажность, слеживаемость, липкость, смерзаемость, хрупкость, гигроскопичность, ядовитость и др. свойства грузов.

§ 1.2. ГРУЗОПОТОКИ И СОСТАВНЫЕ ЗВЕНЬЯ ТРАНСПОРТА

I. Шахтный транспорт

Прямой грузопоток идет от мест ведения горных работ на поверхность. Он включает: полезное ископаемое, породу, оборудование, направляемое для ремонта или замены, а также людей. К обратному грузопотоку с поверхности в шахту относятся крепежные, взрывчатые и другие материалы; оборудование и инструменты; закладочные материалы, если работы ведут с закладкой; люди.

По объему перевозок прямой грузопоток, как правило, больше обратного. В случае ведения горных работ с закладкой оба эти грузопотока могут быть равноценными.

Основным называют грузопоток полезного ископаемого, вспомогательным — грузопоток материалов и оборудования. В соответствии с этим различают основные и вспомогательные транспортные средства. Некоторые транспортные средства обслуживают основной и вспомогательный грузопотоки.

Составными звеньями шахтного транспорта являются:

1) подземный транспорт, разделяющийся, в свою очередь, на участковый (из очистных и подготовительных забоев, по сети участковых выработок), магистральный (от участковых выработок до шахтных стволов) и шахтный подъем (транспорт по стволам);

2) транспорт на поверхности;

3) внешний транспорт (от шахты к потребителю).

Через поверхность шахты проходят все грузопотоки, идущие из шахты на поверхность и в обратном направлении (полезное ископаемое, порода, материалы и оборудование, люди). Схемы грузопотоков на поверхности

Таблица 1.1

Грузопотоки на шахтах Донбасса и Криворожского бассейна, отнесенные к 1000 *Т* суточной добычи

Груз	Единица измерения	Донбасс			Криворожский бассейн	
		Пологие и наклонные пласты		Крутые пласты	Трест Ленинруда	Трест Дзержинскруда
		Каменный уголь	Антрацит			
Ископаемое	*Т*	1000	1000	1000	1000	1000
Пустая порода	*Т*	356	226	403	112	98
Металлическая крепь для выработок	*Т*	1,4	1,4	1,4	0,22	0,46
Деревянная крепь	*м*³	56—30 *	56—30 *	60	3,83	3,79
Взрывчатые материалы	*Т*	0,23	0,20	0,10	0,67	0,36
Подземные рабочие	чел.	670	488	708	115	95
В том числе занятые на подземном транспорте	чел.	109	92	77	24	14

* При креплении очистных забоев и выработок только деревом.

шахт весьма разнообразны. Они определяются технологической схемой переработки полезного ископаемого, видом полезного ископаемого, технологическим и транспортным оборудованием, установленным в пределах производственного комплекса поверхности, рельефом местности и другими факторами.

Средние данные о фактических грузопотоках на угольных и железорудных шахтах приведены в табл. 1.1.

II. Транспорт на обогатительных, брикетных и агломерационных фабриках

Составными звеньями транспорта фабрик являются:

1) приемные устройства, служащие для приема исходного сырья, доставляемого средствами внешнего транспорта или по внутренним железнодорожным путям, если железная дорога связывает вблизи расположенную шахту (карьер) с фабрикой. Для индивидуальных обогатительных фабрик при шахтах приемными устройствами являются бункера шахтного подъема;

2) внутрифабричный транспорт (внутрицеховой и межцеховой), который является органической составной частью производственного комплекса фабрики;

3) погрузочные устройства и склады для готового продукта, на которых осуществляется его хранение до отправки потребителю;

4) узлы примыкания к внешнему транспорту, соединяющему фабрику с сырьевой базой и с потребителями готовой продукции.

III. Транспорт на карьерах

При разработке полезных ископаемых открытым способом имеют место грузопотоки вскрышных пород — от вскрышных экскаваторов до внутренних или внешних отвалов; полезного ископаемого — от добычных экскаваторов до технологического комплекса обогатительной фабрики или станции «Сортировочная» на поверхности карьера; материалов, оборудования и людей, направляемых в карьер и из карьера на его поверхность.

Основными являются грузопотоки вскрышных пород и полезного ископаемого.

Годовой грузооборот крупных современных карьеров достигает десятков миллионов тонн горной массы в год.

Составными звеньями карьерного транспорта являются:

1) внутрикарьерный транспорт — транспорт от вскрышных и добычных экскаваторов до подножия наклонных выездных траншей;

2) подъемный (траншейный) транспорт — транспорт из карьера на поверхность;

3) транспорт на поверхности карьера.

§ 1.3. УСЛОВИЯ РАБОТЫ И ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ТРАНСПОРТНЫМ УСТАНОВКАМ

Транспортные установки горных предприятий работают в весьма тяжелых условиях, учет которых обязателен при их конструировании и эксплуатации.

Общими требованиями являются: обеспечение заданных технических показателей по производительности, расстоянию транспортирования и углу наклона; соответствие характеристик транспортных установок и технологического оборудования, эксплуатируемых совместно; высокие экономические показатели; безопасность эксплуатации; повышенная надежность работы; приспособленность конструкций транспортных установок, а также агрегатов, состоящих из транспортного и технологического оборудования, к автоматизации и централизованному управлению.

Особые условия эксплуатации подземного транспорта: стесненность рабочего пространства; необходимость перемонтажа или передвижки транспортного оборудования по мере перемещения фронта горных работ; возникновение внезапных перегрузок, значительно превосходящих номинальные; работа во взрывоопасной рудничной атмосфере; абразивность транспортируемого материала; влажность среды и химическая активность шахтных вод; наклонная установка некоторых машин.

В связи с этим предъявляются требования минимума габаритов машин, минимума веса и легкости монтажа, повышенной прочности и износостойкости, взрывобезопасности исполнения, обеспечения нормальной смазки при наклонной установке машин.

Особые условия эксплуатации карьерного транспорта: весьма большие грузопотоки (очень мощное и тяжелое оборудование); эксплуатация в различных климатических условиях, диктуемых периодами года и территориальным размещением карьера; необходимость преодоления значительных подъемов для выдачи горной массы на поверхность; необходимость передвижки транспортного оборудования, а также пунктов погрузки и разгрузки вслед за перемещением фронта горных работ.

В связи с этим предъявляются требования обеспечения заданного грузооборота при возможно меньшей трудоемкости и большей экономичности, что достигается механизацией и автоматизацией всех основных и вспомогательных работ — по обслуживанию весьма мощного оборудования (ремонт и монтаж, подборка просыпей груза и т. п.), приспособленности оборудования к работе при низких и высоких температурах, при дожде, снеге, ветре и т. п.

Особые условия эксплуатации транспорта на обогатительных, брикетных и агломерационных фабриках: большие грузопотоки; стационарная установка технологического и транспортного оборудования и взаимозависимость его работы; тяжелые и в ряде случаев особо тяжелые условия эксплуатации; запыленность и нередко взрывоопасность среды.

В связи с этим предъявляются требования комплексной механизации и автоматизации работы оборудования с целью четкого поддержания заданного технологического режима и снижения трудоемкости; устойчивости работы при низкой и высокой температурах; взрывобезопасности исполнения.

§ 1.4. КЛАССИФИКАЦИЯ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ И ОСНОВНАЯ ТЕРМИНОЛОГИЯ

I. Классификация

По назначению — для транспортирования насыпных грузов; для транспортирования штучных грузов; для транспортирования жидких и газообразных грузов; для перевозки людей.

По характеру работы во времени — непрерывного действия, когда груз прибывает к месту назначения непрерывным потоком, и периодического действия, когда груз прибывает через некоторые интервалы времени.

Типичным представителем первой группы является конвейерный транспорт, а второй — локомотивный или автомобильный транспорт.

По способу перемещения — скольжением (по почве, желобу и т. п.); на грузонесущих органах (ленты, ковши и др.), относительно которых груз неподвижен; в сосудах (вагонетки, автомобили и т. п.); в среде (вода, воздух).

По конструктивному признаку можно выделить значительное количество групп транспортных средств.

Основное (транспортное) оборудование: конвейеры (скребковые, ленточные, пластинчатые, винтовые, вибрационные, ковшовые и др.); пневматические и гидравлические установки; подвесные воздушно-канатные дороги; установки для самокатного движения вагонеток; скреперные установки; установки для откатки канатом по рельсовым путям; локомотивный транспорт; автомобильный транспорт; транспорт самоходными вагонетками.

К вспомогательному оборудованию относятся перегружатели, питатели, бункерные затворы, опрокидыватели, компенсаторы высоты, толкатели, путевые устройства для остановки и регулирования хода вагонеток и др.

Иногда к транспортным машинам относят шахтные погрузочные и закладочные машины.

Каждый из приведенных видов транспортных средств и вспомогательного оборудования имеет большое количество конструктивных разновидностей и типоразмеров применительно к разнообразным условиям работы.

II. Терминология

Транспортными называют установки, предназначенные для перемещения грузов по горизонтали или под углом.

Грузоподъемными называют установки, предназначенные для транспортирования по вертикали единичных грузов, а также массовых, заключенных в сосуды (краны, подъемные лебедки, блоки, домкраты и др.).

Откатка — транспорт по горизонтальным или наклонным (до 30°) рельсовым путям (локомотивный, канатный и др.).

Доставка — транспорт грузов от забоя до рельсовых путей (конвейерный, самотечный, скреперный и др.).

Перевозка, или **безрельсовый транспорт**, — транспорт в сосудах на колесах непосредственно по почве (автомобильный, тракторный, в самоходных вагонетках и др.).

Подъем — транспорт по шахтным стволам, а также транспорт на поверхность из карьеров в скипах, клетях или на платформах.

§ 1.5. НАДЕЖНОСТЬ РАБОТЫ

Под надежностью понимают сохранение работоспособности во времени. Единого критерия надежности нет, поскольку в зависимости от назначения установки или узла требования к надежности различны.

Основные критерии: безотказность, ремонтопригодность, готовность.

Безотказность характеризуется λ — интенсивностью отказов

$$\lambda = \frac{1}{t_{от}}, \ отказов/ч, \tag{1.4}$$

где $t_{от}$ — наработка на отказ, т. е. средняя длительность работы между отказами, *ч*.

Показателем безотказности является вероятность $P(t)$ безотказной работы в течение заданного времени t:

$$P(t) = e^{-\lambda t}. \tag{1.5}$$

Если установки образуют последовательную цепь без резервных агрегатов, то

$$\lambda = \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \ldots + \lambda_n, \ 1/ч, \tag{1.6}$$

где $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \ldots, \lambda_n$ — интенсивность отказов каждого элемента цепи, $1/ч$.

Если цепь состоит из n одинаковых установок с интенсивностью отказов каждой λ_0, то в соответствии с (1.5) и (1.6)

$$P(t) = e^{-\lambda_0 n t}, \tag{1.7}$$

т. е. безотказность системы понижается с ростом n в степенной зависимости, или иначе, чем сложнее цепь, тем она менее безотказна.

Ремонтопригодность характеризуется $t_{вос}$ — средней продолжительностью восстановления отказа (временем ликвидации поломок). Коэффициент ремонтопригодности

$$k_{рем} = \frac{t_{вос}}{t_{от} + t_{вос}}. \tag{1.8}$$

Готовность характеризуется коэффициентом готовности

$$k_г = \frac{t_{от}}{t_{от} + t_{вос}}. \tag{1.9}$$

$k_г$ оценивает вероятность застать установку в работоспособном состоянии в произвольный момент времени, или, что то же, использование машины во времени с учетом потерь времени «по вине» машины.

Для последовательной системы установок

$$k_г = k_{г1} k_{г2} k_{г3} \ldots k_{гn}, \tag{1.10}$$

где $k_{г1}, k_{г2}, k_{г3} \ldots$ — коэффициент готовности каждого элемента цепи.

Если последовательная цепь образуется из n одинаковых звеньев с коэффициентом готовности каждого $k_{г0}$, то

$$k_г = k_{г0}^n, \tag{1.11}$$

т. е. с увеличением числа звеньев $k_г$ снижается в степенной зависимости, или иначе, готовность системы снижается с ростом сложности цепи.

Все критерии надежности связаны между собой (зависят от $t_{от}$ и $t_{вос}$). Поскольку $k_г + k_{рем} = 1$, то $k_{рем}$ обычно не определяют. Критерий безотказности используют для оценки машин (или деталей машин),

отказ которых ведет к аварии, например тормозная система электровозов, лебедок и т. п.

Для обычных транспортных машин отказ, как правило, не ведет к аварии, но вызывает потери добычи ископаемого. Последние можно считать пропорциональными потерям времени, поэтому надежность транспортных машин оценивают готовностью.

При изготовлении оборудования надежность можно повысить, совершенствуя технологию производства, осуществляя автоматизацию производственных процессов, применяя статистический контроль качества продукции.

Повысить надежность оборудования в процессе эксплуатации трудно. Это объясняется тем, что надежность закладывается при проектировании и изготовлении, а при эксплуатации надежность только расходуется. Скорость ее расхода зависит от нагрузки, методов эксплуатации, квалификации обслуживающего персонала, условий эксплуатации и т. д.

Надежность транспортных машин пока недостаточно высока. На карьерах ленточные конвейеры имеют $t_{от} = 10 \div 80$ *ч*, $k_г = 0{,}95 \div 0{,}97$. На шахтах ленточные конвейеры имеют $t_{от} = 1{,}5 \div 3$ *ч*, $k_г = 0{,}9 \div 0{,}95$; концевые канатные откатки $t_{от} = 0{,}7 \div 1$ *ч*, $k_г = 0{,}8 \div 0{,}9$; бесконечные откатки $t_{от} = 0{,}5 \div 1$ *ч*; $k_г = 0{,}8 \div 0{,}9$.

Повышение надежности — основная задача горного машиностроения.

§ 1.6. ИЗМЕЛЬЧЕНИЕ УГЛЕЙ ПРИ ТРАНСПОРТИРОВАНИИ И СКЛАДИРОВАНИИ

В процессе транспортирования в пунктах перегрузки и складирования происходит измельчение угля. Повышенный выход мелочи для энергетических углей нежелателен, так как снижается стоимость продукции, увеличиваются затраты на обогащение.[1] Последнее имеет место и для коксующихся углей. Повышенный выход мелочи во многих случаях существенно снижает рентабельность работы предприятия.

Только в результате работы добычных машин выход мелочи составляет 18—36%. При транспортировании от лавы до железнодорожных вагонов уголь измельчается не меньше, чем от добычных машин (табл. 1.2).

Снижения выхода мелких классов можно достичь соответствующим выбором добычных машин, транспортного оборудования и схем транспорта, обеспечивающих небольшое количество перегрузок. Пункты перегрузок, бункера и склады должны быть выполнены с соблюдением условия минимального дробления транспортируемого или складируемого материала.

§ 1.7. ОХРАНА ТРУДА

Охрана труда трудящихся, обслуживающих транспорт горных предприятий, обеспечивается комплексом технических и организационных мероприятий, соответствующей подготовкой персонала, работающего на предприятиях, и систематическим контролем за четкостью их выполнения, осуществляемым лицами технического надзора.

Обязательным условием безопасности труда на горных предприятиях является строгое соблюдение Правил безопасности, утверждаемых

[1] Отпускная цена (*руб/т*) соответственно для сортовых углей и штыба в среднем для антрацитов 27 и 4,7; для газовых углей 29 и 7,3; для длиннопламенных углей 22 и 7,3.

Таблица 1.2

Сводные данные об измельчении антрацита на отдельных звеньях технологической цепи

Процессы	Выход штыба (0,6 *мм*), %	Примечание
Выемка:		
комбайном «Донбасс»	26,0—31,7	К общему объему
» ЛГД-1	21,8—35,6	То же
» «Горняк»	22,9—29,9	»
стругом	22,8	»
врубовой машиной КМП в комплексе с БВР	18,2—33,4	»
Транспортирование по лаве:		
скребковым конвейером	3,1—6,9	На 100 *м* длины транспортирования
по металлическим (эмалированным) решеткам	4,1—13,8	То же
по почве собственным весом	10,5—14,8	»
Перепад с конвейера:		
на скребковый конвейер ($h=0,4\div0,5$ *м*)	0,2—0,6	К общему объему
на ленточный конвейер ($h=0,6$—$1,0$ *м*)	0,1—0,3	То же
в вагонетку ($h=1,2$—$1,8$ *м*)	0,7—1,2	»
из вагонетки в бункер ($h=4,5\div10$ *м*)	1,9—4,4	»
Транспортирование по горизонтальным выработкам:		
скребковым конвейером (без перегрузок)	3,9—7,6	На 100 *м* длины транспортирования
ленточным конвейером (без перегрузок)	0,07—0,25	То же
вагонетками	0,04—0,15	»
Транспортирование в скате	9,6—21,3	»
Транспортирование по наклонным выработкам:		
концевым и бесконечным канатом	0,04—0,15	»
ленточным конвейером (без перегрузок)	0,06—0,23	»
скипом	0,03—0,12	»
Подъем по вертикальному стволу:		
скипом	0,12—0,34	»
клетью	0,04—0,13	»
Обогащение:		
на сортировках	5,9—8,6	К общему объему
на обогатительных фабриках	7,4—12,0	То же
Переработка угля на угольных складах:		
при падении в конус отвала ($h=5$—$12,5$ *м*)	3,9—14,6	»
при растаскивании по складу:		
скреперной установкой	9,2—13,4	На 100 *м* длины транспортирования
бульдозером	16,5—24,4	То же
при обратной подаче:		
скреперной установкой	10,9—17,2	»
бульдозером	18,7—28,0	»
При погрузке в автомашину	4,8	К общему объему
При перевозке автомашиной ($l=60$ *м*)	0,9	То же

Госгортехнадзором СССР по согласованию с ЦК профсоюзов соответствующих отраслей промышленности.

По данным МакНИИ, на шахтах Донбасса тяжелые несчастные случаи, имевшие место на рудничном транспорте в 1964 г., составили 42% всех тяжелых несчастных случаев на шахтах. Из них на рельсовом транспорте 34,4%, на подъеме — 1,7%, на конвейерном транспорте — 5,9%. 70% несчастных случаев вызваны организационными причинами (нарушением ПБ, трудовой и производственной дисциплины, инструкций по безопасным методам ведения работ и т. п.), а остальные — техническими причинами (несовершенством и конструктивными недостатками машин и механизмов).

Удельный вес травматизма на транспорте шахт Криворожского бассейна в 1967 г. составил в тресте Ленинруда 12,5% и Дзержинскруда 19,9% всех несчастных случаев на шахтах. Подавляющее большинство травмирований произошло на рельсовом транспорте среди машинистов рудничных электровозов и люковых.

К основным задачам повышения безопасности работ на горных предприятиях и, в частности, на шахтном транспорте следует отнести совершенствование методов ведения горных работ; внедрение комплексной механизации и автоматизации, обеспечивающей возможность ведения горных работ без постоянного присутствия людей в очистных забоях и сокращения до минимума обслуживающего персонала в остальных звеньях технологической цепи горного предприятия; совершенствование конструкций оборудования, применяемого на горных предприятиях, и всесторонний учет при его проектировании требований Правил безопасности и условий эксплуатации.

Важным резервом уменьшения травматизма является повышение производственной дисциплины, знание и строгое соблюдение Правил безопасности.

§ 1.8. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ И РАЗМЕРНЫЕ РЯДЫ ОБОРУДОВАНИЯ

Параметрический ряд — это последовательность числовых значений одного или нескольких параметров изделий. Он может охватывать изделия нескольких типов (например, ряд грузоподъемностей кранов, давлений насосов и т. п.) и изделия одного типа (например, ряд емкостей вагонеток). Ряд основных параметров изделий одного типа, дополненный конкретными размерами и другими характеристиками, называется размерным рядом. В основу выбора градаций параметров кладут ряды предпочтительных чисел.

Многолетняя практика показывает, что наилучшими рядами являются геометрические прогрессии

$$P = P_1 a^{n-1}, \tag{1.12}$$

где P — параметр;
P_1 — значение первого члена ряда;
a — знаменатель прогрессии;
n — номер члена ряда.

То есть для получения каждого последующего члена ряда нужно предыдущий член умножить на a.

По ГОСТ 8032—56 установлены следующие ряды предпочтительных чисел:

Ряд	Знаменатель прогрессии a
R5	$\sqrt[5]{10}=1{,}6$;
R10	$\sqrt[10]{10}=1{,}25$;
R20	$\sqrt[20]{10}=1{,}12$;
R40	$\sqrt[40]{10}=1{,}06$
R80	$\sqrt[80]{10}=1{,}03$.

Следует предпочитать ряд с наибольшим a. Ряд R80 дополнительный и применяется как исключение. В горном машиностроении используются ряды R5, R10 и R20.

При $P_1=1$ R5—1,00; 1,60; 2,50; 4,00; 6,30; 10,00 и т. д.
R10—1,00; 1,25; 1,60; 2,00; 2,50; 3,15; 4,00; 5,00 и т. д.
R20—1,00; 1,12; 1,25; 1,40; 1,60; 1,80; 2,00; 2,24 и т. д.

Каждый последующий ряд содержит все числа предыдущего. Произведение или частное двух предпочтительных чисел является также предпочтительным числом. Начиная с R10 содержится число $3{,}15 \approx \pi$, поэтому длина окружностей, площади круга, окружные скорости будут предпочтительными числами, если диаметр взят в соответствии с рядом.

Могут применяться производные ряды, получаемые из основных отбором каждого второго, третьего и т. п. члена. Например, ряд емкостей вагонеток (1,40; 2,00; 2,80; 4,00; 5,60; 8,00 $м^3$ — табл. 22.1) получен из ряда R20 отбором каждого третьего члена.

Иногда производят неорганизованный отбор, например, так отобран из ряда R20 ряд сцепных весов электровозов (5; 10; 14; 20 и 28 $т$ — см. табл. 25.2).

Выбор того или иного ряда производят с общегосударственной точки зрения. Заводам-изготовителям дешевле изготовлять возможно менее широкий ассортимент продукции, а горные предприятия очень разнообразны, и для достижения наилучшего эффекта нужно иметь широкий выбор параметров машин. На основе экономического анализа нескольких вариантов рядов находят такой, при котором суммарные затраты на производство машин и их использование будут наименьшими.

Размерные ряды горных транспортных машин («типажи машин») широко внедряются в настоящее время в производство и дают большой экономический эффект.

Литература к гл. 1: 27, 40, 68, 94, 107, 129, 130, 153.

ГЛАВА 2

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ РАСЧЕТА ТРАНСПОРТНЫХ УСТАНОВОК

В главе рассматриваются общие для всех транспортных установок вопросы расчета производительности, сил тяги, мощности двигателя, прочности тяговых элементов. Расчеты мощности двигателя рассмотрены только для асинхронных и синхронных двигателей переменного тока, которые применяются для большинства установок. Сведения по электроприводу приведены в минимальном объеме, необходимом для выполнения расчетов.

§ 2.1. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ

Под производительностью (расходом) понимают количество груза, транспортируемого в единицу времени. За единицу количества груза принимают тонну или кубометр, за единицу времени — час, в соответствии с этим различают весовую производительность Q, $T/ч$, и объемную V, $м^3/ч$. Производительность можно определять в данный момент времени («мгновенная производительность») или за какой-либо промежуток времени («средняя производительность»).

Мгновенная производительность — это производная от количества перевезенного груза $G_г$ по времени:

$$Q = \frac{dG_г}{dt}, \quad T/ч.$$

Средняя производительность — это отношение приращения количества груза $\Delta G_г$ к приращению времени Δt:

$$Q = \frac{\Delta G_г}{\Delta t}, \quad T/ч.$$

Размерность производительности в обоих случаях одинакова [1].

Выбор транспортной установки по производительности выполняют по соотношению

$$Q_п \geqslant Q_р, \tag{2.1}$$

где $Q_п$ — паспортная (техническая) производительность установки (возможная по техническим факторам);

$Q_р$ — расчетный грузопоток (расчетная производительность поступающего грузопотока).

I. Паспортная производительность установок периодического действия

Постановка задачи. Дано: T — среднее время цикла, *сек*; G — грузоподъемность одного сосуда, $кГ$; z — число одновременно доставляемых сосудов. Определить $Q_п$, $T/ч$. Под $Q_п$ будем понимать возможную производительность за цикл. Ввиду того, что время цикла неизбежно отклоняется от среднего значения, в расчет нужно вводить его максимальное значение T_{max}:

$$Q_п = \frac{zG}{T_{max}} = \frac{zG}{k_ц T}, \quad кГ/сек = \frac{3{,}6zG}{k_ц T}, \quad T/ч, \tag{2.2}$$

где $k_ц$ — коэффициент неравномерности времени цикла, показывающий отношение максимального времени цикла к среднему.

Грузоподъемность (весовая емкость)

$$G = 1000 V_г \gamma \psi, \quad кГ, \tag{2.3}$$

[1] Не следует думать, что производительность в $T/ч$ — это количество груза за реальный час работы, так же как скорость автомобиля, замеряемая спидометром в $км/ч$, является мгновенной скоростью, а не реальным расстоянием, проходимым за час движения. Это же относится и к средней производительности, которую можно определять за любой интервал времени (минута, час, полчаса, смена, один цикл работы установки и т. д.), но выражается она всегда в $T/ч$.

где $V_г$ — геометрическая емкость сосуда, $м^3$;
γ — насыпной вес груза, $Т/м^3$;
ψ — коэффициент заполнения, т. е. отношение объема груза к геометрической емкости сосуда.

Время цикла

$$T = \frac{l_х}{v_{х.\,ср}} + \frac{l_р}{v_{р.\,ср}} + \theta, \ сек, \tag{2.4}$$

где $l_х$ и $l_р$ — длина транспортирования при холостом и рабочем ходе (в общем случае они могут различаться, например при автотранспорте), $м$;
$v_{х.\,ср}$ и $v_{р.\,ср}$ — средняя скорость движения холостого и рабочего хода, $м/сек$;
θ — средняя величина суммарной паузы за цикл на загрузку и выгрузку, ожидание сигналов, маневры и т. п., $сек$.

II. Паспортная производительность установок непрерывного действия

Пусть на 1 $м$ длины конвейера находится q килограммов груза. Секундный расход равен произведению q на v:

$$Q = qv, \ кГ/сек = 3{,}6qv, \ Т/ч, \tag{2.5}$$

где q — погонный вес груза, $кГ/м$;
v — скорость движения, $м/сек$.

Паспортная производительность соответствует допускаемому q. Последнее ограничивается либо емкостью грузонесущего органа (при некотором q груз переполняет конвейер и начинает с него ссыпаться), либо силовыми факторами (при некотором q превосходится предел мощности двигателя или предел прочности тягового органа).

А. Паспортная производительность по емкости грузонесущего органа

Постановка задачи. Дано: v, $м/сек$; γ — объемный вес груза в насыпке, $Т/м^3$; φ — угол откоса материала в движении; размеры грузонесущего органа. Определить $Q_п$, $Т/ч$. На конвейерах груз может транспортироваться или непрерывной струей (скребковые, ленточные конвейеры и др.), или в ковшах (элеваторы, ковшовые конвейеры).

1. Транспортирование непрерывной струей

На длине l лежит количество груза

$$F_м l \gamma, \ Т. \tag{2.6}$$

Погонный вес груза

$$q = \frac{F_м l \gamma}{l}, \ Т/м = 1000 F_м \gamma, \ кГ/м, \tag{2.7}$$

где $F_м$ — среднее сечение струи материала, $м^2$,

$$F_м = F_{т.\,м} \psi c, \tag{2.8}$$

где $F_{т.\,м}$ — теоретическая площадь струи материала при транспортировании по горизонтали (рис. 2.1, $а$), ограничивающаяся снизу несущим органом, а сверху линиями откоса материала в движении; правила ее определения поясняются при рассмотрении конкретных установок;

$\psi = \frac{F_м}{F_{т.м}}$ — коэффициент заполнения теоретического сечения, учитывающий наличие скребков, цепей, перегородок и т. п.;

c — коэффициент угла наклона, учитывающий снижение ψ при наклонном транспортировании из-за скатывания материала, уменьшения сечения из-за того, что $F_{т.м}$ определяется в сечении вертикальной плоскостью $А — А$ (рис. 2.1, *б*), поскольку угол φ измеряется по отношению к горизонту, а производительность определяется площадью в сечении по $Б — Б$, и других причин.

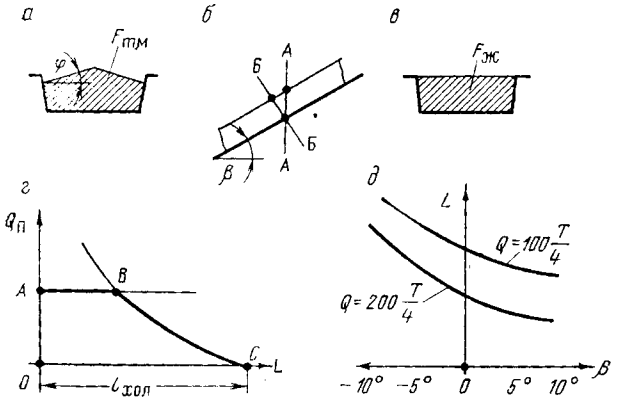


Рис. 2.1. Паспортная производительность установок непрерывного действия

Иногда $F_{т.м}$ определить трудно, например для шнека, тогда $F_м$ определяют по площади желоба

$$F_м = F_ж \psi_ж c, \qquad (2.9)$$

где $F_ж$ — номинальная площадь сечения желоба (рис. 2.1, *в*);

$\psi_ж = \frac{F_м}{F_ж}$ — коэффициент заполнения желоба.

Подставляя в (2.5) значение q из (2.7) с учетом (2.8) и (2.9), получим

$$Q_п = 3600 F_{т.м} \psi c v \gamma, \ т/ч \qquad (2.10)$$

либо

$$Q_п = 3600 F_ж \psi_ж c v \gamma, \ т/ч. \qquad (2.11)$$

Объемную производительность $V_п$ ($м^3/ч$) получим из (2.10) или (2.11) отбросив γ.

2. Транспортирование в ковшах

Если ковши, емкостью i_0 ($л$) каждый, расположены на расстоянии a ($м$), то на длине l находится количество груза

$$\frac{l}{a} i_0 \gamma \psi_к, \ кГ,$$

и погонный вес

$$q = \frac{\frac{l}{a} i_0 \gamma \psi_к}{l} = \frac{i_0}{a} \gamma \psi_к, \ кГ/м.$$

В соответствии с (2.5)

$$Q_п = 3{,}6 \frac{i_0}{a} \gamma \psi_к v, \ т/ч, \qquad (2.12)$$

где $\varphi_к$ — коэффициент заполнения ковшей;

$\frac{i_0}{a}$ — погонный объем, $л/м$.

Б. Паспортная производительность по силовым факторам и графики применимости

Постановка задачи. Дано: l — длина, β — угол наклона; технические данные установки (скорость движения, мощность двигателя, прочность тягового органа). Определить $Q_{\text{п}}$. Задача сводится к нахождению погонного веса груза q, при котором достигается предел прочности тягового органа или предел мощности двигателя, поскольку, имея q, мы из (2.5) получим $Q_{\text{п}}$.

При работе с полным использованием мощности двигателя (или прочности тягового органа), увеличивая длину, мы достигнем такого ее значения $l_{\text{хол}}$, при котором можно работать только вхолостую (без груза). При $l < l_{\text{хол}}$ можно иметь полезную загрузку q, увеличивающуюся с уменьшением l, поэтому $Q_{\text{п}}$ по силовым факторам увеличивается с уменьшением длины — рис. 2.1, *г*.

Поставленную выше задачу решают методом попыток: задаются каким-либо $Q_{\text{п}}$, производят тяговый расчет и проверяют мощность двигателя и запас прочности тягового органа.

Формул для непосредственного определения $Q_{\text{п}}$ по силовым факторам из-за их сложности обычно не употребляют.

На рис. 2.1, *г* кривая ABC представляет собой зависимость $Q_{\text{п}}$ от l с учетом ограничения как по силовым факторам, так и по емкости грузонесущего органа. На участке AB $Q_{\text{п}}$ определяется емкостью органа и не зависит от длины (2.10); на участке BC она определяется силовыми факторами и зависит от длины.

В паспортах машин кривые вида ABC (рис. 2.1, *г*) именуют «графиками применимости» и вычерчивают обычно в других координатах: l — как функция β для нескольких значений $Q_{\text{п}}$ (рис. 2.1, *д*).

III. Расчетная производительность поступающего грузопотока (расчетный грузопоток)

Постановка задачи. Дано: A — сменная производительность, *Т/см*; $t_{\text{см}}$ — установленная продолжительность рабочего дня (продолжительность смены), *ч*. Определить $Q_{\text{р}}$ — расчетный грузопоток, *Т/ч*.

На рис. 2.2, *а* представлен график мгновенной производительности грузопотока во времени. Плановое оперативное время работы установки

$$t_{\text{п. о}} = t_{\text{см}} - t_{\text{п. п}},$$

где $t_{\text{п. п}}$ — планируемые перерывы за смену, состоящие из времени на подготовительно-заключительные операции (прием-сдача смены, осмотр, смазка, мелкий текущий ремонт оборудования, заправка локомотивов или автосамосвалов), время на личные надобности и (для забойных установок) время технологических неперекрываемых перерывов (заряжание и взрывание шпуров, проветривание после взрывания и т. п.).

В $t_{\text{п. п}}$ не включается время вспомогательных операций и регламентируемых перерывов, связанных с технологией работы транспортной установки: маневровая работа, погрузка вагонов, отцепка-прицепка составов, ожидание сигналов и т. п. $t_{\text{п. п}}$ устанавливают по нормативам, приводимым в справочниках по нормированию. Обычно $t_{\text{п. п}} = 25$—45 *мин*.

Средняя производительность в смену за плановое оперативное время

$$Q_{\text{ср}} = \frac{A}{t_{\text{п. о}}}, \quad Т/ч. \tag{2.13}$$

За расчетную принимают максимальную производительность потока. Назовем коэффициентом неравномерности поступления груза (кратко неравномерностью) отношение максимальной производительности к средней за смену

$$k = \frac{Q_{max}}{Q_{ср}} = \frac{Q_{max} t_{п.о}}{A},$$

откуда

$$Q_р = Q_{max} = \frac{Ak}{t_{п.о}}, \ т/ч. \qquad (2.14)$$

$Q_{ср}$ (2.13) определяется по плановому оперативному времени, поэтому коэффициент неравномерности учитывает все случайные перерывы и работу установки без груза как периоды работы с нулевой производительностью — рис. 2.2, *а*.

Неравномерность забойного потока можно установить только опытным путем. Неравномерность последующих звеньев транспортной цепи можно определить как опытным путем, так и расчетом (§ 2.2).

Опытное определение неравномерности производят либо мерными емкостями, либо мерными интервалами времени.

В первом случае замеряют время загрузки каждой мерной емкости (как правило, вагонетка или вагон), находят среднюю производительность загрузки одной мерной емкости $Q_{ср}$ и ее среднеквадратическое отклонение σ_q.

Тогда

$$k = \frac{Q_{max}}{Q_{ср}} = \frac{Q_{ср} + \sigma_q}{Q_{ср}} = 1 + \frac{\sigma_q}{Q_{ср}}. \qquad (2.15)$$

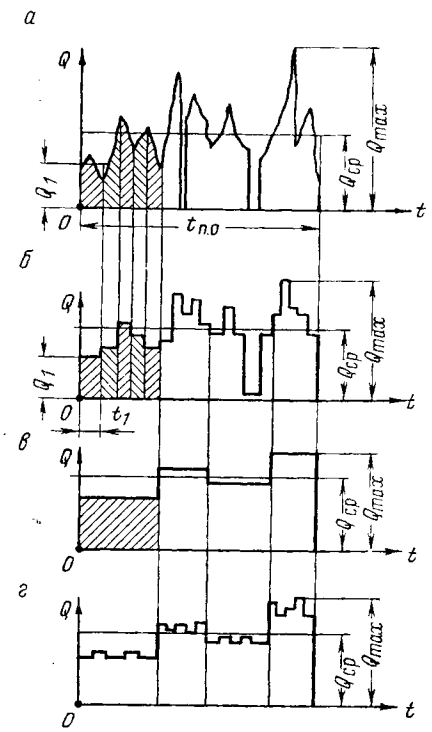


Рис. 2.2. Измерение грузопотока конвейера мерными емкостями:

а — мгновенная производительность потока; *б* — поток, замеренный мерной емкостью в одну вагонетку; *в* — поток, замеренный составами из пяти вагонеток; *г* — предыдущий поток, разгруппированный на отдельные вагонетки

Замеряя время загрузки первой, второй и т. д. вагонетки, мы не можем установить значение мгновенной производительности, а только средние значения ее по загрузке каждой вагонетки в целом. Вместо реального грузопотока по рис. 2.2, *а* мы получим поток по рис. 2.2, *б*, осредненный по мерной емкости, неравномерность которого меньше, чем действительного.

При замере производительности по мерным интервалам времени замеряют количество груза за равные интервалы времени τ, пользуясь конвейерными весами[1], журналами учета добычи и т. п. Определив

[1] Конвейерные весы (§ 5.9) измеряют вес груза на длине весов, т. е. количество груза за время перемещения груза на длину весов.

среднее значение веса груза G за интервал τ и его среднеквадратическое отклонение $\sigma_д$, получим

$$k = \frac{Q_{max}}{Q_{ср}} = \frac{\frac{G_{max}}{\tau}}{\frac{G_{ср}}{\tau}} = \frac{G_{max}}{G_{ср}} = \frac{G_{ср} + \sigma_д}{G_{ср}} = 1 + \frac{\sigma_д}{G_{ср}}. \qquad (2.16)$$

Вместо реального грузопотока по рис. 2.3, *а* мы получим поток по рис. 2.3, *б*, осредненный по времени τ.

Из сказанного выше следует, что для одного и того же потока нет одного определенного значения k — оно зависит от способа измерения (мерная емкость или интервал и их величина), что, в свою очередь, зависит от того, для какой цели k определяют.

Для расчета конвейера по емкости несущего органа нужно мгновенное (пиковое) значение Q_{max} (рис. 2.2, *а*), чтобы ни в одной точке конвейера груз не сваливался. За неимением мгновенной неравномерности принимают k, полученное по минимальной мерной емкости (рис. 2.2, *б*) или по минимальному интервалу (рис. 2.3, *б*). При этом $Q_р$ (2.14) даст заниженное значение максимальной производительности, во-первых, из-за замены мгновенной производительности осредненными значениями, во-вторых, из-за того, что в (2.15), (2.16) отклонения приняты равными среднеквадратическим значениям, а они могут быть больше. Для того чтобы конвейер пропустил реальный грузопоток, в формулах паспортной производительности (2.10) и др. предусматривают резервы, заключающиеся в нормативах φ, ψ и др.

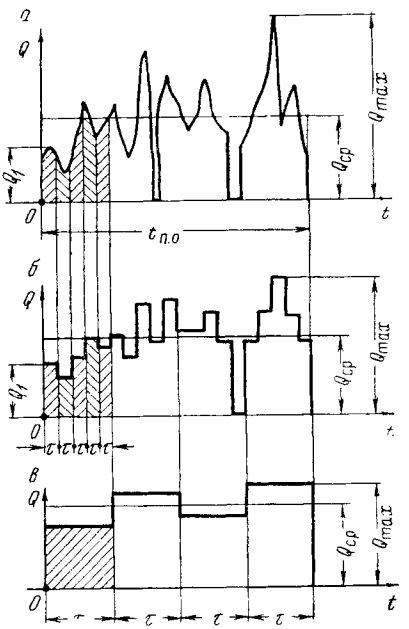


Рис. 2. 3. Измерение грузопотока конвейера мерными интервалами времени:

а — мгновенная производительность потока; *б* — поток, замеренный мерным интервалом времени; *в* — то же, при увеличении интервала в 5 раз

Для силового расчета того же конвейера нужно знать максимальное количество груза на всей длине конвейера, а не мгновенное значение его в какой-то точке, т. е. нужно иметь k, определяемое из (2.16) при интервале времени, равном времени движения груза вдоль конвейера. Иначе говоря, нужно знать отношение максимального количества груза на всей длине конвейера к его среднему значению.

Для расчета установок периодического действия нас интересует время загрузки партии сосудов в целом, т. е. нас интересует k, определяемое из (2.15) при мерной емкости, равной емкости партии. Например, для локомотивной откатки при мерной емкости, равной емкости состава.

Для ориентировочных расчетов принимают некоторые общие (неконкретные) коэффициенты неравномерности: на угольных шахтах для забоев и выработок эксплуатационного участка $k = 2$ и при наличии

промежуточных емкостей $k = 1{,}5$; для капитальных наклонных выработок и для горизонта околоствольного двора $k = 1{,}5$; на рудных шахтах $k = 1{,}5$ и при наличии промежуточных емкостей $k = 1{,}25$; на карьерах и на обогатительных фабриках $k = 1{,}15—1{,}25$. Эти нормативы соответствуют для шахт замеру потоков мерной емкостью в одну вагонетку (1,5 T для угольных шахт и 4 T — для рудных), для карьеров и обогатительных фабрик — мерной емкостью в один вагон.

Для более точных расчетов следует иметь опытные данные о неравномерности забойных потоков для данного конкретного предприятия (или ему подобного). Неравномерность последующих звеньев можно определить расчетом (§ 2.2). При этом транспортная цепь получается «равнопрочной» по производительности, тогда как при упрощенном расчете одно из звеньев цепи неизбежно оказывается «узким местом», остальные же звенья имеют завышенную неиспользующуюся производительность.

Существует способ определения $Q_р$ не по формуле (2.14), а по расчетной максимальной производительности забойного оборудования (горные комбайны, экскаваторы и т. п.). Подобный метод неприемлем. Например, для комбайнов скорость подачи не постоянна; мощность пласта изменяется; верхняя пачка угля обрушается не непрерывно, а периодически; погрузочные устройства (особенно типа лемеха) при равномерной подаче груза подают его на конвейер неравномерно и т. д. По этим причинам расчетная производительность комбайна, получаемая по скорости подачи, глубине захвата и мощности пласта, не будет соответствовать действительности. Реальную расчетную производительность грузопотока от комбайна можно определить только опытным путем, т. е. с помощью коэффициента неравномерности.

§ 2.2. РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТОВ НЕРАВНОМЕРНОСТИ И ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ЕМКОСТЕЙ

Постановка основной задачи: дана неравномерность забойного потока, определить неравномерности в остальных звеньях транспортной цепи. Основная задача сводится к частным задачам: группировки, разгруппировки, слияния потоков, осреднения во времени и промежуточной емкости.

Группировка состоит в укрупнении мерных емкостей. Например, поток составов с количеством вагонеток в составе z (см. рис. 2.2, *в*) является группировкой на порядок z по отношению к потоку одиночных вагонеток (см. рис. 2.2, *б*).

Постановка задачи. Дана неравномерность k_0 потока при измерении его мерной емкостью $G_{м.е}$ (см. рис. 2.2, *б*), требуется определить неравномерность k того же потока при измерении его мерной емкостью $zG_{м.е}$ (см. рис. 2.2, *в*).

$$k = 1 + \frac{k_0 - 1}{\sqrt{z}}. \quad * \tag{2.17}$$

Разгруппировка состоит в переходе на первоначальные мерные емкости для потока, сгруппированного ранее. Например, пусть поток по рис. 2.2, *в* — это поток составов, подающихся к сортировочной горке, где составы расформировываются на одиночные вагонетки, т. е. от мерной емкости «состав» мы переходим к мерной емкости «вагонетка». При разгруппировке потока по рис. 2.2, *в* мы получим не исходный для группировки поток по рис. 2.2, *б*, а новый поток по рис. 2.2, *г*, для которого неравномерность равна

$$k = k_т k_р, \tag{2.18}$$

* Дано без вывода, выполненного на основе теории вероятностей.

где $k_г$ — неравномерность группированного потока (см. рис. 2.2, *в*);
$k_р$ — неравномерность разгруппировки, т. е. отношение максимальной производительности к средней в пределах группы, подвергающейся разгруппировке.

Следует особо подчеркнуть необратимость процесса группировки — неравномерность после разгруппировки продолжает определяться мерной емкостью группированного потока, а процесс разгруппировки лишь вносит мелкие дополнительные отклонения (см. рис. 2.2, *г*).

Слияние потоков состоит в объединении нескольких потоков в один. Постановка задачи. Дано: n — число сливающихся потоков, имеющих одинаковую среднюю производительность и одинаковую неравномерность k_0. Определить k — неравномерность суммарного потока при измерении его и исходных потоков одинаковой мерной емкостью или одинаковыми мерными интервалами времени:

$$k = 1 + \frac{k_0 - 1}{\sqrt{n}} *, \tag{2.19}$$

т. е. чем больше потоков объединяется, тем меньше неравномерность суммарного потока.

Осреднение потока во времени состоит в нахождении неравномерности, относимой к мерному интервалу времени, по данным замера потока мерными емкостями либо по данным замера мерным интервалом времени другой величины.

Постановка первой задачи. Дано: $Q_{ср}$ — средняя производительность потока, $т/ч$; k_0 — неравномерность потока, замеренная мерной емкостью $G_{м.е}$, T. Требуется определить неравномерность того же потока k при измерении ее мерным интервалом времени τ, $ч$:

$$k = 1 + \frac{k_0 - 1}{\sqrt{\frac{Q_{ср}\tau}{G_{м.е}}}} *. \tag{2.20}$$

Постановка второй задачи. Дана k_1 — неравномерность потока, полученная замером мерным интервалом времени τ_1, требуется определить неравномерность k_2 при измерении того же потока мерным интервалом времени τ_2:

$$k_2 = 1 + (k_1 - 1)\sqrt{\frac{\tau_1}{\tau_2}} * \tag{2.21}$$

Промежуточные (аккумулирующие) емкости — это узлы, в которых может накапливаться груз: бункера, станции при электровозной откатке и т. п. Задача на промежуточные емкости состоит либо в определении неравномерностей по заданной емкости, либо в определении емкости по заданным неравномерностям.

Постановка первой задачи. Дано: $G_е$ — промежуточная емкость, T; k_0 — неравномерность входящего потока. Требуется определить k — неравномерность исходящего потока при измерении обоих потоков мерной емкостью $G_{м.е}$.

Количество мерных емкостей, размещающихся в промежуточной емкости,

$$z = G_е : G_{м.е}.$$

По полученному z из формулы (2.17) находим k. Чем больше промежуточная емкость (больше z), тем ниже неравномерность на выходе из промежуточной емкости, т. е. последняя служит для сглаживания неравномерности.

Постановка второй задачи. Даны k_0 и k — соответственно неравномерность на входе и выходе из промежуточной емкости, измеренные одной и той же мерной емкостью $G_{м.е}$, требуется определить величину промежуточной емкости $G_е$:

$$G_е = G_{м.е}\left(\frac{k_0 - 1}{k - 1}\right)^2, \quad T. \tag{2.22}$$

Пример расчета неравномерностей. Дано (рис. 2.4): $Q_{ср1} = 50$ $т/ч$ — средняя производительность конвейера 1; $k_1 = 2$ — неравномерность конвейера *1* при измерении ее мерной емкостью в одну вагонетку $G_{м.е} = 1{,}5$ $т$; $k_5''' = 1{,}7$ — коэффициент

* Дано без вывода, выполненного на основе теории вероятностей.

неравномерности прихода электровозов на погрузочный пункт *5*; $k_7 = 1{,}5$ — то же, для околоствольного двора; время движения груза вдоль конвейера *1* равно 0,1 *ч*, вдоль конвейеров *2*, *3* и *4* — 0,2 *ч*; $G_9 = 30$ *Т* — емкость бункера *9*; $z_5 = z_8 = 30$ — емкость путей l_5 и l_7 в вагонетках; $z_5 = 15$ — число вагонеток в составе. Требуется определить неравномерность грузопотоков во всех звеньях транспортной цепи. Мгновенная неравномерность [1] конвейера *1* равна $k_1 = 2$. Неравномерность этого же конвейера для его силового расчета из (2.20)

$$k_1' = 1 + \frac{k_1 - 1}{\sqrt{\frac{Q_{ср1}\tau}{G_{м.\,е}}}} = 1 + \frac{2-1}{\sqrt{\frac{50 \cdot 0{,}1}{1{,}5}}} = 1{,}55.$$

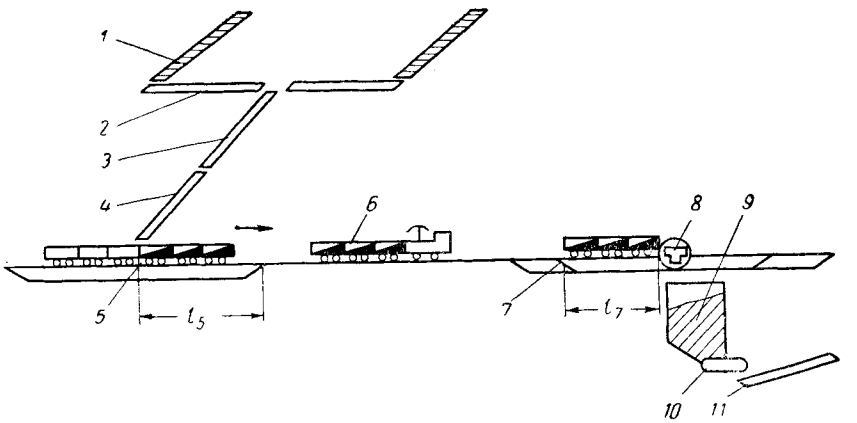


Рис. 2.4. Схема транспортной цепи:

1 — забойный конвейер; *2* — штрековый конвейер; *3*, *4* — бремсберговый конвейер; *5* — погрузочный пункт; *6* — электровозный состав; *7* — околоствольный двор; *8* — опрокидыватель; *9* — бункер; *10* — питатель; *11* — конвейер наклонного ствола

Мгновенная неравномерность конвейера *2* такая же, как и конвейера *1*, т. е. $k_2 = 2$; неравномерность же для его силового расчета отличается от конвейера *1*, поскольку время движения груза вдоль конвейера *2* больше. Ее можно было бы найти из (2.20) по $\tau = 0{,}2$ *ч*, но можно и иначе; k_1' — это неравномерность потока при мерном интервале $\tau_1 = 0{,}1$ *ч*, неравномерность этого же потока при интервале $\tau_2 = 0{,}2$ *ч* из (2.21).

$$k_2' = 1 + (k_1' - 1)\sqrt{\frac{\tau_1}{\tau_2}} = 1 + (1{,}55 - 1)\sqrt{\frac{0{,}1}{0{,}2}} = 1{,}39.$$

Мгновенная неравномерность конвейеров *3* и *4* из формулы (2.19)

$$k_3 = k_4 = 1 + \frac{k_2 - 1}{\sqrt{n}} = 1 + \frac{2-1}{\sqrt{2}} = 1{,}71.$$

Неравномерность для силового расчета этих же конвейеров из (2.20)

$$k_3' = k_4' = 1 + \frac{k_3 - 1}{\sqrt{\frac{Q_{ср}\tau}{G_{м.\,е}}}} = 1 + \frac{1{,}71 - 1}{\sqrt{\frac{100 \cdot 0{,}2}{1{,}5}}} = 1{,}2.$$

[1] В качестве таковой считаем неравномерность, определенную по наименьшей мерной емкости, т. е. в одну вагонетку.

Мерная емкость потока для конвейера *4* — вагонетка, поэтому неравномерность k_5 загрузки одиночных вагонеток на станции *5* равна $k_4 = 1{,}71$. Неравномерность загрузки составов из $z_6 = 15$ вагонеток по (2.17)

$$k_5' = 1 + \frac{k_5 - 1}{\sqrt{z_6}} = 1 + \frac{1{,}71 - 1}{\sqrt{15}} = 1{,}18.$$

Станция *5* является промежуточной емкостью. Ее емкость (в составах) $z_5' = 2$, поэтому из (2.17) неравномерность загрузки составов с учетом сглаживающего действия промежуточной емкости

$$k_5'' = 1 + \frac{k_5' - 1}{\sqrt{z_5'}} + 1 + \frac{1{,}18 - 1}{\sqrt{2}} = 1{,}13.$$

Неравномерность $k_{5.\,л}$ для расчета электровозной откатки от пункта погрузки *5* должна учитывать неравномерность загрузки составов k_5'' и неравномерность прихода электровозов k_5''':

$$k_{5.\,л} = k_5'' k_5''' = 1{,}13 \cdot 1{,}7 = 1{,}9.$$

Неравномерность k_7 прихода составов в околоствольный двор в общем случае не равна $k_{5.\,л}$, так как составы, отправляясь от пункта *5* к околоствольному двору равномерно, могут прибывать неравномерно, и наоборот. Кроме того, в околоствольный двор приходят электровозы с нескольких пунктов. Неравномерность прихода электровозов в околоствольный двор (равно как и на погрузочные пункты) должна устанавливаться по опытным данным. По заданию $k_7 = 1{,}5$.

Станция *7* имеет емкость (в составах) $z_7' = 2$, поэтому неравномерность подхода составов к опрокидывателю из (2.17)

$$k_8 = 1 + \frac{k_7 - 1}{\sqrt{z_7'}} = 1 + \frac{1{,}5 - 1}{\sqrt{2}} = 1{,}35.$$

В соответствии с принципом необратимости процесса группировки неравномерность $k_э$ потока из бункера *9* можно определять по мерной емкости составов. При емкости бункера *9* (в составах) $z_9 = 1{,}33$ из (2.17)

$$k_9 = 1 + \frac{k_8 - 1}{\sqrt{z_9}} = 1 + \frac{1{,}35 - 1}{\sqrt{1{,}33}} = 1{,}3.$$

k_9 в основном определяется неравномерностью прихода электровозов k_7, поскольку неравномерность грузопотока забоев уже в пункте погрузки снижена до $k_5' = 1{,}09$.

§ 2.3. СИЛА ТЯГИ ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ СОСРЕДОТОЧЕННЫХ ГРУЗОВ

I. Перемещение по горизонтали с постоянной скоростью

При перемещении груза скольжением (рис. 2.5, *а*) сила тяги

$$F = G_{бр} f = (G + G_0) f, \quad кГ,$$

где G, G_0 и $G_{бр}$ — соответственно полезный вес (нетто), мертвый вес (тара) и общий вес (брутто), *кГ*;

f — коэффициент трения скольжения.

При перемещении груза любым способом: на колесах (рис. 2.5, *б*), катках, роликах и т. п.

$$F = G_{бр} w', \qquad (2.23)$$

где w' — коэффициент сопротивления движению,

$$w' = \frac{W}{N} = \frac{F}{G_{бр}}. \qquad (2.24)$$

Формально w' аналогичен f, т. е. он также равен отношению силы трения к нормальной реакции, существо же этих коэффициентов различно. При скольжении сила трения W (рис. 2.5, *а*) зависит только от свойств трущихся поверхностей. При перемещении, например, на колесах на последние также действует внешняя сила трения W (рис. 2.5, *б*), но это уже не сила трения скольжения, а сила трения сцепления, зависящая, помимо свойств поверхностей, по которым происходит трение, также и от конструктивных параметров: диаметра колеса, диаметра оси, свойств смазки и подшипников и др.; w' определяют экспериментально.

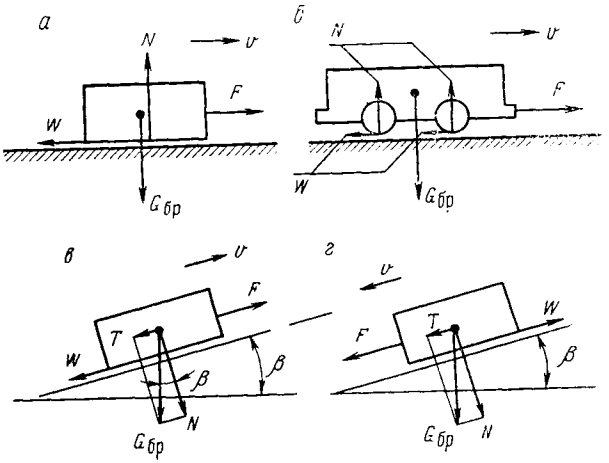


Рис. 2.5. Сила тяги для перемещения сосредоточенных грузов

Для автомобильного транспорта к F (2.23) добавляют сопротивление воздуха. Для всех прочих видов транспорта сопротивление воздуха входит в w'.

Из формального тождества коэффициентов w' и f следует возможность формальной замены реального движения груза на скольжение, т. е. движение груза весом $G_{бр}$ по наклонной плоскости любым образом (на колесах, на катках, волочением и т. д.) можно заменить на скольжение груза того же веса с коэффициентом трения, равным w'.

В теоретической механике известны два метода решения задач на равновесие сил: метод проектирования сил на координатные оси (который нам не удобен) и принимаемый нами далее везде метод возможных перемещений, когда приравнивается нулю сумма произведений возможных перемещений на проекцию сил на эти перемещения. Поскольку у нас перемещения всех точек одинаковы, то отсюда следует правило силовых расчетов: сумма проекций всех сил на траекторию движения должна равняться нулю. Положительное направление сил и ускорений — по направлению движения (в направлении скорости).

II. Перемещение по наклонной плоскости с постоянной скоростью

Постановка задачи. Дано: $G_{бр}$, $к\Gamma$; w'; β — угол наклона; направление движения (вверх или вниз). Определить F — силу тяги, $к\Gamma$.

Пусть груз движется вверх (рис. 2.5, *в*). На него действуют сила тяги F, вес $G_{бр}$ и сила трения W. Разложим $G_{бр}$ на составляющие — продольную T и нормальную N.

Уравнение равновесия сил

$$F - T - W = 0,$$

откуда

$$F = W + T = w'N + G_{бр} \sin \beta =$$

$$= w' G_{бр} \cos \beta + G_{бр} \sin \beta = G_{бр} (w' \cos \beta + \sin \beta).$$

При движении вниз (рис. 2.5, *г*)

$$F + T - W = 0,$$

откуда

$$F = G_{бр} (w' \cos \beta - \sin \beta). \qquad (2.25)$$

Объединяя оба случая вместе, имеем

$$F = G_{бр} (w' \cos \beta \pm \sin \beta), \qquad (2.26)$$

где плюс перед sin β соответствует подъему, а минус — спуску. Если при спуске вниз F получится отрицательным, то это значит, что груз нужно тормозить с силой F. Если $F = 0$, то груз спускается вниз с постоянной скоростью без внешней силы. Угол, при котором это происходит, называют углом равновесия. Из (2.25) он равен

$$\operatorname{tg} \beta_р = w'. \qquad (2.27)$$

III. Перемещение по наклонной плоскости с переменной скоростью

Постановка задачи. Дано: $G_{бр}$, *кГ*; w'; β; направление движения; a — ускорение (со знаком), *м/сек*^{2}. Определить F — силу тяги, *кГ*:

$$F = F_{ст} + F_{дин},$$

где $F_{ст}$ — статическая составляющая, определяемая из (2.26);
$F_{дин}$ — динамическая составляющая,

$$F_{дин} = ma,$$

где m — масса всех движущихся частей (с учетом вращающихся), приведенная к точке приложения силы тяги F,

$$m = \frac{G_{бр} \delta}{g}, \quad кГ \cdot сек^2/м, \qquad (2.28)$$

где δ — коэффициент учета инерции вращающихся частей (колеса, маховики, роторы двигателей и т. п.).

В результате

$$F = G_{бр} \left(w' \cos \beta \pm \sin \beta + \frac{\delta a}{g} \right), \quad кГ. \qquad (2.29)$$

Для вагонеток и локомотивов (кроме гировозов) в среднем для состава считают $\delta = 1{,}06$, так что $\frac{\delta}{g} = 0{,}108$, для прочих установок считают $\delta \approx 1$, так что $\frac{\delta}{g} \approx 0{,}1$.

§ 2.4. СИЛА ТЯГИ ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ГИБКОГО ТЯГОВОГО ОРГАНА И НАТЯЖЕНИЯ В ЕГО СЕЧЕНИЯХ

I. Общие положения

Гибкий тяговый орган (лента, цепь, канат) с присоединенными к нему грузонесущими устройствами представляет собой распределенный груз,

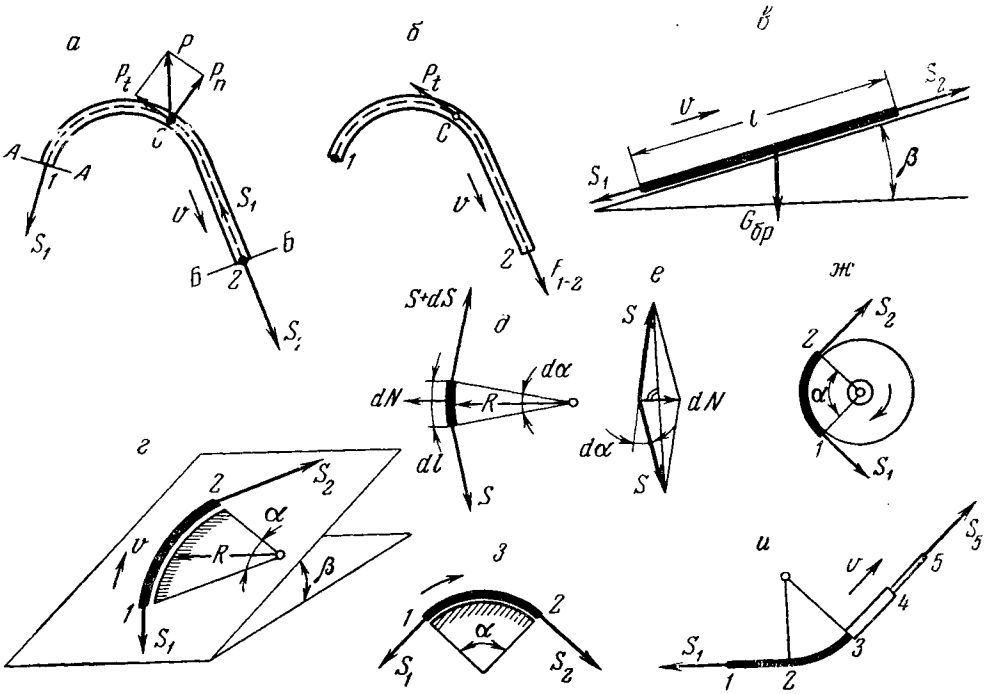


Рис. 2.6. Сила тяги и натяжение в сечениях гибкого тягового органа

характеризующийся возможностью перемещения по криволинейной траектории, значительной длиной и тем, что в любом сечении тяговый орган всегда растянут.

Вырежем сечениями $A - A$ и $Б - Б$ (рис. 2.6, *а*) отрезок *1—2* тягового органа. Заменим действия отрезанных частей силами S_1 и S_2, которые назовем натяжениями в сечениях (в дальнейшем для краткости «натяжениями»). Они действуют «от сечения», поскольку тяговый орган всегда растянут. Пусть кроме сил S_1 и S_2 на отрезок действует одна сила P (их может быть сколько угодно), которую раскладываем на две составляющие: тангенциальную P_t и нормальную P_n.

За ось отсчета движущих сил и сил сопротивления (§ 2.3) принимают траекторию тягового органа (пунктир) с положительным направлением в сторону движения. Для равновесия отрезка *1—2* необходимо

$$S_2 - S_1 - P_t = 0.$$

Перенесем S_1 в точку *2* (пунктирный вектор на рис. 2.6, *а*) и заменим S_1 и S_2 их равнодействующей F_{1-2} (рис. 2.6, *б*).

Тогда

$$F_{1-2} = S_2 - S_1 = P_t, \tag{2.30}$$

где F_{1-2} — сила тяги, равная разности натяжений по концам отрезка.

В (2.30) S_1 и S_2 подставляют по абсолютной величине, поскольку их знак уже учтен. F_{1-2} может получиться как положительным, так и отрицательным.

Траектория движения тягового органа (трасса) в общем случае представляет собой комбинацию прямолинейных и криволинейных участков. Криволинейные участки, в свою очередь, делятся на собственно криволинейные участки и на поворотные пункты. Поворотный пункт — криволинейный участок небольшой длины, на которой пренебрегают весом тягового органа, в связи с чем его сопротивление рассчитывают вне зависимости от направления поворота: в горизонтальной, вертикальной или наклонной плоскостях.

Собственно криволинейные участки могут быть как в плане, так и в профиле. Криволинейность профиля в тех пределах, которые встречаются на практике, учитывают следующим образом. Конвейер с плавным изменением профиля для расчета сопротивлений заменяют прямолинейным конвейером с углом наклона к горизонту, равным среднему углу наклона конвейера (рис. 4.10, *з*), учитывая повышение сопротивления от криволинейности повышением коэффициента сопротивления движению. Если конвейер имеет резкий излом профиля (рис. 4.10, *г*), то этот излом считают как поворотный пункт.

Таким образом, при расчете сил тяги гибких тяговых органов возникают следующие основные задачи: сопротивление прямолинейных и криволинейных в плане участков и сопротивление поворотных пунктов. Помимо них имеются местные сопротивления: пунктов загрузки, пунктов очистки тягового органа и др., которые будут рассматриваться для каждой конкретной установки.

II. Сила тяги для перемещения отрезка, прямолинейного в плане

Постановка задачи. Дано (рис. 2.6, *в*): l — длина отрезка, *м*; q — погонный вес полезного груза, *кГ/м*; q_0 — то же, для мертвых грузов (тяговый орган с присоединенными к нему частями), *кГ/м*; w' и w'_0 — коэффициенты сопротивления движению соответственно для полезного и мертвых грузов; β — угол наклона; a — ускорение движения, *м/сек*^{2}; направление движения (вверх, вниз). Определить $F_{1-2} = S_2 - S_1$ — силу тяги.

Вес полезного груза

$$G = lq, \ кГ.$$

Мертвый вес

$$G_0 = lq_0, \ кГ.$$

В общем случае полезный и мертвые грузы могут иметь различные коэффициенты сопротивления движению, поэтому, определив из (2.29) отдельно силу тяги для перемещения как полезного, так и мертвого грузов и просуммировав их, получим

$$F_{1-2} = G(w' \cos\beta \pm \sin\beta + 0{,}1a) + G_0(w'_0 \cos\beta \pm \sin\beta + 0{,}1a) =$$
$$= lq(w' \cos\beta \pm \sin\beta + 0{,}1a) + lq_0(w'_0 \cos\beta \pm \sin\beta + 0{,}1a), \ кГ. \tag{2.31}$$

Если полезный и мертвые грузы перемещаются как одно целое с одним коэффициентом сопротивления движению w' (например, пластинчатый конвейер), то

$$F_{1-2} = lq_{бр}(w' \cos\beta \pm \sin\beta + 0{,}1a), \ кГ, \qquad (2.32)$$

где $q_{бр}$ — суммарный погонный вес полезного и мертвых грузов, *кГ/м*.

Формально F_{1-2} не зависит от абсолютной величины натяжений, а только от веса перемещающихся грузов, что является особенностью прямолинейных участков. Фактически такая зависимость имеется, поскольку w' может зависеть от величины натяжений. Например, для ленточного конвейера с уменьшением натяжения ленты увеличивается провес ее между роликами, увеличиваются затраты энергии на шевеление груза и сила тяги повышается, что учитывают при определении w'.

III. Сила тяги для перемещения отрезка, криволинейного в плане

Постановка задачи. Дано (рис. 2.6, *г*): те же величины, что и в предыдущей задаче; $\beta < 5°$ — угол наклона плоскости, по которой перемещается отрезок; R — радиус кривизны, *м*; α — угол поворота кривой, *рад*; w'' — коэффициент сопротивления движению от бокового давления на криволинейную направляющую; натяжение S_1. Определить натяжение S_2 и силу тяги F_{1-2}.

Выделим бесконечно малый отрезок тягового органа dl (рис. 2.6, *д*), которому соответствует угол $d\alpha$.

Приращение натяжения

$$dS = q_{бр}\, dl\, (w' \cos\beta \pm \sin\beta + 0{,}1a) + w''\, dN, \qquad (2.33)$$

где первый член получен из (2.32) как сопротивление на прямолинейном участке, а второй — как сила трения о криволинейную направляющую.

Угол наклона продольной оси отрезка dl к горизонту не постоянен, но поскольку по условию β мало (менее 5°), то отклонения в угле наклона невелики и в (2.33) он принят постоянным, равным β. Сила прижатия dN к направляющей из рис. 2.6, *е* (пренебрегая dS)

$$dN = 2S \sin\frac{d\alpha}{2} \approx 2S\frac{d\alpha}{2} \approx S\, d\alpha.$$

Подставляя dN в (2.33), заменив $dl = Rd\alpha$ и разделяя переменные, получим

$$\frac{dS}{S + Rq_{бр}\dfrac{w' \cos\beta \pm \sin\beta + 0{,}1a}{w''}} = w''\, d\alpha.$$

Интегрируя левую часть в пределах от S_1 до S_2, а правую от нуля до α, имеем

$$S_2 = S_1 e^{w''\alpha} + Rq_{бр}(e^{w''\alpha} - 1)\frac{w' \cos\beta \pm \sin\beta + 0{,}1a}{w''}, \ кГ; \qquad (2.34)$$

$$F_{1-2} = S_2 - S_1 = (e^{w''\alpha} - 1)\left(S_1 + Rq_{бр}\frac{w' \cos\beta \pm \sin\beta + 0{,}1a}{w''}\right), \ кГ. \qquad (2.35)$$

Из (2.35) следует, что, в отличие от прямолинейных участков, сила тяги зависит от натяжения S_1.

Если мы пренебрежем весом тягового органа ($q_{бр} = 0$), то из (2.34) следует

$$S_2 = S_1 e^{w''\alpha}, \qquad (2.36)$$

т. е. формула Эйлера для трения гибкой невесомой нити о шкив (криволинейную направляющую).

IV. Поворотные пункты

Постановка задачи. Дано (рис. 2.6, *ж*, *з*): S_1 — натяжение до поворотного пункта, *кГ*; α — угол поворота, *рад*. Определить S_2 и F_{1-2} — силу тяги:

$$S_2 = S_1 k_{\text{п}}; \tag{2.37}$$

$$F_{1-2} = S_2 - S_1 = S_1 (k_{\text{п}} - 1), \tag{2.38}$$

где $k_{\text{п}}$ — коэффициент сопротивления поворотного пункта.

Для неподвижной направляющей (рис. 2.6, *з*) в соответствии с (2.36)

$$k_{\text{п}} = e^{w''\alpha}. \tag{2.39}$$

Для отклоняющего блока (рис. 2.6, *ж*) с подшипниками качения при $\alpha = 180°$ по опытным данным:

$k_{\text{п}} = 1{,}01 - 1{,}02$ — для лент и канатов;

$k_{\text{п}} = 1{,}1 - 1{,}15$ — для цепей.

Сопротивление блоков складывается из трения в подшипниках и сопротивления жесткости. Для цепей последнее объясняется трением в шарнире цепи, возникающим при относительном повороте звеньев цепи как при набегании, так и при сбегании с блока. Для лент и канатов сопротивление жесткости объясняется тем, что энергия, идущая на сгибание при набегании, не отдается полностью при выпрямлении органа в точке сбегания.

При любом виде поворотного пункта его сопротивление пропорционально натяжению тягового органа.

V. Последовательная цепь элементов (расчет «обходом контура»)

Постановка задачи. Дано: последовательная цепь элементов (рис. 2.6, *и*), точки сопряжения которых нумеруются по ходу движения; S_1 — натяжение в первой (начальной) точке, *кГ*; F_{1-2}, F_{3-4}, F_{4-5} — силы тяги для перемещения прямолинейных отрезков; характеристика сопротивления криволинейного участка. Определить натяжения S_2, S_3, S_4, S_5 и общую силу тяги для перемещения всей цепи элементов.

В соответствии с (2.30)

$$S_2 = S_1 + F_{1-2}. \tag{2.40}$$

Выражение (2.40) называют формулой расчета обходом контура: *натяжение в последующей точке равно натяжению в предыдущей плюс сила тяги на участке между точками.*

Применяя (2.40) последовательно от точки к точке, получают:

$$S_2 = S_1 + F_{1-2};$$

$$S_3 = S_2 + F_{2-3};$$

$$S_4 = S_3 + F_{3-4};$$

$$S_5 = S_4 + F_{4-5} = S_1 + F_{1-2} + F_{2-3} + F_{3-4} + F_{4-5};$$

откуда

$$S_5 - S_1 = F_{1-5} = F_{1-2} + F_{2-3} + F_{3-4} + F_{4-5}, \tag{2.41}$$

т. е. сила тяги последовательной цепи элементов равна сумме сил тяги отдельных элементов.

Расчет можно вести и в обратном ходу тягового органа направлении:

$$S_1 = S_2 - F_{1-2}. \qquad (2.42)$$

В выражения (2.40), (2.41), (2.42) S_1 и S_2 подставляют по абсолютной величине, так как их знак уже учтен, а F_{1-2}, F_{2-3} и т. д. — со своими знаками.

Если натяжения в каком-то сечении получатся с отрицательным знаком, то это означает, что натяжение действует «к сечению», т. е. тяговый орган сжат, чего быть не может. Нужно увеличить натяжение до такой степени, чтобы во всех сечениях обеспечить растяжение.

VI. Диаграмма натяжений

Диаграммой натяжений называют график натяжения тягового органа как функции расстояния, отсчитываемого по траектории движения от точки сбегания с привода до рассматриваемого сечения. Она служит для наглядного представления изменения натяжения тягового органа и в некоторых случаях для графоаналитического расчета натяжений.

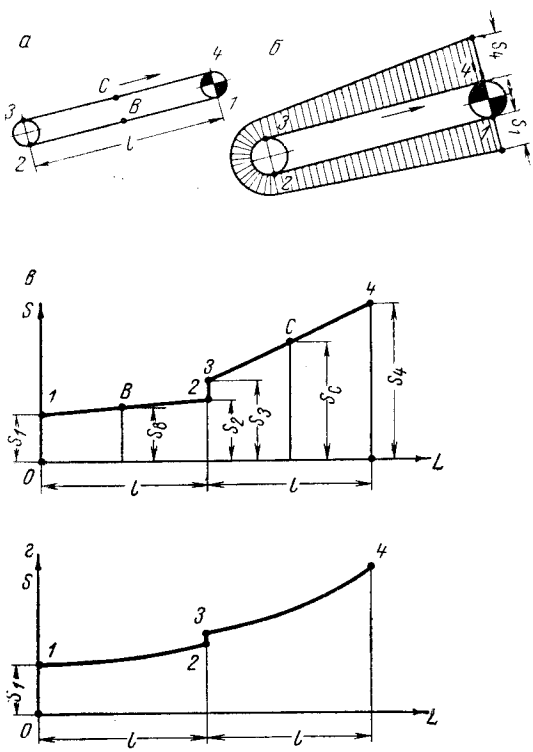


Рис. 2.7. Диаграмма натяжений

Диаграмму натяжений строят в соответствии с расчетной схемой установки (рис. 2.7, *а*), контур которой размечают точками, ставящимися на границах прямолинейных участков. Нумерация идет от точки сбегания с привода (точка *1*) по направлению движения тягового органа. При наличии нескольких приводов за начальную точку принимают точку сбегания с какого-либо из них. Длину тягового органа на приводных и натяжных станциях считают равной нулю.

Пусть нам задан прямолинейный конвейер (рис. 2.7, *а*). Принимая в точке *1* натяжение S_1 и проделав расчет обходом контура (см. выше), мы получим: S_2, S_3, S_4 и диаграмму натяжений (рис. 2.7, *в*). Точки *1* и *2*, *3* и *4* соединены прямыми линиями, так как на прямолинейных участках силы тяги — линейные функции длины отрезка тягового органа (2.32). Если точки *B* и *C* находятся в середине конвейера, то абсцисса точки *B* равна $0{,}5l$, а точки *C* — $1{,}5l$.

Иногда диаграмму натяжений чертят прямо на контуре конвейера, откладывая натяжения по перпендикуляру к контуру (рис. 2.7, *б*).

Если конвейер криволинеен в плане, то силы тяги изменяются по длине нелинейно (2.35) и диаграмма натяжений будет криволинейной (рис. 2.7, *г*).

§ 2.5. ТЯГОВОЕ УСИЛИЕ ПРИВОДНОГО БЛОКА И МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

I. Общие положения

Рассечем контур тягового органа на приводном блоке (рис. 2.8, *а*) сечением $A - A$. Из условия равновесия правой от сечения части органа (рис. 2.8, *б*)

$$F_0 = S_{нб} - S_{сб}, \tag{2.43}$$

где $S_{нб}$ и $S_{сб}$ — натяжения набегающей и сбегающей ветвей;

F_0 — тяговое усилие приводного блока — сила, прикладываемая со стороны приводного блока к тяговому органу.

При двигательном режиме $S_{нб} > S_{сб}$ и F_0 положительно (рис. 2.8, *б*); при тормозном режиме $S_{нб} < S_{сб}$ и F_0 отрицательно — действует против направления движения (рис. 2.8, *в*).

Из условия равновесия левой от сечения по $A - A$ части (рис. 2.8, *г*) в соответствии с (2.41) и (2.43)

$$S_4 - S_1 = S_{нб} - S_{сб} = F_0 = F_{1-2} + F_{2-3} + F_{3-4} = \Sigma F, \tag{2.44}$$

т. е. тяговое усилие приводного блока равно сумме сил тяги всех элементов тягового органа.

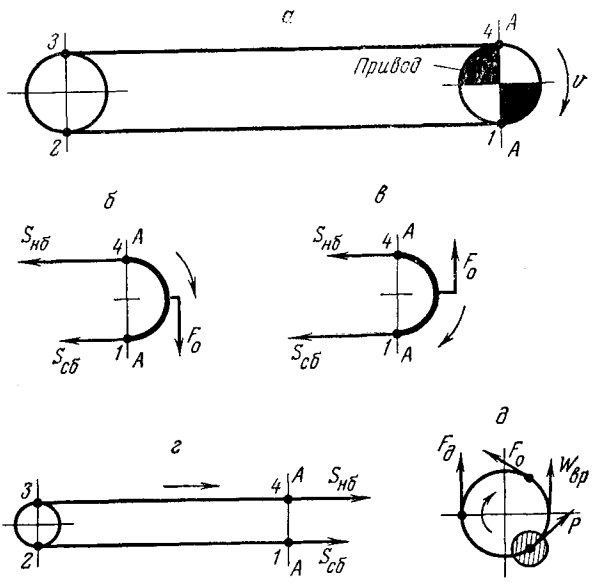


Рис. 2.8. Тяговое усилие приводного блока

F_0 можно определять без учета динамических усилий в элементах тягового органа («статическое тяговое усилие приводного блока») или с учетом динамических усилий. Далее везде, если нет соответствующих оговорок, под F_0 понимается статическое тяговое усилие приводного блока. Для краткости F_0 будем именовать «тяговое усилие» (в отличие от термина «сила тяги», относящегося к силе для перемещения какого-либо одного элемента установки).

Рассмотрим равновесие системы приводной блок — редуктор — двигатель, приведя все силы, действующие на систему, к силам, приложенным к блоку на его окружности (рис. 2.8, *д*): $F_д$ — тяговое усилие двигателя, P — сила инерции, $W_{вр}$ — вредное сопротивление в самом приводе (жесткость тягового органа, трение в подшипниках приводного блока,

трение в редукторе), F_0 — тяговое усилие. Последнее на приводной блок действует в направлении, обратном по отношению к направлению его действия на тяговый орган (рис. 2.8, *б*). Из условия равновесия приводного блока

$$F_д - F_0 - W_{вр} - P = F_д - F_0 - W_{вр} - ma = 0,$$

откуда

$$F_д = F_0 + ma + W_{вр}, \tag{2.45}$$

где a — ускорение тягового органа, *м/сек*^{2};

m — приведенная масса всей установки, *кГ·сек*^{2}*/м*,

$$m = m_{т.\,о} + \frac{(1{,}1-1{,}3)\,(GD^2)\,i^2}{D_б^2 g},\ кГ \cdot сек^2/м, \tag{2.46}$$

где $m_{т.\,о}$ — масса тягового органа и присоединенных к нему грузов, *кГ·сек*^{2}*/м*;

(GD^2) — маховой момент ротора двигателя и муфты, *кГ·м*^{2};

i — передаточное число редукторов;

$D_б$ — диаметр приводного блока, *м*;

(1,1—1,3) — коэффициент, учитывающий массу редуктора и приводного блока.

Учтем $W_{вр}$ с помощью к. п. д. привода, тогда при положительном F_0, когда энергия передается от двигателя к блоку и $W_{вр}$ повышает $F_д$, из (2.45) имеем

$$F_д = \frac{F_0 + ma}{\eta}; \tag{2.47}$$

при отрицательном F_0, когда энергия передается от блока к двигателю и $W_{вр}$ уменьшает тормозное усилие двигателя,

$$F_д = (F_0 + ma)\,\eta, \tag{2.48}$$

где η — полный к. п. д. привода, учитывающий потери на приводном блоке (жесткость органа и трение в подшипниках блока) и в редукторе.

Механическая мощность двигателя в данный момент времени

$$N = \frac{F_д v}{102},\ квт, \tag{2.49}$$

где v — окружная скорость блока, *м/сек*.

Номинальную (установленную) мощность двигателя определяют по нагрузочной диаграмме — графику $F_д$ во времени (рис. 2.9) по методике, излагаемой в курсе «Основы электропривода». Для наиболее распространенных случаев расчетные формулы приведены ниже.

Для оценки энергетического совершенства транспортных установок непрерывного действия и приближенного расчета их мощности используют коэффициент общего сопротивления движению, который определяют из следующих соображений.

Для установки по рис. 2.8, *а* тяговое усилие в соответствии с (2.44) можно представить как

$$F_0 = F_{1\text{-}2} + F_{3\text{-}4} + F_м,$$

где $F_{1\text{-}2}$ и $F_{3\text{-}4}$ — силы тяги холостой и рабочей ветвей;

$F_м$ — сила тяги на преодоление всех местных сопротивлений, поворотных пунктов и т. п.

Выразив $F_{1\text{-}2}$ и $F_{3\text{-}4}$ по (2.31), мы получим

$$F_0 = G\,(w' \cos\beta \pm \sin\beta) + G_0\,(w_0'' \cos\beta \pm \sin\beta) + G_0\,(w_0'' \cos\beta \mp \sin\beta) + F_м =$$

$$= G\,(w' \cos\beta \pm \sin\beta) + 2G_0 w'' \cos\beta + F_м. \tag{2.50}$$

Из (2.50) следует, что F_0 идет на преодоление сил трения и на подъем полезного груза (первый член правой части) и на преодоление сил трения мертвых грузов и местных сопротивлений (второй и третий члены). На подъем мертвых грузов сила F_0 не затрачивается, поскольку продольные составляющие мертвых весов холостой и рабочей ветви всегда уравновешиваются. Сгруппируем все составляющие сил трения вместе. Тогда

$$F_0 = F_{тр} + F_{пр}, \tag{2.51}$$

где

$$F_{тр} = Gw' \cos\beta + 2G_0 w' \cos\beta + F_м; \tag{2.52}$$

$$F_{пр} = G \sin\beta;$$

$F_{тр}$ — составляющая тягового усилия, идущая на преодоление всех сил трения на установке;

$F_{пр}$ — составляющая тягового усилия, идущая на подъем полезного груза.

Преобразуем выражение (2.52):

$$F_{тр} = Gw' \cos\beta + 2\frac{G}{G} G_0 w_0' \cos\beta + \frac{G}{G} F_м \frac{\cos\beta}{\cos\beta} =$$

$$= G\cos\beta \left(w' + 2\frac{G_0}{G} w_0' + \frac{F_м}{G\cos\beta} \right) = wG\cos\beta, \tag{2.53}$$

где

$$w = \frac{F_{тр}}{G\cos\beta} = w' + 2\frac{G_0}{G} w_0' + \frac{F_м}{G\cos\beta}. \tag{2.54}$$

w — коэффициент общего сопротивления движению — отношение всех сил трения на установке к нормальной составляющей веса полезного груза или, иначе, отношение тягового усилия привода к весу полезного груза при перемещении по горизонтали. Для одной и той же установки w практически не зависит от угла наклона, поскольку $F_м$ несущественно, но изменяется при изменении G, т. е. при изменении производительности и длины.

Подставляя $F_{тр}$ из (2.53) в (2.51), имеем

$$F_0 = G(w\cos\beta \pm \sin\beta), \tag{2.55}$$

т. е. для определения тягового усилия всю транспортную установку можно формально заменить перемещением одного полезного груза скольжением по наклонной плоскости с коэффициентом сопротивления движению, равным w.

Коэффициент w служит критерием энергетического совершенства транспортной установки, которое оценивать к. п. д. нельзя из-за неопределенности понятия «полезная работа» (за исключением вертикального подъема, где к. п. д. имеет смысл). Например, для горизонтальных конвейеров, скребкового и ленточного, если считать полезной работу подъема груза, то в обоих случаях к. п. д. равно нулю, если же полезной считать работу сил трения, то в обоих случаях к. п. д. равно единице, т. е. оценка по к. п. д. ничего дать не может. В соответствии с табл. 2.1 для скребкового конвейера $w = 1{,}0$, для ленточного $w = 0{,}12$, т. е. ленточный конвейер с энергетической точки зрения в 8 раз совершеннее скребкового.

С помощью w производят также приближенный расчет мощности двигателя (см. ниже).

II. Расчет мощности асинхронного двигателя для длительного циклического режима работы

Режим (рис. 2.9, *а*) характерен для всех транспортных установок периодического действия и для установок непрерывного действия с переменной в течение смены плановой производительностью (периоды более смены нельзя учитывать, так как двигатели в течение смены нагреваются до установившейся температуры).

Постановка задачи. Дано: нагрузочная диаграмма двигателя (рис. 2.9, *а*); $v_н$ — номинальная скорость, *м/сек*. Определить $N_н$ — номинальную мощность двигателя, *квт*.

Двигатель выбирают по нагреву. Потребная по нагреву мощность

$$N = \frac{F_э v_п}{102}, \quad квт, \tag{2.56}$$

где $F_э$ — эквивалентное тяговое усилие двигателя, $кГ$.

Эквивалентное усилие — это такое постоянное усилие при непрерывной (безостановочной) работе, с которым двигатель нагревается до такой же температуры, как и при действительном режиме работы:

$$F_э = \sqrt{\frac{c_1 F_1^2 t_1 + F_2^2 t_2 + F_3^2 t_3}{t_1 + t_2 + t_3 + c_2 \Theta}}, \quad кГ, \tag{2.57}$$

где F_1, F_2, F_3 — тяговые усилия двигателя (2.47), (2.48);
t_1, t_2, t_3 — время действия этих усилий;
Θ — суммарная продолжительность остановок двигателя за цикл;
$c_1 = 2{,}5—3$ — коэффициент, учитывающий непропорциональное увеличение силы тока при пуске для короткозамкнутых двигателей (он равен отношению кратности пускового тока к кратности пускового момента; для двигателей с фазным ротором $c_1 = 1$);
$c_2 = 0{,}25—0{,}35$ — коэффициент, учитывающий ухудшение условий охлаждения при остановке для двигателей с самовентиляцией (для двигателей с принудительной вентиляцией $c_2 \approx 1$).

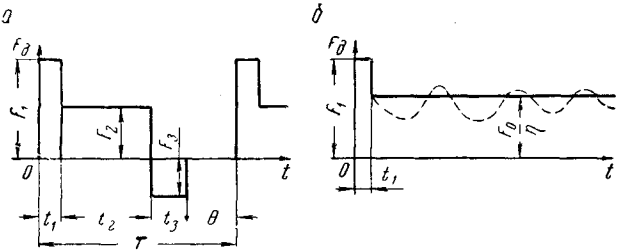


Рис. 2.9. Нагрузочные диаграммы двигателей:
а — длительный циклический режим; *б* — длительный режим с постоянной нагрузкой

По мощности N (2.56) выбирают ближайший больший двигатель по каталогу. Мощность принятого к установке двигателя $N_н$ называют номинальной (установленной) мощностью.

Выбранный двигатель проверяют по перегрузочной способности. Необходимая кратность момента двигателя

$$\lambda = 1{,}25 \frac{F_{max}}{F_н}, \tag{2.58}$$

где 1,25 — коэффициент, учитывающий возможное падение напряжения в сети (на 10%);
F_{max} — мгновенное максимальное тяговое усилие двигателя, $кГ$;
$F_н$ — номинальное тяговое усилие двигателя, $кГ$,

$$F_н = \frac{102 N_н}{v_н}, \quad кГ, \tag{2.59}$$

где $N_н$ — номинальная мощность принятого двигателя, $квт$.

Если F_{max} взято для периода пуска (как F_1 на рис. 2.9, *а*), то из (2.58) получается необходимая кратность пускового момента; если F_{max} имеет место при установившемся режиме работы, то (2.58) дает необходимую кратность максимального (опрокидывающего) момента двигателя.

Для асинхронных двигателей обычного типа кратность максимального момента 1,8—2,2, пускового 1,5—2; для крановых двигателей кратность пускового момента (он же максимальный) 2,5—3,5.

III. Расчет мощности асинхронного (синхронного) двигателя для длительного режима с постоянной нагрузкой

Режим (рис. 2.9, *б*) характерен для установок непрерывного действия с постоянной в течение смены плановой производительностью.

Постановка задачи. Дано: F_0 — тяговое усилие при расчетном грузопотоке, *кГ*; $v_н$ — номинальная скорость тягового органа, *м/сек*. Определить $N_н$ — номинальную мощность двигателя, *квт*.

Двигатель выбирают по нагреву. Дополнительным нагревом за время пуска t_1 пренебрегают и ведут расчет по нагреву только для установившегося движения.

Действительная производительность установки, а следовательно, и количество груза, лежащего на длине конвейера, непрерывно изменяется. Непрерывно изменяется и усилие двигателя (пунктир на рис. 2.9, *б*).

Если определить тяговое усилие F_0 по производительности, по соответствующей неравномерности k (2.20), т. е. при осреднении потока по времени τ движения груза вдоль конвейера, то это тяговое усилие можно считать эквивалентным усилием и определять по нему мощность по нагреву.

Из (2.47), (2.48), (2.49) при положительном F_0 по условию нагрева потребная мощность

$$N = \frac{F_0 v_н k_р}{102\eta}, \quad квт, \tag{2.60}$$

Таблица 2.1

Характеристика установок непрерывного действия

Установка	w	$k_р$	η
Забойные скребковые конвейеры угольных шахт:			
одноприводные	0,8—1,0	0,8	0.82—0,87
многоприводные	0,8—1,0	1,0	0,82—0,87
Ленточные конвейеры:			
одноприводные	0,1—0,12	1,0	0,87—0,92
многоприводные	0,1—0,12	1,1—1,2	0,87—0,92
Пластинчатые конвейеры:			
одноприводные	0,1—0,12	1,0	0,82—0,87
многоприводные	0,1—0,12	1,1—1,2	0,82—0,87
Кольцевые подвесные канатные дороги, бесконечные откатки	0,08—0,1	1,0	0,87—0,92
Шнеки (винтовые конвейеры)	2,5—4,0	1,0	0,8—0,85

при отрицательном F_0

$$N = \frac{F_0 v_н k_р \eta}{102}, \quad квт, \tag{2.61}$$

где η — полный к. п. д. привода;

$k_р$ — коэффициент режима — отношение действительной эквивалентной мощности к мощности, определенной в предположении непрерывной работы с расчетной производительностью при загрузке по всей длине, при номинальном напряжении сети и прочих идеальных условиях.

Коэффициент $k_р$ (табл. 2.1) учитывает возможное изменение мощности из-за перемещения пункта погрузки вдоль конвейера (забойные конвейеры), наличие пауз, падение напряжения в сети, неравномерность распределения нагрузки при нескольких двигателях и т. п.

IV. Пуск установок

Постановка задачи. Дано: F_0 (2.43), (2.44) — тяговое усилие, $кГ$; $v_н$ — номинальная скорость движения, $м/сек$; m (2.46) — приведенная масса установки, $кГ \cdot сек^2/м$; $\lambda_п$ — кратность среднего пускового момента двигателя. Определить ускорение, время и путь разгона.

Среднее пусковое тяговое усилие двигателя

$$F_{д.\,п} = F_н \lambda_п, \quad кГ, \tag{2.62}$$

где $F_н$ — номинальное тяговое усилие двигателя (2.59).

Из выражения (2.47) ускорение

$$a = \frac{F_{д.\,п}\eta - F_0}{m}, \quad м/сек^2. \tag{2.63}$$

Путь тягового органа при разгоне по формуле пути равноускоренного движения

$$l = \frac{v^2}{2a}, \quad м. \tag{2.64}$$

Продолжительность пуска

$$t = \frac{v}{a}, \quad сек. \tag{2.65}$$

В средних условиях при пуске без пусковых муфт для синхронного двигателя $\lambda_п = 1{,}2—1{,}3$; асинхронного короткозамкнутого обычного типа $\lambda_п = 1{,}3—1{,}7$, кранового типа $\lambda_п = 2—2{,}7$. При пуске с нерегулируемыми пусковыми муфтами (турбомуфты с постоянным заполнением, дробовые и порошковые муфты) $\lambda_п$ зависит от характеристик муфт и в среднем на 20—30% больше приведенных выше данных. При пуске с регулируемыми муфтами (турбомуфты с регулируемым заполнением, электромагнитные муфты скольжения и т. п.) или при асинхронных двигателях с фазным ротором кратность $\lambda_п$ от 1,2 до 2 (обычно принимается не более 1,6).

V. Торможение установок и свободный выбег

Постановка задачи аналогична предыдущей. При заданном тормозном усилии на окружности приводного блока $F_т$, $кГ$, из (2.48)

$$a = -\frac{\frac{F_т}{\eta} + F_0}{m}, \quad м/сек^2. \tag{2.66}$$

Величина F_0 подставляется со своим знаком, а $F_т$ по абсолютной величине, так как его знак уже учтен. Частным случаем торможения является свободный выбег, когда торможение происходит за счет сопротивлений в самой установке без приложения тормозного усилия. При этом в (2.66) $F_т = 0$.

Путь и время торможения или выбега определяют из (2.64) и (2.65) по абсолютной величине a (2.66).

Для бремсберговых конвейерных установок с отрицательным F_0 и для уклонов с отрицательным усилием обратного хода $F_{о.х}$ (§ 4.4) нужно гарантировать удержание установки в заторможенном состоянии, поэтому

$$\frac{F_т}{F_0\,(F_{о.х})} \geqslant 1{,}3 \div 1{,}7. \qquad (2.67)$$

Если отрицательных F_0 или $F_{о.х}$ нет, то $F_т$ произвольно и определяется потребными a, l или t.

Для канатных откаток $F_т : F_0 \geqslant 1{,}8—3$ (§ 32.5).

VI. Приближенное определение мощности двигателя установок непрерывного действия

Постановка задачи. Дано: $Q_р$ — расчетная производительность, $т/ч$; l — длина, $м$; β — средний угол наклона; w — коэффициент общего сопротивления движению. Определить N — потребную номинальную мощность двигателя, $квт$.

Подставляя в (2.55) $G = lq$, выражая q из (2.5) и полученное F_0 в (2.60), имеем при двигательном режиме

$$N = \frac{Q_р l\,(w\cos\beta \pm \sin\beta)\,k_р}{367\eta},\ квт, \qquad (2.68)$$

где w, $k_р$ и η — по табл. 2.1.

При тормозном режиме η ставят в числителе.

Точность метода зависит только от точности определения w (см. ниже), так как второй член в скобках определяется точно, и повышается с ростом угла наклона, поскольку значение первого члена с ростом β уменьшается.

VII. Определение коэффициента общего сопротивления движению

Постановка задачи аналогична предыдущей, но дано N и нужно определить w. Из (2.68)

$$w = \frac{367\eta N}{Q_р l k_р \cos\beta} \pm \operatorname{tg}\beta, \qquad (2.69)$$

где верхний знак соответствует уклону, нижний — бремсбергу. При тормозном режиме η ставят в знаменатель.

В табл. 2.1 даны средние значения w при паспортных данных.

Подставляя в (2.69) паспортные данные машины или данные детального расчета, мы получим w, по которому из (2.68) можно точно определить N при тех же Q и l, но при другом угле наклона. Если же при каких-то Q_1 и l_1 мы нашли коэффициент общего сопротивления движению w_1 и хотим его использовать при иных Q_2 и l_2, то этого сделать нельзя — требуется определять новое значение w_2. Приближенно w_2 по w_1 можно найти, вводя поправки к w_1.

Поправка на производительность

$$w_2 \approx w_1 \frac{1 + \dfrac{Q_1}{Q_2}}{2}. \qquad (2.70)$$

Поправка на длину

$$w_2 \approx w_1 k_д, \qquad (2.71)$$

где при $l_2 : l_1$ 2 1,5 1 0,5 0,25 0,1

$k_д$ 0,75 0,85 1 1,2 1,4 1,8

Пример. Даны паспортные данные ленточного конвейера при транспортировании по горизонтали: $Q_1 = 150$ *т/ч*; $l_1 = 500$ *м*; $N = 40$ *квт*. Требуется определить мощность при установке на уклоне с $\beta = 10°$; $Q_2 = 100$ *т/ч*; $l_2 = 250$ *м*.

По паспортным данным из (2.69)

$$w_1 = \frac{367\eta N}{Q_1 l_1 k_p} = \frac{367 \cdot 0{,}87 \cdot 40}{150 \cdot 500 \cdot 1{,}0} = 0{,}17.$$

При Q_2 вместо Q_1 в соответствии с (2.70)

$$w_2 = w_1 \frac{1 + \frac{Q_1}{Q_2}}{2} = 0{,}17 \frac{1 + \frac{150}{100}}{2} = 0{,}21.$$

При l_2 вместо l_1 в соответствии с (2.71)

$$w_{2д} = w_2 k_д = 0{,}21 \cdot 1{,}2 = 0{,}25.$$

Мощность двигателя из (2.68)

$$N = \frac{Q_2 l_2 (w_{2д} \cos\beta + \sin\beta)}{367\eta} = \frac{100 \cdot 250\,(0{,}25 \cdot \cos 10° + \sin 10°)}{367 \cdot 0{,}87} = 34 \text{ квт}.$$

§ 2.6. РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ

Прочность тяговых элементов (канаты, ленты, цепи, сцепные устройства и т. п.) оценивают запасом прочности по разрывному усилию от действия максимальной нагрузки

$$m = \frac{S_{раз}}{S_{max}} \geqslant m_{min}, \qquad (2.72)$$

где m и m_{min} — фактический и минимально допускаемый запасы прочности;

$S_{раз}$ — разрывное усилие нового органа (при навеске);

S_{max} — максимальное статическое натяжение.

Для цепей и сцепок $S_{раз}$ — реальное разрывное усилие. Для канатов и лент $S_{раз}$ — суммарное разрывное усилие всех проволок или слоев, что принято для определенности величины $S_{раз}$, так как реальное разрывное усилие каната (ленты) зависит от неравномерности распределения нагрузки между проволоками (нитями) и является величиной неопределенной.

В действительности на тяговый элемент действуют не только статические, но и динамические нагрузки различной амплитуды и частоты. Соответствие формального расчета по (2.72) с действительностью достигается нормативом m_{min}. Определив по (2.72) m для ряда действующих установок на основе анализа многолетней практики эксплуатации, устанавливают нормативы m_{min}, в которых автоматически учитываются как действительный характер нагрузок, так и действительная прочность.

Расчет на прочность всегда имеет две стороны: расчет нагрузок (который всегда лишь приблизительно отражает действительную картину) и нормативы запасов прочности. Если мы взамен (2.72) предлагаем новую «более точную» формулу (скажем, с учетом динамических нагрузок какого-то вида), то одновременно нужно разработать новые нормативы запасов прочности, т. е. по предложенной формуле нужно определить запасы прочности для действующих установок и на основе длительных массовых наблюдений установить нормативы m_{min}. Сама по себе формула расчета нагрузок без соответствующих ей запасов прочности не представляет ценности.

Литература к гл. 2: 28, 48, 124, 150, 173.

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

ТРАНСПОРТНЫЕ СРЕДСТВА

Раздел I

САМОТЕЧНЫЕ УСТАНОВКИ

ГЛАВА 3

САМОТЕЧНЫЕ УСТАНОВКИ

§ 3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Принцип действия самотечного (гравитационного) транспорта — скатывание или сползание по наклонной плоскости или свободное падение по вертикали.

Под свободным падением надо понимать такое движение, когда материал проходит по вертикальной выработке или устройству, имея только случайные столкновения со стенками и кусков друг с другом.

При скатывании куски основных классов крупности двигаются перекатываясь.

В случае сползания основная масса материала скользит и только отдельные, наиболее крупные куски перекатываются.

Каждая из этих форм движения горной массы подчиняется своим закономерностям, которые влияют на пропускную способность и износ устройств, дробление и зависание (пробкообразование) транспортируемого материала.

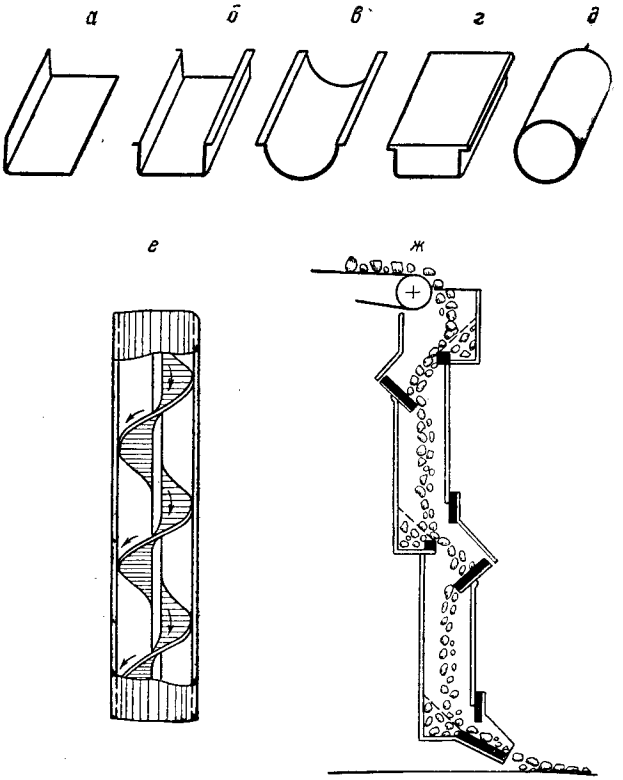


Рис. 3.1. Самотечные устройства:

а — однобортный лист; *б*, *в* — открытые желоба; *г* — закрытый желоб; *д* — труба; *е* — винтовой спуск; *ж* — каскадный спуск

Самотечный транспорт осуществляют по почве, деревянному настилу, металлическим листам плоским или однобортным (рис. 3.1), металлическим желобам открытым или закрытым, трубам, винтовым спускам, каскадным спускам, скатам, рудоспускам.

Минимальные углы наклона, *град*

Уголь по почве	35—38
Уголь по деревянному настилу	30—35
Уголь по стальным листам	17—25
Уголь по эмалированным листам	12—14
Угольная пыль по стальному листу	45
Антрацит по стальным листам	15—17
Антрацит по эмалированным листам	11—13
Руда по почве	53—60
Руда по стальным листам	35—55

Достоинства самотечных установок: простота, отсутствие электромеханического оборудования, большая производительность, возможность использования выработок самотечного транспорта в качестве аккумулирующих — для сбора и накопления груза. Недостатки: возможность транспортирования груза только одного вида, значительный износ транспортирующих устройств и выработок, измельчение груза, зависимости работы от свойств груза и климатических условий.

На рудных и угольных шахтах самотечный транспорт широко применяют для доставки в забоях, для спуска по скатам, печам, рудоспускам, гезенкам и др.

В комплексе поверхности и на обогатительных фабриках самотечные установки применяют для передачи груза с верхних этажей на нижние, для подвода к ячейкам бункеров и технологическим агрегатам, для направления потока сыпучего материала на погрузочных и перегрузочных пунктах.

Самотечный транспорт является простым и дешевым видом транспорта, поэтому его следует применять во всех возможных случаях, если нет ограничений, связанных со снижением качества груза или необходимостью автоматического регулирования грузопотока.

§ 3.2. ОСНОВЫ ТЕОРИИ

Минимальный угол наклона плоскости, по которой происходит самотечное транспортирование, можно получить из (2.27), подставив вместо w' коэффициент трения в покое f_0, тогда

$$\operatorname{tg}\beta_{\min} = f_0. \qquad (3.1)$$

Исходя из (3.1) даны нормативы углов в § 3.1. Для того чтобы транспортирование шло надежно, нужно β принимать на 5—10° больше минимального значения. Если завысить угол, то это приведет к возрастанию скорости, повышенному износу, снижению безопасности.

Производительность определяют по выражению (2.11). Для закрытых желобов и труб $\psi_ж = 0{,}3—0{,}5$; для открытых желобов 0,5—0,6; для выходных отверстий люков 0,6—0,7.

Таблица 3.1

Размеры желобов и труб, *мм*

Максимальный размер кусков перемещаемого груза	Минимальная ширина желоба (минимальный диаметр трубы)	Минимальная высота бортов желоба	
		закрытого	открытого
25	200	150	100
40	300	200	150
65	400	250	200
100	500	300	200
150	600	350	250
250	800	450	300
400	1000	600	400

Трудность расчета заключается в определении скорости движения материала. При движении по желобам, трубам и т. п. скорость непрерывно

увеличивается, поэтому производительность следовало бы определять по скорости в пункте загрузки, где она имеет минимальную величину однако методов ее определения нет, поэтому пропускную способность желобов не рассчитывают, а принимают по практическим данным.

При истечении груза из отверстий (люки и т. п.) скорость истечения расчетом определить также нельзя — ее берут по опытным данным 0,03—0,3 *м/сек* в зависимости от крупности кусков и площади отверстия.

Во избежание заклинивания наименьший размер выпускного отверстия должен быть не менее трех диаметров максимального куска материала.

Минимальные размеры желобов и труб принимают по табл. 3.1.

§ 3.3. УСТРОЙСТВО УСТАНОВОК

I. Рудные шахты

Вертикальный рудоспуск представляет собой выработку, соединяющую два или несколько горизонтов (рис. 3.2). Верхняя часть рудоспуска начинается разгрузочной камерой *1*, соединяющейся с рудоспуском при помощи наклонной сбойки (рукава) *2*.

Центральная часть рудоспуска *3* между разгрузочной камерой и бункером называется стволом. Как правило, ствол рудоспуска эксплуатируют без крепления.

Нижнюю часть рудоспуска обычно расширяют и делают в виде бункера *4*. Рудоспуск оканчивается на откаточном горизонте люковым погрузочным устройством *5*. На рис. 3.3, *а* представлена схема устройства разгрузочной камеры с применением вагонов, разгружающихся через боковую стенку. Устье рукава перекрыто колосниковым грохотом для предотвращения попадания некондиционных кусков и лядами (крышками) в целях предотвращения выноса пыли. В момент разгрузки для подавления пыли производят орошение.

На рис. 3.3, *б* показана схема устройства пункта погрузки вагонеток на откаточном горизонте с применением пальцевого затвора. Пальцами удерживают крупные куски, а мелочь останавливается поднимающимся фартуком. Отбойный щит направляет руду в вагонетку и повышает безопасность труда. Помимо пальцевых затворов применяют лотковые (клапанные) двухсекторные (§ 38.2) и др. Ширину выпускного отверстия люка принимают такой, чтобы можно было загрузить вагонетку, не изменяя ее положение у люка.

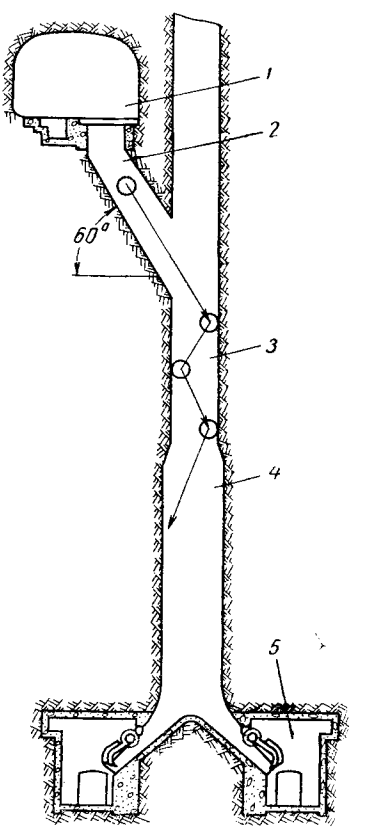


Рис. 3.2. Вертикальный рудоспуск

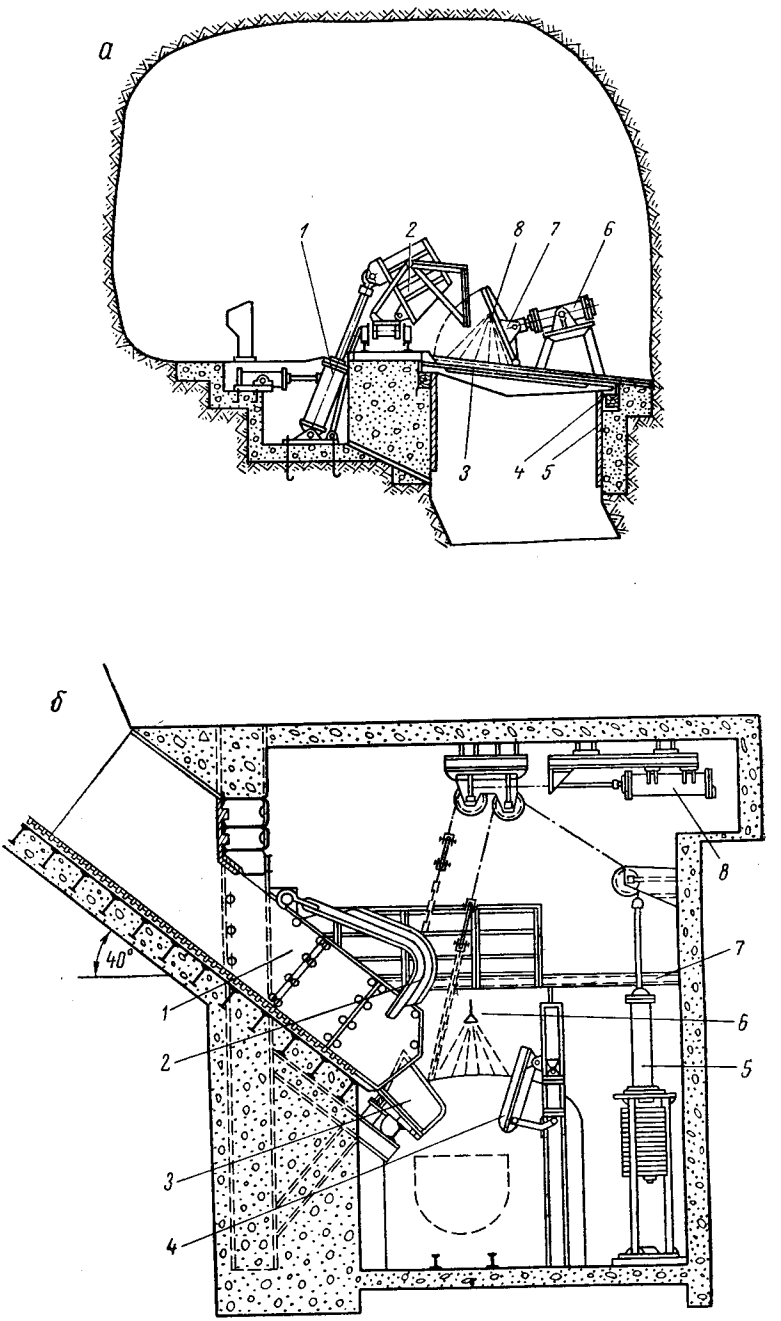


Рис. 3.3. Узлы рудоспуска:

а — разгрузочная камера, *1* — пневматический опрокидыватель, *2* — вагонетка, *3* — колосниковый грохот, *4* — деревянная балка, *5* — броневой лист, *6* — пневмопривод ляд, *7* — ляда, *8* — устройства для орошения; *б* — люковая камера, *1* — течка, *2* — пальцы, *3* — фартук, *4* — отбойный щит, *5* — пневмопривод фартука, *6* — устройства для орошения, *7* — площадка оператора, *8* — пневмопривод пальцев

При длинных вагонетках иногда загрузку осуществляют в два приема (с одной передвижкой).

Поскольку руда из рукава подается в рудоспуск под некоторым углом (рис. 3.2), то она ударяется попеременно то в одну, то в другую стенку ствола и вызывает интенсивный их износ. Диаметр рудоспуска непрерывно растет и может достичь значительной величины.

Высота заполнения рудоспуска колеблется в широких пределах. Минимальной является высота буферной подушки, предохраняющей разгрузочные устройства от ударов, максимальной — заполнение его на всю высоту. Высота заполнения ограничивается способностью руды к уплотнению, слеживанию, сводообразованию, а при обслуживании одним рудоспуском нескольких горизонтов — необходимостью разгрузки руды одновременно со всех рабочих горизонтов. В последнем случае, как правило, накопление перепускаемого материала производится в бункерной части, а ствол всегда остается свободным.

Сводообразование — наиболее частая причина нарушения движения руды по рудоспуску. Образование сводов зависит от физико-механических свойств транспортируемой руды (связности, влажности, гранулометрического состава, пористости и т. д.); высоты заполнения; конструкции рудоспуска (формы и площади сечения самого рудоспуска и аккумулирующей части, конструкции разгрузочных устройств и т. д.); наличия отрицательных температур и осадков в виде дождя, снега; организации загрузки руды в рудоспуск и выгрузки из него; продолжительности нахождения руды в рудоспуске. Установлено, что для беспрепятственного перепуска крупнокусковой сухой руды диаметр рудоспуска должен в 4—6 раз превышать максимальный размер кусков.

Наклонные рудоспуски устраивают аналогично вертикальным. Из-за явлений распора в наклонных рудоспусках, заполненных горной массой по всему сечению, часто образуются пробки и зависания, поэтому, как правило, их заполняют не более как на $^1/_3$ сечения. Однако и при этих условиях образование пробок не исключается, особенно после остановок потока. В силу этих причин рудоспуски с углами наклонов, при которых основная масса материала перемещается сползанием, применяются редко, главным образом короткие и с низкой пропускной способностью. При углах наклона в 50—55° основная масса материала даже при небольших начальных скоростях перемещается перекатыванием. Материал движется потоком, который весьма быстро подвергается гравитационному разделению. Крупные и тяжелые куски, прыгая, уходят вперед, расталкивая и подминая под себя куски, идущие с меньшей скоростью. При встречах их со стенками происходят косые удары. Наклонные рудоспуски со скатыванием груза применяют при значительной длине и производительности.

II. Угольные шахты

В очистных забоях крутых пластов с диагональным расположением забоя (уступами) отбитый уголь спускается по прибиваемым к стойкам крепи доскам (рештакам). Для ускорения переноски применяют подвесные рештаки.

При комбайновой или агрегатной выемке линия забоя располагается строго по падению, поэтому выработанное пространство не отшивается рештаками, а уголь непосредственно по почве скользит вниз.

При разработке наклонных пластов вдоль очистного забоя укладывают металлические листы или желоба.

При небольших углах наклона применяют эмалированные рештаки, рабочая поверхность которых не подвергается коррозии и обладает меньшим коэффициентом трения.

Удобны в эксплуатации однобортные листы (рис. 3.1, *а*), так как наличие борта со стороны выработанного пространства исключает потери угля, а отсутствие борта со стороны забоя облегчает погрузку. Кроме того, форма листов допускает движение выемочной машины непосредственно по листам.

Скаты (рис. 3.4) устраивают при разработке наклонных и крутых пластов для спуска угля с верхних подэтажей или ярусных штреков на откаточный штрек. Длина их составляет от 5 до 100 *м*. Скаты сооружаются с одним, двумя или тремя отделениями (углеспускные, ходовые, для доставки леса и материалов).

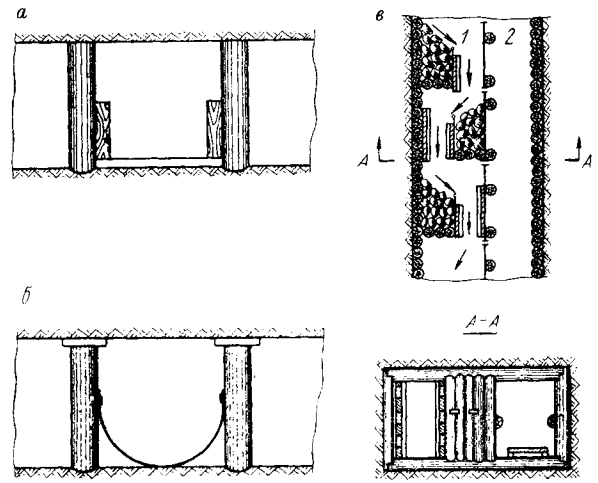


Рис. 3.4. Скаты:

а, б — обычные; *в* — каскадный, *1* — углеспускное отделение, *2* — ходовое отделение

Для снижения скорости движения материала сооружают каскадные скаты (рис. 3.4, *в*) или навешивают тормозные клапаны в обычных скатах.

Гезенки служат для перепуска угля по вертикали. Их устраивают либо по аналогии с рудоспусками, либо оборудуют вертикальными каскадными или винтовыми спусками.

В каскадных спусках (рис. 3.1, *ж*) материал пересыпается при движении сверху вниз с одной ступени (полки) на другую, благодаря чему скорость движения материала поддерживается в допустимых пределах.

Винтовой спуск (рис. 3.1, *е*) представляет собой укрепленный внутри вертикальной трубы (диаметром 1—2 *м*) составной винтовой желоб. Угол наклона винтовой линии берется с таким расчетом, чтобы скорость движения угля не превышала 1 *м/сек*. Винтовые спуски имеют высоту до 50 *м*, а иногда и 200 *м*.

III. Технологический комплекс поверхности шахт и обогатительные фабрики

Установки находят широкое применение для подвода материала к транспортирующим машинам, ячейкам бункеров, для погрузки в железнодорожные вагоны, для распределения по технологическим агрегатам и пр.

Закрытые желоба и трубы применяют при спуске сильно пылящих грузов.

Срок службы стальных желобов и труб при транспортировании угля составляет, в зависимости от его крупности, в среднем 4—5 месяцев. В более короткий срок изнашиваются желоба при транспортировании

руды и породы. Для увеличения срока службы днища и стенки желобов облицовывают стальными съемными листами, чугунными или керамическими плитами и специальным каменным литьем из диабаза или базальта. На углеобогатительных фабриках для облицовки желобов применяют также утолщенное термически обработанное листовое стекло, а на обогатительных фабриках рудной промышленности — резину.

Срок службы желобов увеличивают также путем наваривания на дно поперечных угольников, устройства в нижней части желобов «кармана» или каскадного спуска с «подушками» из руды, т. е. созданием защитного слоя из руды.

Для спуска материала на относительно большую высоту устраивают вертикальные винтовые или каскадные спуски. Винтовые спуски применяют также для сохранения груза от дробления (сортовой уголь, брикеты и пр.) при загрузке бункеров и емкостей.

§ 3.4. ЭКСПЛУАТАЦИЯ УСТАНОВОК, ОХРАНА ТРУДА

Самотечные установки, как правило, неуправляемы, поэтому вопросам эксплуатации и охраны труда должно быть уделено особое внимание.

Необходимо исключить всякую возможность появления посторонних людей в очистных забоях во время выемки полезного ископаемого и обеспечить надежную охрану труда работающих в забоях.

В скатах и других выработках для самотечного транспорта необходимо отделять грузоспускное отделение от ходового прочной сплошной отшивкой с закрываемыми на задвижку окнами для наблюдения за материалом и проталкивания застрявших кусков. Окна должны быть размером 0,2 × × 0,2 *м* при расстоянии между ними не более 5 *м*. Ширина ходового отделения должна быть не менее 0,8 *м*, сечение спускного отделения — не менее 1,0 × 1,5 *м*. Ходовое отделение должно быть оборудовано лестницей с перилами.

Необходимо обеспечить надежное ограждение устьев скатов, рудоспусков, гезенков барьерами и решетками во избежание падения людей в эти выработки; тщательно разрабатывать конструкцию выгружателя и погрузочного устройства с достаточным запасом прочности; правильно выбирать размеры грохота, ограждений и выпускных отверстий; не завышать углов наклона днищ люковых устройств; оборудовать погрузочно-разгрузочные операции и механизмы дистанционным и автоматическим управлением; оставлять в рудоспуске слой руды (буферную подушку), предохраняющую погрузочные устройства от прямых ударов руды; в местах выгрузки следует устанавливать щиты для ограждения людей от ударов.

Во избежание заторов перегрузочные и транспортирующие желоба нужно выполнять возможно простой конфигурации, а во избежание переизмельчения, рассыпания материала и пылеобразования следует проектировать взаимное расположение оборудования таким образом, чтобы перепад высоты был минимальным.

Литература к гл. 3: 6, 25, 26, 60, 68, 96, 138.

Раздел II

ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

ГЛАВА 4

ОБЩАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ И ОСНОВЫ ТЕОРИИ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

§ 4.1. ОБЩАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ

Принцип действия — перемещение груза на ленте, относительно которой груз неподвижен.

Основные составные части (рис. 4.1, *а*): лента *1*, являющаяся тяговым и несущим органом; поддерживающие ленту роликоопоры верхней *2*

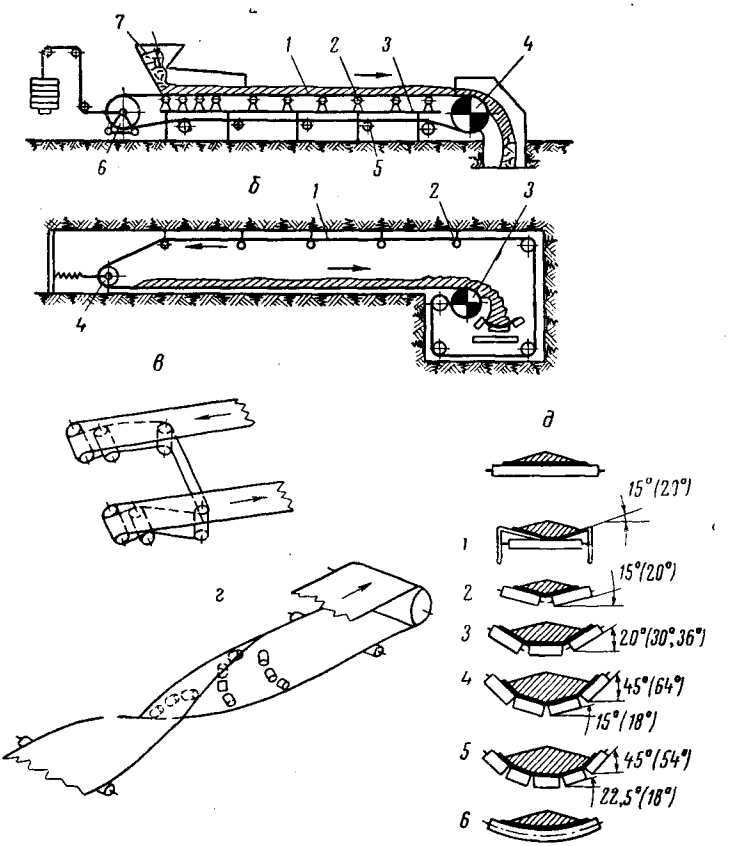


Рис. 4.1. Принципиальные схемы ленточных конвейеров

и нижней *5* ветви; приводная станция *4* для приведения ленты в движение; натяжная станция *6* для создания натяжения ленты; опорная конструкция *3* для укрепления роликоопор; загрузочное устройство *7*.

Конвейеры классифицируют по следующим признакам:

по назначению — общего назначения, применяющиеся на поверхности шахт, обогатительных фабриках, мукомольных предприятиях и т. п.; подземные; для открытых работ; специальные (для погрузочных машин, питателей и т. д.);

по виду несущей ветви — с верхней несущей ветвью (рис. 4.1, *а*), с нижней несущей ветвью (рис. 4.1, *б*) (забойные ленточные конвейеры); с двумя несущими ветвями (рис. 4.1, *в*);

по положению холостой ветви — с нормальным расположением (рис. 4.1, *а*, *б*), когда холостая ветвь опирается на ролики грязной стороной; с повернутым расположением (рис. 4.1, *г*), когда холостая ветвь переворачивается (в обоих концах конвейера) и опирается на ролики чистой стороной;

по форме поперечного сечения несущей ветви — с плоской лентой (рис. 4. 1, *д*); с желобчатой лентой (рис. 4.1, *е*);

по виду трассы конвейера — прямолинейные; криволинейные в профиле; криволинейные в плане (только специальные конструкции, рассматриваемые в гл. 14);

по способу разгрузки — с разгрузкой на концевом барабане (рис. 4.1, *а*) с промежуточной разгрузкой;

по углу подъема — для обычных углов подъема (гладкая лента); для больших углов подъема (со специальной лентой: рифленой, с перегородками и т. д. — рассматриваются в гл. 14).

§ 4.2. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ПО ЕМКОСТИ ЛЕНТЫ

Теоретическая площадь струи материала в общем случае находится замером по чертежу поперечного сечения груза (рис. 4.1, *д*, *е*). Ее можно подсчитать и аналитически, как это сделано ниже для наиболее распространенных случаев.

I. Производительность при плоской ленте

Постановка задачи. Дано: B — ширина ленты, *м*; v — скорость, *м/сек*; γ — насыпной вес груза, *Т/м*³. Определить $Q_п$ — паспортную производительность, *Т/ч*.

$Q_п$ находится из (2.10). Если считать, что сечение потока груза — треугольник (рис. 4.2, *а*), то площадь сечения

$$F_{т.м} = \frac{B_1 h}{2} = \frac{B_1 B_1 \operatorname{tg}\varphi}{2 \cdot 2} = \frac{B_1^2 \operatorname{tg}\varphi}{4}, \quad (4.1)$$

где $B_1 = 0{,}9B - 0{,}05$, *м* (4.2);

$\varphi = 15 - 20°$ — угол откоса материала на движущейся ленте[1].

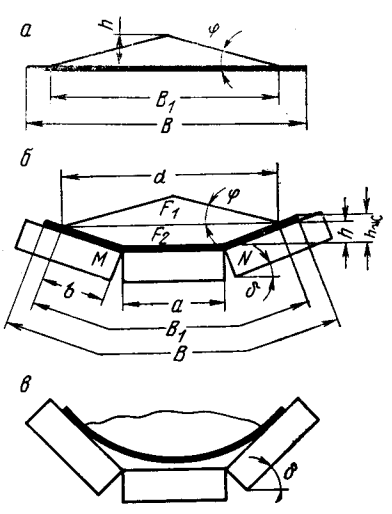


Рис. 4.2. Поперечное сечение ленты

Подставляя в (2.10) $F_{т.м}$ (4.1) и $\psi = 1$, получим

$$Q_п = 900 B_1^2 \operatorname{tg}\varphi c v \gamma, \ Т/ч. \quad (4.3)$$

[1] Если нет опытных данных о величине φ для конкретного рассматриваемого груза, то следует принимать $\varphi = 15°$.

При B до 1 *м* можно считать $B_1 \approx 0{,}85\,B$, тогда при $\varphi = 15°$

$$Q_{\text{п}} = 160 B^2 c v \gamma, \ T/ч, \tag{4.4}$$

т. е. производительность пропорциональна квадрату ширины ленты.

Значения коэффициента c, учитывающего угол наклона β установки:

β, *град*	0—10	12	14	16	18	20	22	24
C	1,0	0,98	0,95	0,91	0,87	0,84	0,80	0,75

II. Производительность при желобчатой ленте

Постановка задачи аналогична предыдущей. По рис. 4.2, *б*

$$d = a + 2b\cos\delta = a + (B_1 - a)\cos\delta.$$

Площадь F_1 находится из (4.1) при подстановке d вместо B_1.

Площадь F_2, как площадь трапеции

$$F_2 = \frac{a+d}{2}\,h = \frac{a+d}{2}\,b\sin\delta = \frac{a+d}{2}\,\frac{B_1 - a}{2}\sin\delta.$$

Площадь сечения потока материала

$$F_{\text{т. м}} = F_1 + F_2 = \frac{\operatorname{tg}\varphi}{4}\,[a + (B_1 - a)\cos\delta] + \frac{a + (B_1 - a)\cos\delta}{2}\,\frac{B_1 - a}{2}\sin\delta. \tag{4.5}$$

Для неизменных B_1 и φ площадь $F_{\text{т. м}}$ (4.5) достигает максимума при $a = 0{,}33\ B_1$ и $\delta = 45$—$60°$. Эти оптимальные значения на практике не применяются. Для упрощения конструкции ролики обычно принимают одинаковой длины, что дает $a \approx 0{,}5\ B_1$.

Подставляя $a = 0{,}5\ B_1$ в (4.5) и полученное значение в (2.10), будем иметь

$$Q_{\text{п}} = 225\,[(1 + \cos\delta^2 \operatorname{tg}\varphi) + (2 + \cos\delta)\sin\delta]\,B^2 c v \gamma = C_1 B_1^2 c v \gamma, \ T/ч, \tag{4.6}$$

где B_1 находится из (4.2);

$C_1 = 445$, 525, 555 соответственно для $\delta = 20$, 30, 35° (при $\varphi = 15°$).

Угол δ зависит от поперечной жесткости ленты и устанавливается практикой эксплуатации. При больших δ (например, оптимальные по производительности значения 45—60°) лента не прилегает к нижнему ролику (рис. 4.2, *в*), плохо центрируется (уходит в сторону), края ленты изнашиваются. Обычно принимают $\delta = 20°$ при B до 1 *м*; $\delta = 20$—$30°$ при $B = 1{,}2$—$1{,}6$ *м*; $\delta = 20$—$35°$ при $B \geqslant 1{,}8$ *м*.

На вогнутом переходе конвейера (рис. 4.10, *в*) сила прижатия ленты к роликам уменьшается, и для конвейеров, имеющих вогнутые переходы, принимать δ более 20° следует с осторожностью — только при лентах с малой поперечной жесткостью (тонкие синтетические ленты, ступенчатые ленты — рис. 5.1).

При B до 1 *м* можно считать $B_1 \approx 0{,}85B$ и тогда при $\delta = 20°$ из (4.6)

$$Q_{\text{п}} = 320 B c v \gamma, \ T/ч, \tag{4.7}$$

т. е. производительность желобчатой ленты вдвое больше, чем плоской (4. 4).

III. Выбор ширины и скорости ленты

Постановка задачи. Дано: $Q_п$, $T/ч$; характеристика груза. Требуется определить B и v.

Заданную производительность $Q_п$ можно получить при малом B и большом v (что дает малую стоимость конвейера, но большой износ ленты) или наоборот. Решения задачи об оптимальном соотношении B и v, при котором достигается минимум эксплуатационных затрат, пока нет. Для ориентировки можно пользоваться табл. 4.1 (УкрНИИпроект).

Таблица 4.1

Рекомендуемые ширина и скорость ленты

Груз	Скорость ленты, *м/сек* (числитель); объемная производительность [1], *м³/ч* (знаменатель)						
	Ширина ленты, *мм*						
	500—650	800	1000	1200	1400	1600	2000—3000
Грунт, глина, песок	2,5 / 175—310	3,15 / 620	4,0 / 1250	4,0 / 1850	4,0 / 3100	5,0 / 5150	6,3 / 10 000—20 000
Уголь, гравий . . .	—	2,5 / 500	3,15 / 1000	3,15 / 1450	3,15 / 2450	4,0 / 4100	5,0 / 8100—16 000
Кусковая руда, скальные породы:							
куски менее 100 *мм*	—	2,0 / 400	2,0—2,5 / 630—800	2,5 / 1150	2,5 / 1950	3,15 / 3200	3,15—4,0 / 5000—12 500
куски более 100 *мм*	—	1,6 / 320	1,6—2,0 / 510—630	2,0 / 930	2,0 / 1550	2,5 / 2580	3,15 / 5000—10 000

[1] Подсчитана при $B \leqslant 1200$ *мм* для $\delta = 20°$; при $B > 1200$ *мм* для $\delta = 30°$.

Современная тенденция — повышение скорости. На карьерных конвейерах при $B \geqslant 2000$ *мм* скорость достигает 8 *м/сек*. Ведутся работы по дальнейшему ее повышению.

Максимум скорости (табл. 4.1) определяется устойчивостью хода ленты, износом и вибрациями ленты и роликов, измельчением материала при загрузке и разгрузке, при кусковатых грузах — ударом куска при проходе роликов («подсечка»). Минимум скорости ($\approx$0,75 *м/сек*) определяется тем соображением, чтобы при разгрузке на барабане материал не скользил по ленте, а отрывался от барабана и падал свободно, не изнашивая ленту.

Вне зависимости от производительности существует минимум ширины ленты по кусковатости [1]:

Крупность кусков, *м*	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
Ширина ленты, *м*:					
рядовой груз несортированный	0,5	0,65	0,8	1,2	1,6
сортированный груз	0,65	0,8	1,0	1,4	—

[1] Нормативы расчета конвейеров TGL 20—350.001 (ГДР).

Если норматив не выдерживается, то крупные куски сваливаются с ленты.

Для рядового груза крупность кусков — величина неопределенная, поэтому лучше иметь опробованный практикой норматив B_{min} для конкретных условий. Например, для угольных шахт в выработках эксплуатационного участка $B_{min} = 800$ *мм*, в главных выработках $B_{min} = 1000$ *мм*.

Поставленная выше задача определения B и v решается в следующем порядке. Определяют B_{min} по кусковатости и рациональное B по заданной производительности (табл. 4.1). Принимают большее из двух значений. Из (4.6), (4.7) находят v. Если v велико, т. е. по каким-либо причинам иметь такое v нельзя, то увеличивают B и снова определяют v.

Если ставится особое условие — достижение возможно большей длины конвейера на один привод (§ 4.4), то и B и v выбирают значительно большими, чем это нужно по производительности.

§ 4.3. ТЕОРИЯ ПЕРЕДАЧИ ТЯГОВОГО УСИЛИЯ ТРЕНИЕМ

I. Однобарабанный привод

А. Задача определения минимального натяжения ленты по сцеплению

Дано (рис. 4.3, *а*): α_0 — угол обхвата, рад.; f — коэффициент трения ленты о барабан; F_0 — тяговое усилие барабана. Определить минимальное натяжение по сцеплению $S_{сц}$.

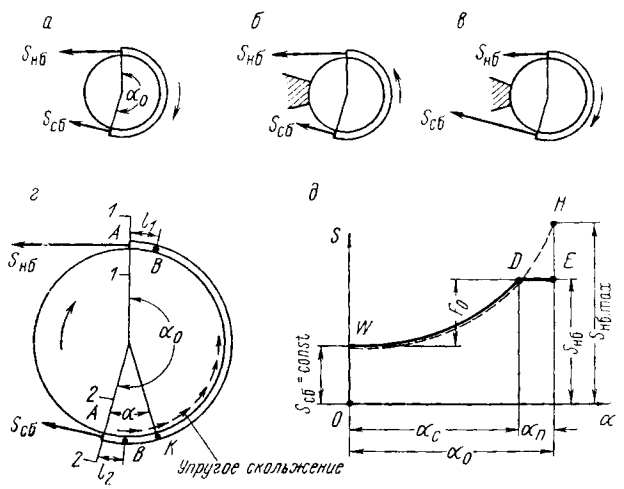


Рис. 4.3. Передача тягового усилия трением на однобарабанном приводе

1. Положительное тяговое усилие.

При срыве сцепления лента останавливается, а барабан продолжает вращаться, что равноценно скольжению ленты по неподвижному барабану в обратную сторону (рис. 4.3, *б*). Это соответствует условиям задачи Эйлера и из (2.36)

$$S_{нб} = S_{сб} e^{f\alpha_0} = S_{сб} a, \quad (4.8)$$

где $a = e^{f\alpha_0}$ — тяговый фактор привода, т. е. отношение натяжений ветвей при срыве сцепления.

Подставляя в (2.43) $S_{нб}$ из (4.8), получим

$$F_0 = S_{нб} - S_{сб} = S_{сб}(e^{f\alpha_0} - 1), \quad (4.9)$$

откуда

$$S_{сб} = \frac{F_0}{e^{f\alpha_0} - 1} \quad (4.10)$$

Выражение (4.10) дает натяжение при срыве сцепления. Чтобы срыва сцепления не было, $S_{сб}$ (4.10) нужно повысить, тогда

$$S_{сц} = S_{сб} = \frac{F_0 k_t}{e^{f\alpha_0} - 1}, \tag{4.11}$$

где $k_t = 1{,}2—1{,}3$ — запас тяговой способности привода.

2. Отрицательное тяговое усилие.

При срыве сцепления барабан останавливается, а лента скользит по нему. $S_{нб} < S_{сб}$ (рис. 4.3, *в*) и

$$S_{сц} = S_{нб} = \frac{|F_0| k_t}{e^{f\alpha_0} - 1}. \tag{4.12}$$

Значения f приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Коэффициент трения ленты с резиновыми обкладками о барабан

Поверхность барабана	Состояние поверхности	f
Стальная точеная (без футеровки)	Сухая	0,3
	Влажная	0,2
	Мокрая	0,1
Футеровка из конвейерной ленты	Сухая	0,4
	Влажная	0,25
Футеровка из резины	Сухая	0,7
	Влажная	0,45
Футеровка из керамики	Сухая	1,0
	Влажная	0,65

Б. Задача Петрова — Жуковского

Дано (рис. 4.3, *г*): $S_{сб}$, $S_{нб}$, α_0, f, жесткий барабан (без футеровки), лента — упругая нить. Определить скорость ленты в любой точке и построить график изменения натяжения ленты по дуге обхвата при работе без срыва сцепления при двигательном режиме. Считаем, что $S_{сб}$ неизменно. Повысим $S_{нб}$ до срыва сцепления, когда лента скользит по барабану. Для точки K с текущим углом обхвата α натяжение по формуле Эйлера

$$S = S_{сб} e^{f\alpha}. \tag{4.13}$$

График $S = \varphi(\alpha)$ при срыве сцепления — пунктирная кривая WH на рис. 4.3, *д*.

Пусть лента работает без срыва сцепления. Наметим на ней произвольные точки A и B и замерим расстояние между ними при набегании l_1

и при сбегании ленты с барабана l_2. Окажется, что $l_2 < l_1$, так как из-за упругости лента, переходя в область меньших натяжений, сокращается. Сокращаясь, лента ползет по барабану («упругое скольжение»), а следовательно, для точки K справедливо выражение (4.13), и натяжение изменяется по кривой WH (рис. 4.3, *д*). Усилие S в точке D равно заданному $S_{вб}$ и далее не изменяется (участок DE). $\alpha_н$ — дуга покоя; на ней тяговое усилие не передается, так как S по концам одинаково, лента не сокращается, она неподвижна относительно барабана. $\alpha_с$ — дуга скольжения; на ней S изменяется, передается тяговое усилие, лента скользит по барабану. $\alpha_с$ увеличивается с ростом $S_{вб}$. Когда дуга скольжения захватывает весь угол обхвата α_0, наступает срыв сцепления (пробуксовка). Можно доказать, что дуга покоя как для двигательного (рис. 4.3, *г*), так и для тормозного режимов располагается у точки набегания.

Время движения куска ленты AB весом G, *кГ*, через сечения *1—1* и *2—2*;

$$t_1 = \frac{l_1}{v_1},\ сек;$$

$$t_2 = \frac{l_2}{v_2},\ сек.$$

Расход ленты в сечениях

$$Q_1 = \frac{G}{t_1},\ кГ/сек;$$

$$Q_2 = \frac{G}{t_2},\ кГ/сек.$$

Так как $Q_1 = Q_2$, то $t_1 = t_2$ и

$$\frac{l_1}{v_1} = \frac{l_2}{v_2}.$$

Поскольку

$$l_1 = l_0(1+\varepsilon_1);$$

$$l_2 = l_0(1+\varepsilon_2),$$

где l_0 — длина куска AB в нерастянутом состоянии;
ε_1 и ε_2 — относительные удлинения,

то

$$\frac{v_1}{1+\varepsilon_1} = \frac{v_2}{1+\varepsilon_2}, \tag{4.14}$$

т. е. чем больше относительное удлинение, тем больше скорость ленты.

$$\varepsilon = \frac{S}{S_0}, \tag{4.15}$$

где S_0 — жесткость ленты, т. е. натяжение, при котором $\varepsilon = 1$, или иначе, натяжение, при котором напряжения равны модулю упругости.

Для тканевых лент

$$S_0 = BiE,\ кГ, \tag{4.16}$$

где B — ширина ленты, *см*;
i — число слоев;
E — модуль упругости (табл. 5.2), отнесенный к единице ширины слоя, *кГ/см*.

Для резинотросовых лент

$$S_0 = z_т \frac{\pi d^2 z}{4} E, \text{ кГ}, \tag{4.17}$$

где $z_т$ — число тросов;
z — число проволок в тросе;
d — диаметр проволоки, *мм*;
$E = 5{,}8 \cdot 10^3$ *кГ/мм*^{2} — модуль упругости, отнесенный к единице площади сечения проволок.

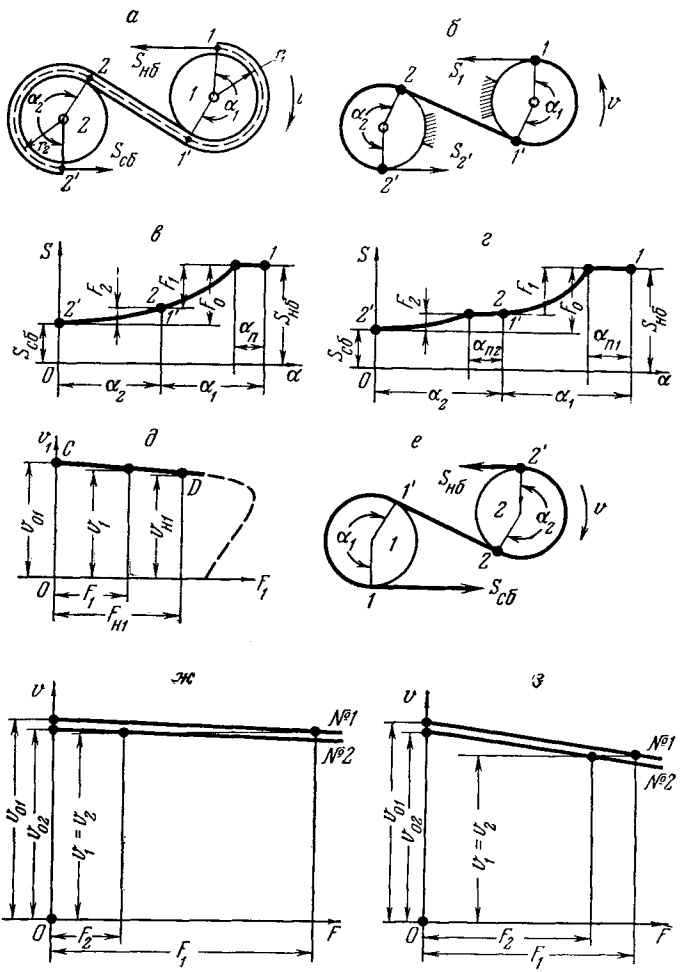


Рис. 4.4. Передача тягового усилия трением на двухбарабанном приводе

Из (4.14) и (4.15)

$$v_2 = v_1 \frac{1+\varepsilon_2}{1+\varepsilon_1} \approx v_1 [(1+\varepsilon_2)(1-\varepsilon_1)] \approx v_1 (1+\varepsilon_2-\varepsilon_1) =$$
$$= v_1 [1-(\varepsilon_1-\varepsilon_2)] = v_1 \left(1 - \frac{S_1 - S_2}{S_0}\right), \text{ м/сек}, \tag{4.18}$$

т. е. разность скоростей точек *2* и *1* зависит от разности натяжений.

v_1 (рис. 4.3, *г*) равно скорости барабана $v_б$. Скорость скольжения ленты максимальна в точке *2* и равна с учетом (4.18)

$$v_{ск} = v_б - v_2 = v_1 - v_2 = v_1 \frac{S_1 - S_2}{S_0} = \frac{v_1 F_0}{S_0}. \qquad (4.19)$$

Из (4.19) для тканевых лент $v_{ск} = 1-2\%$ от v_1, для тросовых — в 10 раз меньше.

Реальная лента имеет вязкость (при уменьшении натяжения сокращается с запаздыванием), имеет толщину и испытывает деформацию изгиба, имеет наружные обкладки, которые испытывают деформации сдвига и сжатия. Последнее относится и к футеровке барабана. Картина передачи тягового усилия без срыва сцепления может существенно отличаться от теории Петрова — Жуковского, и реальное $v_{ск}$ может быть значительно ниже $v_{ск}$ (4.19). Минимальное же натяжение ленты по сцеплению находится из (4.11), (4.12), так как указанные выше обстоятельства не имеют значения при пробуксовке ленты по всей дуге обхвата, т. е. и для реальной ленты при ее пробуксовке справедлива формула Эйлера.

II. Двухбарабанный привод с жесткой кинематической связью барабанов

Тяговый фактор привода можно повысить либо за счет повышения коэффициента трения, либо за счет повышения угла обхвата, для чего применяют двухбарабанные приводы. В данном случае рассматривается двухбарабанный привод, у которого барабаны (рис. 5.3, *г*) связаны так, что их угловые скорости всегда равны.

А. Задача определения минимального натяжения ленты по сцеплению

Дано (рис. 4.4, *а*): $F_0 = S_{нб} - S_{сб}$ — общее тяговое усилие привода (положительное); α_1, α_2. Определить $S_{сц}$ — минимальное натяжение по сцеплению.

При срыве сцепления лента останавливается, а оба барабана вращаются, что равноценно скольжению ленты по неподвижным барабанам (рис. 4.4, *б*). Тогда по формуле Эйлера:

$$S_2 = S_{2'} e^{f\alpha_2};$$

$$S_{1'} = S_2;$$

$$S_1 = S_{1'} e^{f\alpha_1} = S_2 e^{f\alpha_1} = S_{2'} e^{f\alpha_1} e^{f\alpha_2} = S_{2'} e^{f(\alpha_1+\alpha_2)}.$$

Следовательно, $S_{сц}$ находится из (4.11) по суммарному углу обхвата барабанов.

Б. Задача о распределении тягового усилия между барабанами

Дано (рис. 4.4, *а*): F_0, α_1, α_2, r_1, r_2. Определить $\delta_2 = \frac{F_2}{F_0}$ — долю тягового усилия второго барабана F_2 в передаче общего усилия F_0.

Определив F_2 и F_0, из (4.9) получим при срыве сцепления

$$\delta_{2c} = \frac{F_2}{F_0} = \frac{S_{2'}(e^{f\alpha_2} - 1)}{S_{2'}(e^{f(\alpha_1+\alpha_2)} - 1)} = \frac{e^{f\alpha_2} - 1}{e^{f(\alpha_1+\alpha_2)} - 1}. \qquad (4.20)$$

Если срыва сцепления нет, то у точки *1* имеется дуга покоя (рис. 4.4, *в*). При увеличении F_0 и неизменном $S_{сб}$ дуга покоя сокра-

щается, F_1 растет, а F_2 не изменяется (на втором барабане дуги покоя нет), а следовательно, δ_2 переменно и зависит от F_0.

Привод весьма чувствителен к размерам и форме барабанов. Скорость ленты определяется скоростью v_1 в точке *1* (дуга покоя). Если $r_2 = r_1$, то по всей дуге α_2 лента скользит, так как $v_2 < v_1$ (4.14), а скорости барабанов одинаковы, и барабан *2* обгоняет ленту. Если $r_2 > r_1$, то скорость скольжения возрастает. Если $r_2 < r_1$, то скорость скольжения уменьшается, но при повышении разности r_2 и r_1 лента обгоняет барабан *2* и он переходит в тормозной режим. Если барабаны неконцентричны или имеют некруглую форму, то такой переход происходит периодически, сопровождаясь рывками ленты на приводе. По указанным причинам барабаны изготовляют стальными точеными без футеровки, из-за которой размеры и форму барабанов выдержать трудно.

III. Тандемпривод с двумя барабанами

Поскольку двухбарабанный привод с жесткой кинематической связью барабанов (см. выше) не допускает футеровки барабанов, то его тяговая способность невысока. Для ее повышения барабаны необходимо футеровать фрикционными материалами, но при этом неизбежна разница в диаметрах барабанов, в связи с чем они должны иметь возможность вращаться с различными угловыми скоростями. Наиболее распространенным решением является применение тандемпривода, когда каждый барабан (рис. 5. 3, *е*) имеет самостоятельный двигатель.

А. Задача о распределении тягового усилия между барабанами

Дано (рис. 4.4, *а*): $F_0 = S_{нб} - S_{сб}$ — общее тяговое усилие обоих барабанов (положительное), *кГ*; r_1 и r_2, *м*; S_0 (4.16), (4.17), *кГ*; $s_{н1}$ и $s_{н2}$ — номинальные скольжения приводов *1* и *2* (скольжение двигателя плюс скольжение муфты, если она имеется); $M_{н1}$ и $M_{н2}$ — номинальные моменты двигателей, *кГм*; n_{01} и n_{02} — синхронные скорости вращения роторов, *об/мин*; i_1 и i_2 — передаточные числа редукторов; электрические схемы выравнивания нагрузки между двигателями (§ 5.10) отсутствуют. Определить $\delta_1 = F_1/F_0$ и $\delta_2 = F_2/F_0$ — доли тягового усилия первого и второго барабанов в передаче общего тягового усилия при работе без срыва сцепления.

При работе без срыва сцепления скорости ленты v_1 и v_2 в точках *1* и *2* определяют скорости вращения барабанов, так как в обеих точках имеются дуги покоя (рис. 4.4, *г*).

Преобразуем механическую характеристику двигателя в его тяговую характеристику — зависимость скорости на окружности барабана от силы тяги, т. е. зависимость v_1 от F_1 (или v_2 от F_2 — для второго барабана) (рис. 4.4, *д*).

Синхронная скорость ленты

$$v_{01} = \frac{\pi r_1 n_{01}}{30 i_1}, \ м/сек. \tag{4.21}$$

Номинальная скорость ленты

$$v_{н1} = v_{01}(1 - s_{н1}), \ м/сек. \tag{4.22}$$

Номинальное тяговое усилие барабана

$$F_{н1}=\frac{M_{н1}i_1\eta}{r_1},\ кГ, \tag{4.23}$$

где η — общий к. п. д. привода (табл. 2. 2);

v_{01} — определяет точку C, а $v_{н1}$ и $F_{н1}$ — точку D, соединяя которые прямой, получим рабочий участок тяговой характеристики (рис. 4.4, *д*).

Поставленную выше задачу решаем в следующем порядке.

Пусть нам известно F_1, тогда по тяговой характеристике (рис. 4. 4, *а*) находим v_1; из (4. 18) определяем v_2. При этом

$$S_2-S_1=F_1+F_{1'-2},\ кГ,$$

где $F_{1'-2}$ — сила тяги на участке ленты между приводами (от точки *1'* до точки *2*, рис. 4.4, *е*).

По v_2 из тяговой характеристики второго барабана (рис. 4.4, *д*) определяем F_2. Проделав это аналитически, получим

$$F_2=\frac{F_{н2}}{s_{н2}}\left\{1-\frac{v_{01}}{v_{02}}\left[1-F_1\left(\frac{s_{н1}}{F_{н1}}+\frac{1}{S_0}\right)+\frac{F_{1'-2}}{S_0}\right]\right\}. \tag{4.24}$$

Дополнительное условие

$$F_1+F_2=F_0. \tag{4.25}$$

Так как расстояние между барабанами мало, то $F_{1'-2}\approx 0$, с учетом чего из (4.24) и (4.25) получим

$$\delta_2=\frac{F_2}{F_0}=\frac{F_2}{F_1+F_2}=\frac{\frac{s_{н1}}{F_{н1}}+\frac{1}{S_0}+\frac{v_{02}-v_{01}}{v_{02}F_0}}{\frac{s_{н1}}{F_{н1}}+\frac{1}{S_0}+\frac{s_{н2}}{F_{н2}}}, \tag{4.26}$$

т. е. δ_2 зависит от тяговых характеристик барабанов (или, что то же, от радиусов барабанов и механических характеристик двигателей), от жесткости ленты и, если $v_{01}\neq v_{02}$, то и от общего тягового усилия привода.

Очевидно, что

$$\delta_1+\delta_2=1. \tag{4.27}$$

При тормозном режиме (4.26) не изменяется, если изменить нумерацию барабанов (рис. 4.4, *е*).

Пример. Дано: $F_0=9000$ *кГ*; $r_1=r_2=0{,}400$ *м*; лента тросовая, для которой в задачах на распределение нагрузки можно считать $S_0=\infty$; $s_{н1}=s_{н2}=0{,}015$ (короткозамкнутые асинхронные двигатели без муфт скольжения); $M_{н1}=M_{н2}=50$ *кГм*; $n_{01}=n_{02}=1500$ *об/мин*; $i_1=i_2=40$. Определить δ_1 и δ_2.

Из (4.21) и (4.23) находим $v_{01}=1{,}57$ *м/сек*; $F_{н1}=F_{н2}=4500$ *кГ*. Из (4.26) и (4.27) $\delta_1=\delta_2=0{,}5$, что и следовало ожидать, поскольку приводы одинаковы и при $S_0=\infty$ барабаны вращаются с одинаковой скоростью.

Не изменяя ничего, примем $r_1=0{,}404$ *м*, тогда $v_{01}=1{,}59$ *м/сек*, $F_{н1}\approx 4500$ *кГ* и $\delta_2=0{,}29$; $\delta_1=0{,}71$, т. е. при жестких (слабонаклонных) тяговых характеристиках небольшие изменения радиуса барабанов вызывают резкие изменения в нагрузке барабанов (рис. 4.4, *ж*).

Введем в оба привода турбомуфты с номинальным скольжением 5%, тогда $s_{н1}=s_{н2}=0{,}015+0{,}050=0{,}065$ и при $r_1=0{,}404$ *м* получим $\delta_2=0{,}45$; $\delta_1=0{,}55$, т. е. смягчение (наклон) тяговых характеристик способствует сохранению неизменного распределения нагрузки между барабанами, делает его менее чувствительным к воз-

действию возмущающих факторов — изменению радиусов барабанов из-за износа и загрязнения, изменения жесткости ленты и др. (рис. 4.4, *з*).

Поддержание неизменных δ_1 и δ_2 называется стабилизацией (иногда синхронизацией) работы приводов.

Б. Задача определения минимального натяжения ленты по сцеплению

Дано (рис. 4.4, *а*): $F_0 = S_{нб} - S_{сб}$ (положительное); α_1 и α_2; f; δ_1 и δ_2. Определить $S_{сц}$.

Если $\delta_2 = \delta_{2c}$ (4.20), то распределение нагрузки между барабанами такое же, как и в приводе с жесткой кинематической связью при срыве сцепления, поэтому срыв сцепления начинается на обоих барабанах одновременно и $S_{сц}$ определяется из (4. 11) по суммарному углу обхвата барабанов, как для привода с жесткой связью барабанов.

Если $\delta_2 > \delta_{2c}$ (что имеет место на всех существующих приводах), то второй барабан несет большую нагрузку по сравнению с вариантом $\delta_2 = \delta_{2c}$, срыв сцепления начинается только на втором барабане и $S_{сц}$ находится не по срыву сцепления на всем приводе в целом, а только на втором барабане. Тогда из (4.11)

$$S_{сц} = S_{2'} = \frac{F_2 k_t}{e^{f\alpha_2} - 1} = \frac{F_0 \delta_2 k_t}{e^{f\alpha_2} - 1}. \qquad (4.28)$$

Если $\delta_2 < \delta_{2c}$ (случай из конструктивных соображений мало вероятный), то первый барабан несет бо́льшую нагрузку, чем при варианте $\delta_2 = \delta_{2c}$, срыв сцепления начинается только на первом барабане и натяжение по сцеплению в точке сбегания с него

$$S'_{сц} = S_{1'} = \frac{F_1 k_t}{e^{f\alpha_1} - 1} = \frac{F_0 \delta_1 k_t}{e^{f\alpha_1} - 1}.$$

Поскольку для расчетов нужно иметь не $S_{1'}$, а $S_{2'}$, то

$$S_{сц} = S_{2'} = S_{1'} - F_2 = \frac{F_0 \delta_1 k_t}{e^{f\alpha_1} - 1} - F_0 \delta_2 = F_0 \left(\frac{\delta_1 k_t}{e^{f\alpha_1} - 1} - \delta_2 \right). \qquad (4.29)$$

При тормозном режиме (4.28) и (4.29) остаются без изменения, если изменить нумерацию барабанов и точек (рис. 4.4, *е*) и подставлять абсолютные значения F_0.

IV. Привод с дифференциальным редуктором

Для двухбарабанных приводов с футерованными барабанами, когда неизбежна разность диаметров барабанов и последние должны иметь возможность вращаться с различными угловыми скоростями, иногда применяют дифференциальные редукторы, при которых барабаны вращаются от полуосей *а* и *b* дифференциала (рис. 5.3, *д*).

А. Задача о распределении тягового усилия между барабанами

Дано: кинематическая схема редуктора; r_1 и r_2 (рис. 4.4, *а*). Определить δ_1 и δ_2 — долю первого и второго барабанов в передаче общего тягового усилия.

Моменты на валах барабанов:

$$M_1 = M_a i_1 \eta_1;$$

$$M_2 = M_b i_2 \eta_2,$$

где M_a и M_b — моменты полуосей a и b дифференциала; i_1, η_1 и i_2, η_2 — передаточные числа и к. п. д. передач от полуосей a и b к барабанам *1* и *2*.

Тяговые усилия барабанов

$$F_1 = \frac{M_1}{r_1} = \frac{M_a i_1 \eta_1}{r_1};$$

$$F_2 = \frac{M_b i_2 \eta_2}{r_2}.$$

Если пренебречь потерями в самом дифференциале, то $M_a = M_b$. Считая также $r_1 \approx r_2$ и $\eta_1 \approx \eta_2$, получим

$$\delta_2 = \frac{F_2}{F_0} = \frac{F_2}{F_1 + F_2} = \frac{1}{1 + \frac{i_2}{i_1}}, \qquad (4.30)$$

т. е. распределение тягового усилия зависит только от передаточных отношений в редукторе. Если $i_1 = i_2$, то $\delta_1 = \delta_2 = 0{,}5$, т. е. тяговое усилие распределяется поровну.

Применяют дифференциальные редукторы и иных систем, но в любом случае δ_2 зависит только от передаточных отношений в редукторе.

Б. Задача определения минимального натяжения по сцеплению решается по (4.28), (4.29).

V. Сравнительная оценка схем привода

Для конкретного конвейера выбор схемы привода производят по результатам численных расчетов натяжений ленты в сравниваемых вариантах. Общую оценку можно сделать по влиянию схемы привода на максимальное натяжение ленты.

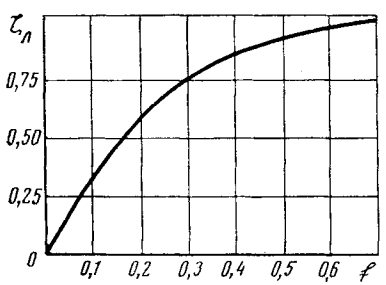


Рис. 4.5. Зависимость коэффициента использования прочности ленты от коэффициента трения на однобарабанном приводе

Если дано F_0 (общее тяговое усилие всех барабанов, положительное), то натяжение набегающей ветви привода

$$S_{нб} = S_{сц} + F_0, \qquad (4.31)$$

где $S_{сц}$ находится из (4.11), (4.28) или (4.29).

По $S_{нб}$ выбирается лента по прочности. Если бы $f = \infty$ (идеальный привод с бесконечно большим коэффициентом трения), то $S_{сц} = 0$ и для идеального привода $S_{нб.ид} = F_0$, т. е. натяжение ленты равнялось бы тяговому усилию, и ее прочность использовалась бы полезно на 100%. В реальном приводе $S_{сц} \neq 0$, $S_{нб}$ (4.31) больше F_0, и лента помимо полезного натяжения, равного F_0, имеет дополнительное натяжение, равное $S_{сц}$. Коэффициент использования прочности ленты при этом

$$\zeta_л = \frac{S_{нб.ид}}{S_{нб}} = \frac{F_0}{S_{нб}} = \frac{F_0}{F_0 + S_{сц}} = \frac{1}{1 + \frac{S_{сц}}{F_0}}. \qquad (4.32)$$

Чем меньше $\zeta_л$, тем с большей силой приходится натягивать ленту для передачи одного и того же тягового усилия.

В табл. 4.3 даны значения $\zeta_л$ (4.32) для различных схем приводов при угле обхвата на одном барабане 240°. Для тандемпривода или привода с дифференциалом значения $\zeta_л$ (обведенные рамкой) соответствуют $\delta_2 = \delta_{2c}$ (4.20), т. е. такой доле тягового усилия второго барабана δ_2, при которой пробуксовка начинается одновременно на обоих барабанах.

Таблица 4.3

Коэффициент использования прочности ленты

Коэффициент трения	$\zeta_л$							
	Однобарабанный привод	Двухбарабанный привод с жесткой связью	Двухбарабанный тандемпривод или двухбарабанный привод с дифференциалом					
			δ_2					
			0,5	0,4	0,33	0,25	0,2	0,1
0,05	0,19	0,34	0,34	0,32	0,29	0,25	0,24	0,21
0,1	0,34	0,57	0,51	0,57	0,50	0,45	0,43	0,38
0,2	0,57	0,82	0,73	0,77	0,82	0,76	0,71	0,63
0,3	0,72	0,92	0,84	0,87	0,89	0,92	0,90	0,80
0,4	0,82	0,96	0,90	0,91	0,93	0,94	0,96	0,91
0,5	0,88	0,98	0,94	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98

Если однобарабанный привод имеет $f \geqslant 0{,}4$—$0{,}5$, то $\zeta_л$ достаточно велико (рис. 4.5) и двухбарабанные схемы лишены смысла — они нужны как вынужденная мера повышения $\zeta_л$ при низких f. Разработка футеровок, обеспечивающих на однобарабанном приводе при самых неблагоприятных условиях $f \geqslant 0{,}4$—$0{,}5$,— основное направление улучшения приводных станций.

Двухбарабанный привод с жесткой связью не допускает футеровки барабанов (барабаны гладкие), он по сравнению с однобарабанным, футерованным резиной, имеет вдвое больший угол обхвата, но вдвое меньший f, т. е. одинаковые $\zeta_л$, и является в принципе нерациональной схемой.

Привод с дифференциалом допускает футеровку барабанов со значительными допусками по диаметру (разность их радиусов несущественна), обеспечивает значительное $\zeta_л$ и стабильное распределение нагрузки между барабанами, однако из-за сложности редуктора не находит широкого распространения.

Тандемпривод допускает футеровку барабанов, обеспечивает значительное $\zeta_л$, позволяет разносить барабаны на значительное расстояние и является рациональной схемой двухбарабанных приводов. От доли тягового усилия второго барабана δ_2 зависит натяжение ленты по сцеплению

или, что то же, $\zeta_л$. При $f = 0{,}2$ и $\delta_2 = 0{,}33$ обеспечивается максимальное $\zeta_л$ (табл. 4.3). При повышении f разница в $\zeta_л$ между $\delta_2 = 0{,}33$ и оптимальным значением его (обведенное рамкой) составляет не более 3%, т. е. рациональная область значений δ_2 — от 0,5 до 0,33, т. е. от применения в тандемприводе одинаковых мощностей двигателей первого и второго барабанов ($\delta_2 = 0{,}5$) до соотношения мощностей 2 : 1 ($\delta_2 = 0{,}33$). Предпочтительнее вариант $\delta_1 = \delta_2 = 0{,}5$ (одинаковые мощности двигателей), так как при этом оборудование однотипно и тяговое усилие одного барабана минимально, что в соответствии с (4.19) обеспечивает минимальную скорость упругого скольжения ленты по барабану.

§ 4.4. ТЯГОВЫЕ РАСЧЕТЫ ОДНОПРИВОДНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

I. Сила тяги для перемещения прямолинейного отрезка ленты

Постановка задачи. Дано (рис. 4.6, *а*): l — длина отрезка, *м*; q, $q_л$, $q_р$ — соответственно погонные веса груза, ленты и вращающихся частей роликов [1], *кГ/м*; a — ускорение ленты, *м/сек*^{2}; направление движения; β — угол наклона. Определить $F_{1-2} = S_2 - S_1$ — силу тяги отрезка:

$$F_{1-2} = F'_{1-2} + F''_{1-2}, \tag{4.33}$$

где F'_{1-2} — сила тяги для перемещения ленты с грузом, которую находят по общим правилам (2.32);

F''_{1-2} — сила тяги от веса роликов, идущая только на трение в подшипниках и инерционные сопротивления, поскольку ролики вращаются, но не перемещаются.

Вне зависимости от угла наклона вес ролика передается полностью на подшипники, поэтому $\cos\beta$ учитывать не нужно, и при установившемся движении ленты

$$F''_{1-2} = lq_р w'_р, \tag{4.34}$$

где $w'_р$ — коэффициент сопротивления вращению роликов.

Считая в запас надежности $w'_р = w'$ и определив F'_{1-2} из выражения (2.32) для установившегося движения, получим

$$F_{1-2} = l(q + q_л)(w' \cos\beta \pm \sin\beta) + lq_р w', \ кГ. \tag{4.35}$$

Для ускоренного движения в соответствии с выражением (2.32) при $\frac{\delta}{g} = 0{,}1$

$$F_{1-2} = l(q + q_л)(w' \cos\beta \pm \sin\beta + 0{,}1a) + lq_р(w' + 0{,}1a), \ кГ. \tag{4.36}$$

w' зависит от конструкции подшипникового узла, диаметра ролика, типа смазки, температуры воздуха, залипания роликов, натяжения ленты и т. д.

Условия работы	w'
В чистом сухом помещении без пыли . .	0,02
В отапливаемом помещении; небольшое количество абразивной пыли	0,025
Передвижные и переносные конвейеры на поверхности при хороших условиях работы	0,03

[1] Вес роликов, приходящийся на 1 *м* длины конвейера.

В неотапливаемом помещении с повышенной влажностью; значительное количество абразивной пыли	0,04
Очень пыльная атмосфера; тяжелые условия работы	0,04—0,06
Открытые работы при хорошем состоянии роликоопор	0,02—0,22
То же, при загрязнении подшипников . .	0,023—0,027
Подземные конвейеры угольных шахт . .	0,06—0,08
Подземные конвейеры марганцевых шахт	0,08—0,10

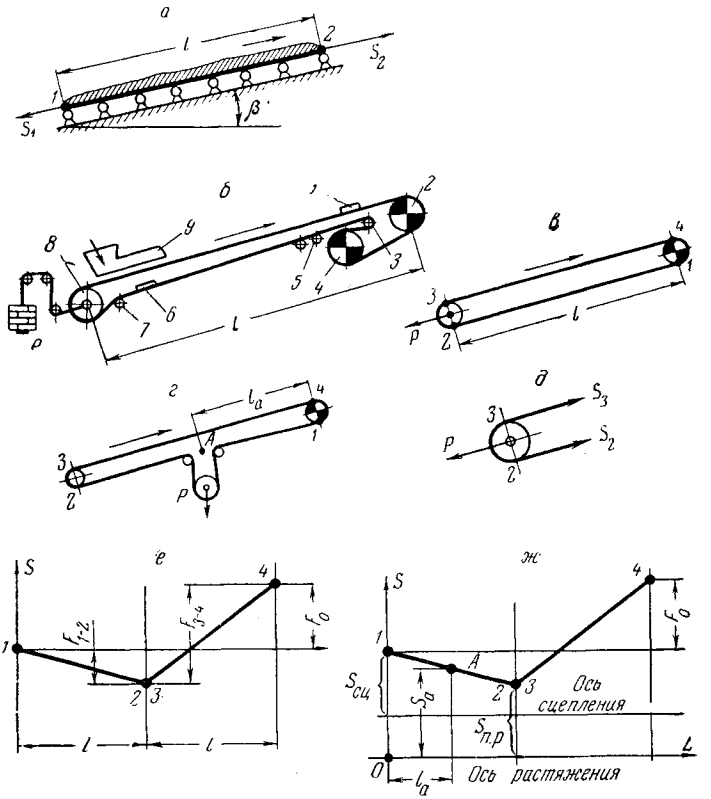


Рис. 4.6. Тяговые расчеты однодвигательных конвейеров:

а — сила тяги для перемещения отрезка ленты; *б* — схема конвейера, *1* — плужковый сбрасыватель, *2, 4* — приводные барабаны, *3, 7* — отклоняющие барабаны, *5, 6* — устройства для чистки ленты, *8* — натяжная станция, *9* — загрузочное устройство; *в* — расчетная схема предыдущего конвейера; *г* — расчетная схема конвейера с натяжной станцией в средней части холостой ветви; *д* — усилие натяжного блока; *е* — диаграмма натяжений в процессе построения; *ж* — то же, в законченном виде

Чем меньше натяжение ленты, тем больше провес ее между роликами, потери энергии на шевеление груза и w'. Влияние уменьшения натяжения учитывают умножением приведенных выше значений w' на коэффициент c', зависящий от натяжения, или, что то же, от длины. Тогда для установившегося движения

$$F_{1-2} = l\,(q + q_1)\,(c'w' \cos\beta \pm \sin\beta) + l q_p c' w',\ кГ. \qquad (4.37)$$

Для ускоренного движения

$$F_{1-2} = l(q + q_л)(c'w' \cos\beta \pm \sin\beta + 0{,}1a) + lq_р(c'w' + 0{,}1a),\ кГ. \quad (4.38)$$

Помимо изменения w' с натяжением ленты c' учитывают местные сопротивления, имеющиеся на всех конвейерах: отклоняющие, выносные и натяжные барабаны, пункты загрузки, устройства для очистки ленты. Значения c' в зависимости от длины конвейера l следующие:

l, $м$	850 и более	480	230	140	80	50	30	20	10	6
c'	1,1	1,2	1,4	1,6	1,9	2,2	2,6	3,2	4,5	6

II. Местные сопротивления

Обычные местные сопротивления — отклоняющих, выносных и натяжных барабанов, устройств для очистки лент учитывают коэффициентом c' (4. 37). Особые местные сопротивления определяют по эмпирическим формулам.

Для разгрузочной тележки (рис. 5. 12, *г*) (без учета сопротивления от подъема груза, что учитывается профилем конвейера) по чехословацким нормативам

$$F_м = 300B^2,\ кГ; \quad (4.39)$$

для сбрасывающего плужка (рис. 5.12, *а*)

$$F_м = q(1{,}5B + 0{,}2),\ кГ; \quad (4.40)$$

при трении груза о борт, на который лента не опирается,

$$F_м = 0{,}05l,\ кГ; \quad (4.41)$$

при трении о борт, на котором лента лежит,

$$F_м = 0{,}1ql,\ кГ; \quad (4.42)$$

где B — ширина ленты, *м*;
q — погонный вес груза, *кГ/м*;
l — длина борта, *м*.

III. Расчет натяжений ленты, мощности двигателя, усилия натяжного барабана

Постановка задачи. Дано: схема конвейера (рис. 4.6, б); данные для расчета сил тяги ленты и местных сопротивлений; характеристика приводной станции (система привода, углы обхвата, коэффициент трения); ширина и скорость ленты. Требуется определить натяжение ленты в любой точке, мощность двигателя, усилие натяжного барабана.

Схему конвейера (рис. 4.6, *б*) превращаем в расчетную схему (рис. 4.6, *в*), предельно ее упрощая; приводная станция вне зависимости от ее сложности показывается одним кружком, отклоняющие барабаны оставляются в минимальном количестве, необходимом для вычерчивания схемы, места загрузки и разгрузки сдвигаются к концам (если они близко к ним расположены). Границы прямолинейных участков обозначаются точками, нумеруемыми с точки сбегания с привода.

Из формулы (2.44) тяговое усилие

$$F_0 = F_{1-2} + F_{3-4}, \quad (4.43)$$

где F_{1-2} и F_{3-4} — силы тяги холостой и рабочей ветвей.
F_{1-2} — определяется по формуле (4. 37).

$$F_{3-4}=F'_{3-4}+\sum F_{м}, \tag{4.44}$$

где F'_{3-4} — сила тяги рабочей ветви по формуле (4.37);
$\sum F_{м}$ — сумма местных сопротивлений, определяемых из (4.39), (4.40), (4.41), (4.42).

Имея F_0 (4.43), по формулам (2.60), (2.61) определяют мощность двигателя.

При расчете натяжений исходят из требования минимума их величины, что ограничивается двумя условиями: сцеплением ленты на приводе (натяжение на приводе не менее $S_{сц}$ — § 4.3) и условием повсеместного растяжения (в любой точке контура натяжение не менее $S_{п.р}$, при котором лента не провисает между роликами и сохраняет нужную форму в поперечном сечении). По опытным данным

$$S_{п.р}=(300-400)\,B,\ кГ, \tag{4.45}$$

где B — ширина ленты, *м*.

Расчет натяжений можно производить двумя методами: обходом контура или с построением диаграммы натяжений.

Расчет обходом контура

Предполагают, что натяжение ограничивается сцеплением и принимают $S_1 = S_{сц}$. Последнее можно найти (§ 4.3), имея F_0 (4.43) и характеристику привода.

Методом обхода контура (§ 2.4) можно получить

$$S_2=S_1+F_{1-2};$$

$$S_3=S_2;$$

$$S_4=S_3+F_{3-4}.$$

Натяжение S_3 принято равным S_2, поскольку сопротивление отклоняющих барабанов отдельно не учитывают — оно учтено коэффициентом c' в (4.37).

Необходимо, чтобы в точке минимального натяжения оно было выше $S_{п.р}$. Если это не выполняется, то полагают здесь натяжение равным $S_{п.р}$ и от этой точки производят повторный расчет натяжений.

Расчет по диаграмме натяжений (§ 2.4)

На оси S берут произвольную точку *1* (рис. 4. 6, *е*). Оси абсцисс пока нет, однако можно найти положение точки *2* диаграммы, поскольку абсцисса ее известна (*l* — рис. 4.6, *в*) и известна сила тяги F_{1-2}, которая показывает разность S_2 и S_1 или, что то же, приращение ординаты точки *2* по отношению к ординате точки *1* (в данном случае F_{1-2} отрицательно и S_2 меньше S_1). Точка *3* совпадает с точкой *2*, так как сопротивление блоков отдельно не учитывают. Точка *4* по отношению к точке *3* имеет приращение абсциссы *l* и ординаты F_{3-4}. Соединяя точки *1* и *2*, *3* и *4* прямыми линиями, получаем диаграмму натяжений — ломаную *1—2—3—4*

(рис. 4.6, *е*). Подобная диаграмма не имеет оси абсцисс, т. е. мы не знаем натяжения ни в одной точке контура, тем не менее можно установить точку с наибольшей величиной натяжения (точка *4*), точку с наименьшим натяжением (точки *2*, *3*), тяговое усилие F_0 (равное разности $S_{нб}$ и $S_{сб}$, т. е. разности ординат точек *4* и *1*).

Для определения величины натяжений используют ограничивающие условия.

По условию сцепления ленты в точке сбегания с привода (точка *1*) натяжение должно равняться $S_{сц}$, откладывая которое от точки *1* и проводя горизонтальную линию, получаем ось абсцисс по сцеплению (рис. 4.6, *ж*). По условию повсеместного растяжения в точке с наименьшим натяжением (точка *3*) натяжение должно равняться $S_{п.р}$, откладывая которое от точки *3*, получаем ось абсцисс по повсеместному растяжению. Расчетной (определяющей) осью будет нижняя.

Натяжение в любой точке можно найти замером по диаграмме или аналитически, например по рис. 4.6, *ж*,

$$S_4 = S_{п.р} + F_{3-4}. \tag{4.46}$$

Расчет по диаграмме нагляден и позволяет избежать ошибок, особенно в сложных случаях (бремсберговые конвейеры, конвейеры с несколькими приводами, со сложным профилем и т. п.).

Расчетное усилие P натяжного барабана должно уравновешивать натяжения обеих ветвей ленты (рис. 4. 6, *д*)

$$P = S_2 + S_3 = 2S_3. \tag{4.47}$$

По рис 4.6, *г* в пределах петли натяжного устройства натяжение ленты практически не изменяется, поэтому

$$P = 2S_a, \tag{4.48}$$

где S_a — натяжение ленты в месте установки натяжного устройства (рис. 4.6, *ж*).

IV. Усилие обратного хода на уклоне

После отключения двигателя конвейер, установленный на уклоне, может под действием продольной составляющей груза пойти в обратном направлении — «обратный ход».

Постановка задачи. Дано: расчетная схема конвейера (рис. 4.6, *в*), погонные веса груза, ленты, роликов, угол наклона. Определить возможность обратного хода и, если он возможен, усилие обратного хода $F_{о.х}$, т. е. тормозное усилие на приводном барабане для уравновешивания сил обратного хода.

Реверсируем конвейер и определяем силу тяги груженой ветви F_{4-3} при движении вниз и холостой ветви F_{2-1} при движении вверх. Тогда

$$F_{о.х} = F_{2-1} + F_{4-3}. \tag{4.49}$$

Если $F_{о.х}$ положительно, то при обратном ходе привод должен развивать положительное тяговое усилие, т. е. конвейер сам обратно не пойдет. Если $F_{о.х}$ отрицательно, то обратный ход будет иметь место, и $F_{о.х}$ — искомое усилие обратного хода. Обратный ход обычно имеет место при $\beta \geqslant 5-6°$.

V. Особенности расчета бремсберговых конвейеров

На рис. 4.7 изображены схемы бремсберговых конвейеров и соответствующие им диаграммы натяжений при различных β. При β = 0° (рис. 4.7, *а*) натяжение ленты от точки *1* непрерывно возрастает; при некотором β (рис. 4.7, *б*) натяжение от точки *1* до точки *2* возрастает, а затем снижается; при β = 5—6° тяговое усилие равно нулю, однако при холостом ходе (незагруженная лента) тяговое усилие $F_0 \neq 0$; при

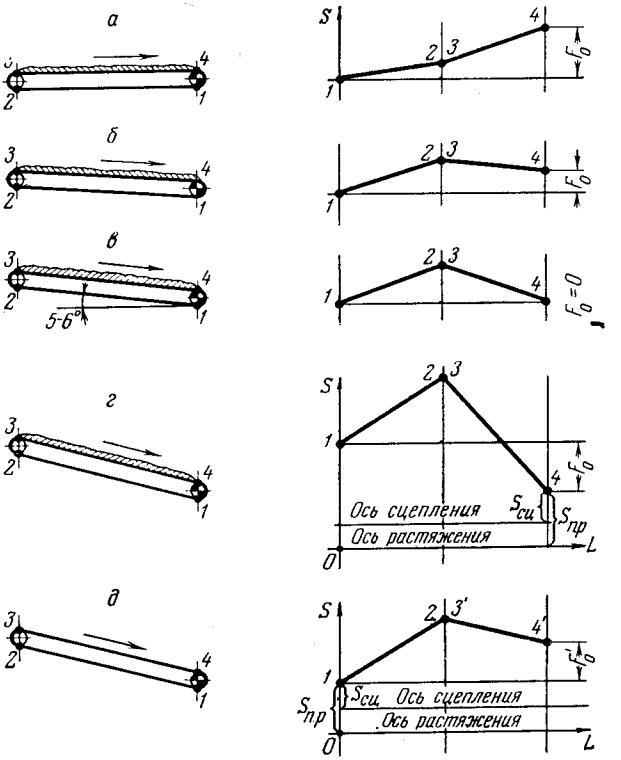


Рис. 4.7. Схемы к расчету бремсберговых конвейеров

β > 6° загруженный конвейер работает в тормозном режиме (рис. 4.6, *г*), т. е. F_0 отрицательно.

Особенности расчета следующие. Диаграммы натяжений чертятся отдельно для загруженного конвейера (рис. 4.7, *г*) и незагруженного конвейера (рис. 4.7, *д*). Если для загруженного конвейера F_0 отрицательно, то $S_{сц}$ находят из (4.12) и откладывают на диаграмме от точки набегания (точка *4* на рис. 4.7, *г*).

Мощность двигателя и усилие натяжного барабана определяют как для загруженного (рис. 4. 7, *г*), так и для незагруженного конвейера (рис. 4. 6, *д*) и принимают из обоих значений наибольшие.

VI. Предельная длина конвейера на один привод

Постановка задачи. Дано: техническая характеристика конвейера; $Q_р$ — расчетная производительность грузопотока, $т/ч$; $\beta = \text{const}$ — угол наклона. Определить $l_{доп}$ — допускаемую длину одного конвейера. $l_{доп}$ может ограничиваться или мощностью двигателя, или прочностью ленты.

А. Предельная длина по мощности двигателя

В выражении (4.43) F_{1-2} и F_{3-4} пропорциональны l (4.37), следовательно, и F_0 пропорционально l, т. е. можно составить пропорцию

$$l — F_0,$$

откуда

$$l_{доп} — F_{доп},$$

$$l_{доп} = l \frac{F_{доп}}{F_0}, \tag{4.50}$$

где l — произвольная длина конвейера;
F_0 — тяговое усилие при длине l;
$F_{доп}$ — допускаемое по мощности двигателя тяговое усилие, определяемое из формул (2.60), (2.61).

Для решения задачи нужно принять произвольную длину l, определить для нее F_0 и затем найти $l_{доп}$ по (4.50).

Б. Предельная длина по прочности ленты

Если натяжение определяется условием повсеместного растяжения, то, пренебрегая в выражении (4.46) $S_{н.р}$, получим, что $S_4 \approx F_{3-4}$, которое пропорционально l, т. е. S_4 примерно пропорционально l.

Если натяжение определяется сцеплением, то по рис. 4.6, *ж*

$$S_4 = S_{сц} + F_0.$$

Так как $S_{сц}$ пропорционально F_0 (4.11), то S_4 пропорционально l, поскольку F_0 пропорционально l. Таким образом, в общем случае можно считать S_4 пропорциональным l, тогда

$$S_{max} — l,$$

откуда

$$S_{доп} — l_{доп},$$

$$l_{доп} = l \frac{S_{доп}}{S_{max}}, \tag{4.51}$$

где l — произвольно взятая длина;
S_{max} — максимальное натяжение при длине l;
$S_{доп}$ — допускаемое натяжение ленты (§ 5.1).

Для решения задачи нужно принять произвольную длину l, определить для нее S_{max} и из выражения (4.51) найти $l_{доп}$.

Увеличения $l_{доп}$ (4.51) достигают либо увеличением $S_{доп}$, либо снижением S_{max}. Первое — за счет применения высокопрочных материалов или увеличения ширины ленты; второе — за счет увеличения скорости ленты [снижается q (2.5) и, следовательно, сила тяги груженой ветви]. Конвейеры большой длины поэтому часто имеют ширину ленты и скорость

завышенные по сравнению с необходимыми для обеспечения производительности по емкости ленты.

Если натяжение ленты ограничивалось сцеплением, то снизить S_{max} и повысить длину можно повышением тяговой способности привода (перейти с однобарабанного привода, например, на двухбарабанный).

§ 4.5. ТЯГОВЫЕ РАСЧЕТЫ МНОГОПРИВОДНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Ленточный конвейер иногда имеет несколько приводных станций, которые могут располагаться в различных точках контура и иметь двигатели, отличающиеся друг от друга мощностью и механическими характеристиками (§ 4.6).

I. Задача о распределении общего тягового усилия между приводами

Дано: расчетная схема конвейера (рис. 4.8, *а*, *б*); F_0 — общее тяговое усилие всех приводов; $F_{1'-2}$, $F_{2'-3}$, $F_{3'-1}$ — силы тяги для участков ленты между приводами; тяговые характеристики двигателей и жесткость ленты (§ 4.3). Определить F_1, F_2, F_3 — тяговые усилия приводов при установившемся режиме.

Задаемся каким-либо значением F_1 из формулы (4.24), определяем F_2. Далее по тому же выражению, применяя «расчет по контуру», определяем F_3 и F_1. Последнее должно равняться принятому в начале F_1, в противном случае расчет повторяется. В (4.24) при таком расчете индекс «1» следует рассматривать как «предыдущий», а индекс «2» — «последующий».

Правильность расчета контролируют условием

$$F_1+F_2+F_3=F_0. \tag{4.52}$$

Как и в тандемприводе (§ 4.3), распределение нагрузки зависит от жесткости механических характеристик двигателей, жесткости ленты и синхронных скоростей приводных барабанов (т. е. радиусов барабанов). Помимо этого она зависит от сил тяги для перемещения отрезка ленты между соседними приводами $F_{1'-2}$ в выражении (4.24), т. е. от места установки привода. Для жестких тросовых лент член с $F_{1'-2}$ в (4.24) равен нулю ($S_0=\infty$), и место установки привода на распределение нагрузки не влияет.

Меры стабилизации распределения нагрузки аналогичны тандемприводу (§ 4.3), т. е. применение приводов со смягченными тяговыми характеристиками всех барабанов. Повышенное скольжение компенсирует отклонения в радиусах барабанов, жесткости ленты и силах тяги отрезков ленты между приводами.

При выполнении тяговых расчетов следует считать, что должные меры стабилизации приняты, и общее тяговое усилие распределяется между приводами пропорционально установленной мощности двигателей.

II. Расчет натяжений ленты

Постановка задачи. Дано: расчетная схема (рис. 4.8, *а*, *б*); силы тяги $F_{1'-2}$, $F_{2'-3}$, $F_{3'-1}$; характеристика приводов (схема, угол обхвата, коэффициент трения); δ_1, δ_2, δ_3 — доля каждого привода в общем тяговом

усилии. Определить натяжение ленты в любой точке контура, мощность двигателей.

Расчет следует вести обязательно с построением диаграммы натяжений. Строим диаграмму, сначала считая, что имеется только один привод. Например, диаграмма по рис. 4.8, *в* построена для схемы по рис. 4.8, *б*

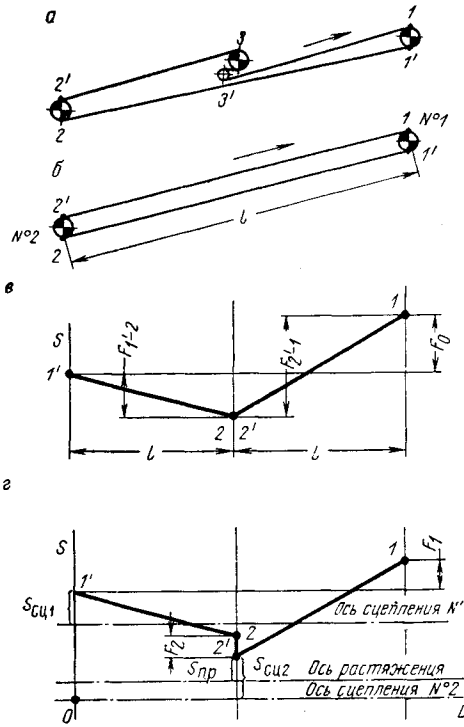


Рис. 4.8. Тяговый расчет многоприводных конвейеров

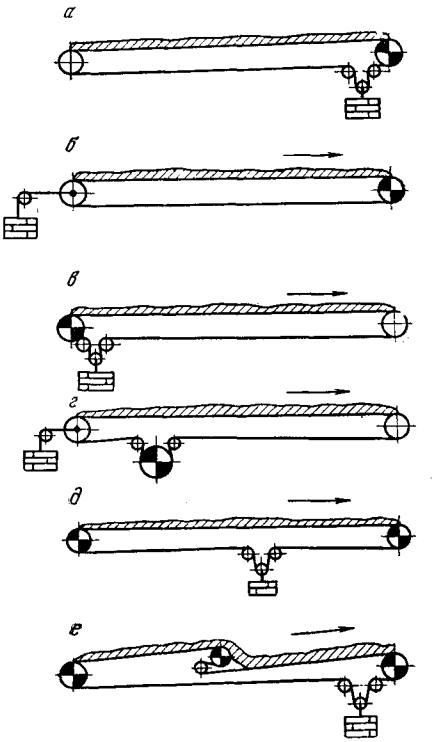


Рис. 4.9. Варианты места расположения приводов и натяжных станций

в предположении одного привода № 1. Полученное общее тяговое усилие F_0 разбиваем между приводами:

$$F_1 = F_0\delta_1; \quad F_2 = F_0\delta_2; \quad F_3 = F_0\delta_2 \qquad (4.53)$$

и строим действительную диаграмму (рис. 4.8, *г*). Для каждого привода определяем $S_{сц}$ (§ 4.3) и положение своей оси по сцеплению. От нижней точки диаграммы откладываем $S_{п.р}$ (4.45) и получаем ось повсеместного растяжения. Нижняя из всех осей — ось абсцисс. Мощности двигателей определяют из (2.60) по найденным выше тяговым усилиям.

§ 4.6. ВЫБОР МЕСТА РАСПОЛОЖЕНИЯ ПРИВОДНЫХ И НАТЯЖНЫХ СТАНЦИЙ

Варианты расположения приводных станций даны на рис. 4.9.

Выбор варианта производят из следующих соображений: конструктивных, удобства эксплуатации, снижения максимального натяжения ленты.

Главное правило выбора: наметить конструктивно возможные варианты, произвести расчет каждого и сравнивать их со всех точек зрения, имея цифровые данные расчетов.

Обычная ошибка — выбор только из одного соображения, исходя из «общих рекомендаций». Например, на бремсберге из вариантов *а* и *в* выбран последний, так как натяжение ленты «меньше». В результате же сравнения цифровых данных расчета может оказаться, что натяжение меньше на 2% при значительных неудобствах в эксплуатации.

Конструктивные соображения весьма разнообразны. Например, для консольного отвалообразователя (рис. 7.9, *г*) вариант по рис. 4.9, *а* невозможен, так как на конце консоли окажется большой груз. Допустим, что при реконструкции конвейера нужно установить дополнительный привод, а в голове конвейера для него нет места, тогда придется принимать вариант по рис. 4.9, *д*.

К удобству эксплуатации относятся соображения доставки узлов привода и их установки, подвод электроэнергии, надзор за приводом и т. п. Обычно удобнее вариант *а*, так как место разгрузки ближе к складам и мастерским, к источникам энергии, там обычно имеются люди и т. д. Варианты *д* и *е* всегда менее удобны, чем одноприводные схемы.

Натяжение ленты на одноприводных конвейерах может зависеть от расположения привода, если оно определяется сцеплением (§ 4.4). Привод нужно располагать в месте, где натяжение имеет наибольшую величину, т. е. в голове уклонного или в хвосте бремсбергового конвейера. Для горизонтальных или слабонаклонных конвейеров варианты *а*, *в* и *г* равноценны.

На многоприводных конвейерах натяжение снижается, во-первых, за счет установки дополнительного привода, что снижает натяжение ленты по сцеплению вне зависимости от места расположения этого привода, во-вторых, за счет распределения приводов по длине конвейера, что снижает натяжение за счет снижения пиков на диаграмме натяжений (рис. 4.8, *в*, *г*).

Вариант по рис. 4.9, *д* по сравнению с вариантом 4.9, *а* снижает натяжение на 30—40% для бремсбергов при углах наклона 2—6°; для горизонтальных конвейеров это снижение порядка 5—7%; для уклонов и сильнонаклонных бремсбергов распределение приводов по длине не дает никакого эффекта. Вариант по рис. 4.9, *е* существенно снижает натяжение в любых условиях.

В многоприводных конвейерах (варианты *д*, *е*) потребляемая мощность такая же, как и при одном приводе, но суммарная паспортная мощность двигателей увеличивается для компенсации неизбежного перераспределения нагрузки между двигателями (табл. 2.1).

В большинстве случаев для горизонтальных, уклонных и бремсберговых конвейеров принимают вариант *а*; для бремсбергов — иногда вариант *в*; для консольных отвалообразователей — вариант *в* или *г*; для слабонаклонных конвейеров встречается вариант *д*. Вариант *е* применяют редко, и целесообразность его из-за сложности узла установки привода на грузовой ветви сомнительна.

Возможные варианты расположения натяжных станций показаны на рис. 4.9.

Количество жестких натяжных станций на одном конвейере в принципе может быть любым. Грузовая или автоматическая станция должна быть только одна, так как при двух станциях конвейер превращается

в неуправляемую систему. Дополнительно к ней можно иметь жесткую станцию для периодической компенсации вытяжки ленты.

Выбор варианта производят из соображений конструктивных, поддержания стабильного натяжения на приводе, величины усилия натяжной станции, возможной силы торможения конвейера.

При жестких натяжных станциях место расположения оценивают только из конструктивных соображений, так как натяжения определяются только длиной контура конвейера и от места установки станции не зависят.

Конструктивные соображения следующие: возможность обеспечения нужного хода натяжного барабана, минимальное количество дополнительных барабанов (при варианте *б* их нет, а в варианте *а* их три), невозможность использования разгрузочного барабана в качестве натяжного (в вариантах *в* или *г* разгрузочный барабан не может перемещаться, так как будет перемещаться точка разгрузки, что обычно недопустимо) и др.

Стабильность натяжения $S_{сб}$ сбегающей ветви привода обеспечивается при варианте *а*. При варианте *б* $S_{сб}$ будет изменяться из-за изменений в силе тяги холостой ветви.

Вопрос величины тормозного усилия $F_т$ представляет интерес для конвейеров, работающих при установившемся режиме с положительным тяговым усилием F_0, поскольку при торможении конвейера $S_{сб}$ привода из наименьшего натяжения превращается в наибольшее. Лучшим с этой точки зрения является жесткое натяжное устройство, так как перестройка натяжений не сказывается на величине $F_т$, которое можно реализовать до (0,8—0,9) F_0.

При грузовом устройстве в варианте по рис. 4.9, *а* $F_т \approx 0{,}1\ F_0$, так как $S_{сб}$ ограничивается весом натяжного груза. При резком торможении $S_{сб}$ возрастает, и груз с большой скоростью подбрасывается вверх, что ведет к аварии. При варианте *б* $F_т \approx 0{,}2\ F_0$ (при горизонтальном конвейере). Этот вариант обеспечивает значительное $F_т$, если оборудовать тормозом натяжной барабан. Наилучшим является вариант *в*, где $F_т = F_0$ и более, поскольку $S_{сб}$ ограничивается здесь только прочностью ленты.

В вариантах *а* и *б* можно обеспечить значительное $F_т$ при механических автоматических станциях с червячным самотормозящимся редуктором, так как при торможении станция превращается в жесткую.

Обычно для стационарных конвейеров при автоматических механических станциях по соображениям удобства эксплуатации и стабильности $S_{сб}$ принимают вариант *а*, при грузовых станциях он пригоден только, если не требуется больших $F_т$ (на уклонах). Вариант *б*, как правило, применяют при жестких станциях (из-за простоты конструкции) и в некоторых случаях при грузовых.

Вариант *д* по конструктивным соображениям обычен для стационарных конвейеров на поверхности шахт и обогатительных фабрик.

§ 4.7. ТЯГОВЫЕ РАСЧЕТЫ И ПРОФИЛИРОВАНИЕ КОНВЕЙЕРОВ СЛОЖНОГО ПРОФИЛЯ

Вогнутый переход с изломом (рис. 4.10, *а*) выполнять нельзя: лента в точке *5* не прилегает к роликам, висит в воздухе, сбрасывая с себя груз. Переход выполняют либо по рис. 4.10, *б* (из-за сложности узла очень

редко), либо, как правило, по дуге окружности радиуса R_1 (рис. 4.10, *в*), определяемого как радиус кривизны линии провеса незагруженной ленты:

$$R_1 = \frac{S}{q_л \cos^2 \beta}, \text{ м}, \tag{4.54}$$

где S — натяжение ленты в точке 5 (нескругленного профиля), *кГ*;
$q_л$ — погонный вес незагруженной ленты, *кГ/м*;
β — угол перелома профиля.

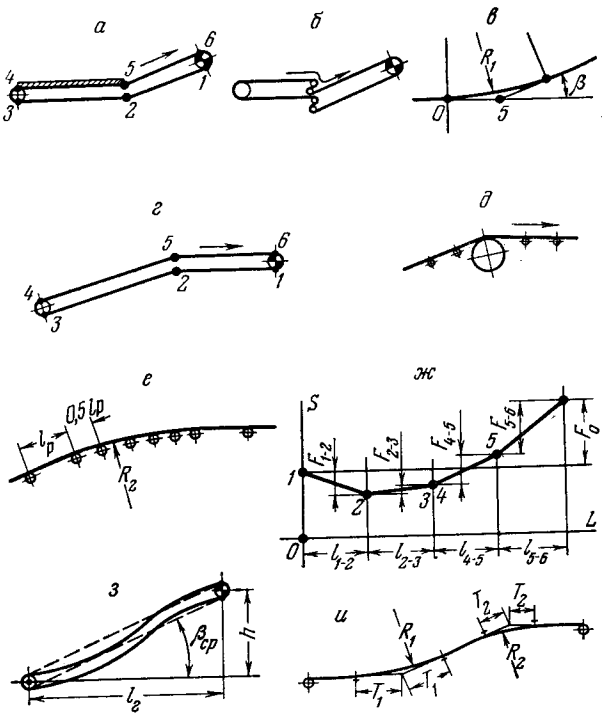


Рис. 4.10. Профилирование ленточного конвейера

Вне зависимости от результатов расчета R_1 принимают не менее 50 *м*.

Выпуклый переход с изломом на обычной опоре (рис. 4. 10, *г*) выполнять нельзя — подшипники ролика будут раздавлены, желобчатая лента из-за излома на большой угол разрушается и получает продольные разрывы по всей длине в точках M и N (рис. 4.2, *б*).

Переход для плоской ленты можно делать на барабане (рис. 4.10, *д*), а для желобчатой ленты — по дуге окружности радиуса R_2 (рис. 4. 10, *е*).

$$R_2 = 100 h_ж, \tag{4.55}$$

где $h_ж$ — глубина желоба (рис. 4.2, *б*).

При $\delta = 20°$

$$R_2 = 12B, \tag{4.56}$$

где B — ширина ленты.

Расстояние между роликоопорами на переходе — не более половины нормального расстояния на прямых участках для уменьшения угла перелома ленты и нагрузки на подшипники.

Тяговые расчеты конвейеров полностью аналогичны § 4.4. Схему конвейера принимают без скруглений (рис. 4.10, *а*), диаграмму натяжений строят по общим правилам (рис. 4.10, *ж*).

Если угол наклона непрерывно изменяется (рис. 4.10, *з*), то конвейер считают прямолинейным со средним углом

$$\operatorname{tg}\beta_{ср}=\frac{h}{l_г}, \qquad (4.57)$$

где h — разность высоты концевых барабанов;

$l_г$ — горизонтальная проекция.

Общий порядок профилирования конвейера состоит в следующем. Сначала составляют профиль в виде ломаной линии (рис. 4.10, *и*), углы наклона которой ни в одной точке не должны превышать предельных. Производят тяговый расчет. Определяют радиусы R_1 и R_2. Изломы профиля скругляют (начало и конец переходов определяют по величине тангенсов T_1 и T_2 — § 19.4).

§ 4.8. ПРИБЛИЖЕННЫЕ ТЯГОВЫЕ РАСЧЕТЫ

Мощность одноприводных и многоприводных конвейеров определяют по формуле (2.68). Она пригодна для всех случаев, кроме бремсберговых конвейеров с малыми углами наклона (до 8—10°), когда мощность может определяться мощностью холостого хода (§ 4.4), которая по (2.68) определена быть не может.

Для горизонтальных и уклонных конвейеров с одним приводом, расположенным в голове, можно приближенно определять максимальное натяжение ленты, которым является $S_{нб}$ привода (рис. 4.6, *ж*). Если считать, что натяжение ленты ограничивается сцеплением (обычный случай), то, определив N (2.68), находим F_0 (2.60) и из выражения (4.31) получаем $S_{нб}$.

Для бремсберговых конвейеров приближенный расчет максимального натяжения неприемлем, так как максимальное натяжение часто наблюдается не на приводе (рис. 4.7) и, кроме того, его нельзя считать пропорциональным тяговому усилию (по рис. 4.7, *в* $F_0 = 0$, а натяжение значительно).

Для многоприводных конвейеров приближенное определение максимального натяжения ленты в принципе неприемлемо, так как оно зависит от места установки приводов, распределения нагрузки между ними и пр., а не только от общей мощности конвейера, которую мы можем определить по (2.68).

§ 4.9. ПЕРЕХОДНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ КОНВЕЙЕРА

Для конвейеров с небольшими скоростями (до 2 *м/сек*) и длинами (до 500 *м*) применяют в качестве приводных асинхронные короткозамкнутые двигатели без пусковых муфт. Пуск происходит быстро (2—3 *сек*), пробуксовка ленты не опасна и усилия натяжных устройств, принятые по статическому расчету (§ 4.4), приемлемы.

Для длинных конвейеров с большими скоростями лент применяют регулирование пускового момента, пуск длительный (иногда до 40 *сек*), пробуксовку допускать нежелательно. Для таких конвейеров следует находить усилия натяжных устройств по условию отсутствия пробуксовки при пуске, т. е. производить расчет переходных режимов. Его выполняют двумя методами — считая ленту жесткой (для тросовых лент) или считая ее упругой (для тканевых и кордовых лент). К переходным режимам относится и торможение конвейера, расчет которого производят, считая ленту жесткой.

I. Расчет переходных режимов для конвейера с жесткой лентой

А. Пуск конвейера

Постановка задачи. Дано (рис. 4.11, *а*): F_0 — тяговое усилие привода (по результатам ранее выполненного статического расчета — § 4.4), скорость ленты, погонные веса груза, ленты и роликов, характеристика привода. Требуется определить

пусковой момент двигателя, время пуска, усилие натяжной станции, натяжения ленты при пуске.

Задаемся кратностью среднего пускового момента $\lambda_п$, считая его постоянным (обычно 1,3—1,5), из (2.63) находим пусковое ускорение и из (2.65) время пуска.

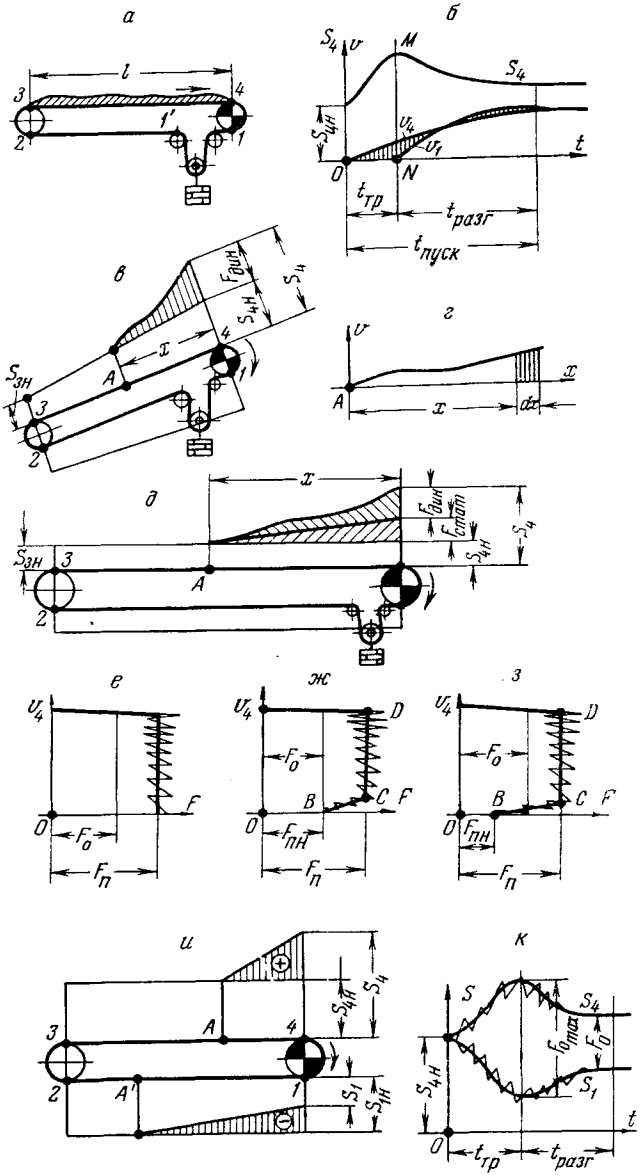


Рис. 4.11. Переходные режимы работы ленточного конвейера

Если последнее нас не устраивает, изменяем $\lambda_п$. Находим силы тяги груженой и холостой ветви с учетом ускорений (4.38). Дальнейший расчет натяжений ленты и усилия натяжного устройства идет точно так же, как и при расчете установившегося режима (§ 4.4), только при расчете $S_{сц}$ (4.11) принимают $k_t = 1{,}1$, поскольку принимаемое при статическом расчете $k_t = 1{,}2—1{,}3$ учитывает повышение тягового усилия при пуске.

Б. Торможение конвейера

Постановка задачи. Дано (рис. 4.11, *а*): F_0 — тяговое усилие привода (статическое), скорость ленты, погонные веса груза, ленты и роликов, характеристика привода, усилие натяжного устройства, максимальное натяжение ленты при пуске. Требуется определить $F_т$ — тормозное усилие привода. Задаемся $F_т$ и из (2.64) находим замедление. Находим силы тяги груженой и холостой ветви с учетом замедления из (4.38) и строим диаграмму натяжений. Проверяем, чтобы максимальное натяжение было не более такового при пуске и усилие натяжного устройства не превосходило заданного. Если эти требования не выполняются, уменьшают $F_т$ и делают расчет заново. Путь и время торможения находят из (2.65), (2.66).

В. Связь динамического и статического расчетов

Общий порядок расчета конвейера следующий. Производят статический расчет (§ 4.4), по которому принимают ленту по прочности и мощности двигателя. Затем выполняют динамический расчет и уточняют вес груза натяжного устройства. Если он больше, чем при статическом расчете, то производят расчет натяжений ленты при установившемся режиме, исходя из заданного веса натяжного груза («методом обхода контура» от точки подвеса груза). Если требуется, то увеличивают прочность ленты. Величина натяжения ленты при пуске используется только при расчете радиусов перехода конвейера (4.54) для гарантии от приподнимания ленты с роликов при пуске. Для расчета на прочность динамические натяжения не используют, так как запасы прочности даются по статическим натяжениям.

Принятый конвейер рассчитывают на торможение, подбирая $F_т$ так, чтобы режим торможения не требовал изменения параметров конвейера. Если окажется, что при этом невозможно выдержать нужного времени и пути торможения, то придется увеличить усилие натяжной станции, исходя из требований торможения, и произвести расчет прочности ленты, исходя из полученного усилия натяжной станции.

II. Расчет переходных режимов для конвейера с упругой лентой

Связь динамического и статического расчетов такая же, как и при расчете пуска конвейера с жесткой лентой (см. выше). Расчет зависит от вида натяжного устройства.

А. Грузовое натяжное устройство

Постановка задачи. Дано: F_0 — тяговое усилие (статическое), *кГ*; $v_н$ — номинальная скорость ленты, *м/сек*; $q_{гр.р}$ и $q_{гр.х}$ — суммарный погонный вес полезного груза, ленты и роликов на рабочей и холостой ветвях, *кГ/м*; l — длина конвейера, *м*; S_0 — жесткость ленты (4.16), (4.17), *кГ*; тяговая характеристика двигателя (рис. 4.4, *д*), за которую при наличии изломов принимаем осредняющую линию (рис. 4.11, *е*, *ж*, *з*). Требуется определить вес груза натяжного устройства, расположенного непосредственно за приводом (рис. 4.11, *а*), максимальную скорость и ход груза.

Процесс пуска состоит из двух фаз: фаза трогания конвейера с места и фаза разгона. В первой фазе упругая волна пробегает по ленте от точки *4* через точки *3* и *2* до точки *1′*. При этом приводной барабан вращается, лента, сматывающаяся с барабана, принимается натяжным устройством, груз которого опускается. В точке *1′* лента неподвижна, т. е. до конца первой фазы пуска (пока упругая волна не дойдет до точки *1′*) имеются неподвижные точки контура ленты. Во второй фазе конвейер разгоняется до номинальной скорости при ленте, движущейся по всему контуру. Как в первой, так и во второй фазе натяжение ленты в точке *1* остается постоянным, равным половине веса натяжного груза.

На рис. 4.11, *б* показаны графики натяжения ленты S_4 в точке *4* и скоростей ленты v_4 и $v_{1'}$ в точках *4* и *1′*. Ординаты штриховки показывают разность скоростей v_4 и $v_{1'}$, т. е. скорость, с которой натяжное устройство должно принимать сматывающуюся с барабана ленту. $t_{тр}$ и $t_{разг}$ — длительность фаз трогания и разгона. Из графиков видно, что наибольшая величина S_4, скорость приема ленты натяжным устройством, и наибольшая опасность пробуксовки соответствуют концу первой фазы, которая, следовательно, является определяющей. Вторая фаза не определяет ничего, кроме длительности процесса разгона.

Исследуем фазу трогания с места. Рассмотрим перемещение упругой волны по рабочей ветви наклонного ленточного конвейера с идеально упругой лентой (рис. 4.11, *в*). За время t, *сек*, фронт волны A переместится на расстояние

$$x = b_р t, \text{ м}, \tag{4.58}$$

где $b_р$ — скорость распространения волны, *м/сек*.

Натяжение S_4 по сравнению с начальным $S_{4н}$ увеличилось на величину динамической силы тяги $F_{дин}$, необходимой для разгона ленты на участке A—4. По теореме импульсов

$$F_{дин}=\frac{d(mv)}{dt},\ кГ, \tag{4.59}$$

где $d(mv)$ — приращение количества движения отрезка A—4 за время dt.

На отрезке x (рис. 4.11, *г*) количество движения не изменяется, оно изменяется только на участке dx:

$$d(mv)=v_4\,dm=v_4\rho_р\,dx=v_4\rho_р b_р\,dt, \tag{4.60}$$

где

$$\rho_р=\frac{q_{бр.\,р}}{g},\ кГ\cdot сек^2/м^2.$$

Подставляя в (4.59) $d(mv)$ из (4.60), получим

$$F_{дин}=v_4\rho b_р,\ кГ, \tag{4.61}$$

т. е. динамическая сила тяги пропорциональна скорости ленты в точке 4. Натяжение ленты при пуске

$$S_4=S_{4п}+F_{дин}=S_{4н}+v_4\rho b_р,\ кГ. \tag{4.62}$$

Скорость волны $b_р$ можно определить из следующих соображений. За время t лента в точке 4 переместится (намотается на барабан) на длину y, т. е. на длину упругой вытяжки ленты на отрезке x:

$$y=\Delta\varepsilon_{ср}x, \tag{4.63}$$

где $\Delta\varepsilon_{ср}$ — средняя величина изменения относительного удлинения ленты на длине x при пуске по сравнению с положением до пуска.

В соответствии с (4.15)

$$\Delta\varepsilon_{ср}=\frac{\Delta S_{ср}}{S_0}, \tag{4.64}$$

где $\Delta S_{ср}$ — средняя величина приращения натяжений ленты по сравнению с натяжением до пуска на длине x,

$$\Delta S_{ср}=\frac{F_{дин}}{2}=\frac{v_4\rho_р b_р}{2}.$$

Подставляя в (4.63) значение $\Delta\varepsilon_{ср}$ (4.64) и считая движение точки 4 равноускоренным, т. е. считая, что $y=0{,}5\,v_4t$, имеем

$$y=\frac{v_4\rho_р b_р x}{2S_0}=\frac{v_4\rho_р b_р^2 t}{2S_0}=0{,}5v_4t,$$

откуда

$$b_р=\sqrt{\frac{S_0}{\rho_р}},\ м/сек. \tag{4.65}$$

Реальная лента не обладает идеальной упругостью, имеет провес между роликами и др., поэтому выражение (4.65) приближенно и дает завышенные результаты. Для b лучше иметь опытные данные. Порядок величины для тканевых лент на рабочей ветви $b_р=100$—250 *м/сек*, на холостой ветви $b_х=400$—600 *м/сек*.

Для рассмотренного выше наклонного конвейера (рис. 4.11, *в*) статические натяжения ленты по контуру до пуска и после пуска не изменяются, поэтому S_4 (4.62) меняется только из-за динамической составляющей. В случае горизонтального конвейера (рис. 4.11, *д*) натяжение ленты перед пуском можно считать всюду одинаковым, равным $S_{4н}$. С распространением волны натяжение S_4 растет не только за счет $F_{дин}$, но и за счет того, что для перемещения отрезка длиной x нужно приложить некоторую статическую силу тяги, увеличивающуюся с ростом x, т. е.

$$S_4=S_{4н}+F_{дин}+F_{ст}=S_{4н}+v_4\rho_р b_р+xq_{бр.\,р}w'S=_{4н}+v_4\rho_р b_р+tb_р q_{бр.\,р}w',\ кГ. \tag{4.66}$$

Если лента не идеально упругая, то на участке x (рис. 4.11, *г*) количество движения уменьшается (происходит рассеивание энергии), поэтому $d(mv)$ будет меньше, чем (4.60). Тогда

$$F_{\text{дин}}=\frac{d(mv)\,\zeta}{dt}=v_4\rho_{\text{р}}b_{\text{р}}\zeta\,, \tag{4.67}$$

где $\zeta = 0{,}6—0{,}8$ — коэффициент, учитывающий уменьшение приращения количества движения на длине x за счет рассеивания энергии.

Окончательно для общего случая (горизонтальный конвейер с реальной лентой)

$$S_4=S_{4\text{н}}+v_4\rho_{\text{р}}b_{\text{р}}\zeta+tb_{\text{р}}q_{\text{б р. р}}w',\ \kappa\Gamma. \tag{4.68}$$

Для наклонных конвейеров последний член не учитывается. Это выражение будет справедливо до момента прихода волны в точку *3* (рис. 4.11, *а*, *в*). Потом волна частично отражается от точки *3*, частично проходит на холостую ветвь и движется к точке *1'*, т. е. происходит перестройка волнового процесса. Для упрощения задачи допускаем, что и после прихода волны в точку *3* натяжение S_4 находится из (4.68). Основания для этого следующие. Оставляя в последнем члене выражения (4.68) $q_{\text{б р. р}}$, тогда как нужно было бы вводить $q_{\text{б р. х}}$, мы вводим некоторый запас надежности. Волна по рабочей ветви движется значительно дольше, чем по холостой, поэтому от момента отражения волны в точке *3* до окончания фазы трогания проходит небольшое время, за которое перестройка процесса не успевает оказать существенного влияния на $F_{\text{дин}}$, а отраженная в точке *3* волна не успевает прийти в точку *4*.

В общем случае тяговая характеристика двигателя может иметь вид по рис. 4.11, *ж*, *з*. На участке BC, на котором происходит трогание конвейера,

$$F=F_{\text{нн}}+uv_4,\ \kappa\Gamma, \tag{4.69}$$

где $F_{\text{нн}}$ — начальное тяговое усилие, $\kappa\Gamma$;

$$u=\frac{F_{\text{п}}-F_{\text{ин}}}{v_C},\ \kappa\Gamma м/сек,$$

где, в свою очередь,

v_c — скорость в точке C характеристики, $м/сек$;

$F_{\text{п}}$ — тяговое усилие на участке CD, $\kappa\Gamma$.

В период пуска тяговое усилие двигателя

$$F=S_4-S_1+m_{\text{пр}}\frac{dv_4}{dt},\ \kappa\Gamma, \tag{4.70}$$

где $m_{\text{пр}}$ — масса привода, приведенная к окружности барабана [второй член формулы (2.46)], $\kappa\Gamma\cdot сек^2/м$.

Подставляя в (4.70) S_4 из (4.68) и F из (4.69), получим дифференциальное уравнение, решение которого относительно v_4 дает

$$v_4=\frac{1}{D}\left[\frac{m_{\text{пр}}}{D}\left(B-Ce^{\frac{-Dt}{m_{\text{пр}}}}\right)+A-Bt\right],\ м/сек, \tag{4.71}$$

где $D=b_{\text{р}}\rho_{\text{р}}\zeta-u$, $\kappa\Gamma\cdot сек/м$.

Если тяговая характеристика двигателя имеет вид по рис. 4.11, *е*, то $u=0$.

Для наклонных конвейеров, у которых разность натяжений $S_{4\text{н}}-S_{1\text{н}}$ до пуска равна F_0, а последний член в (4.68) равен нулю,

$$A=F_{\text{нн}}-F_0,\ \kappa\Gamma;$$
$$B=0;$$
$$C=\frac{DA}{m_{\text{пр}}},\ \kappa\Gamma/сек.$$

Для горизонтальных конвейеров, у которых $S_{4\text{н}}-S_{1\text{н}}=0$, а последний член в (4 68) не равен нулю,

$$A=F_{\text{нн}},\ \kappa\Gamma;$$
$$B=b_{\text{р}}q_{\text{б р. р}}w',\ \kappa\Gamma/сек;$$
$$C=B+\frac{DA}{m_{\text{пр}}},\ \kappa\Gamma/сек.$$

Длительность фазы трогания (рис. 4.11, *б*)

$$t_{тр}=\frac{l}{b_р}+\frac{l}{b_х},\ сек. \tag{4.72}$$

Окружная скорость барабана в конце фазы трогания $v_{тр}$ определяется из (4.71) при $t = t_{тр}$.

Длительность фазы разгона можно определять как для конвейера с жесткой лентой:

$$t_{разг}=\frac{v_н-v_{тр}}{a},\ сек, \tag{4.73}$$

где a — ускорение при пуске (2.63), $м/сек^2$.

Полная длительность пуска

$$t_{пуск}=t_{тр}+t_{разг}. \tag{4.74}$$

Для определения натяжения ленты по сцеплению нужно знать тяговое усилие, передаваемое от барабана к ленте в момент окончания фазы трогания. Оно равно

$$F_{0.\,max}=S_{4\,max}-S_{1\,min}. \tag{4.75}$$

Для грузового натяжного устройства $S_1 = S_{1н} = const$, а $S_{4.\,max}$ находится из (4.68). Для горизонтального конвейера $S_{4н}-S_{1н} = 0$, а последний член, отражающий нарастание статического усилия, при $t = t_{тр}$ должен равняться F_0. Для наклонного конвейера последний член в (4.68) равен нулю, но $S_{4н} - S_{1н} = F_0$, поэтому в обоих случаях

$$F_{0.\,max}=F_0+v_{тр}\rho_р b_р \zeta,\ кГ. \tag{4.76}$$

Имея $F_{0.\,max}$, можно определить натяжение ленты по сцеплению $S_{сц}$ (4.11) и максимальное натяжение ленты при пуске

$$S_{4\,max}=S_1+F_{0.\,max}=S_{сц}+F_{0.\,max}. \tag{4.77}$$

Максимальная скорость опускания натяжного груза с учетом того, что точка *1'* неподвижна (рис. 4.11, *а*), а следовательно, скорость центра барабана равна половине скорости сматывания ленты,

$$v_{нат.\,max}=0{,}5v_{тр}. \tag{4.78}$$

Ход груза пропорционален площади, отмеченной на рис. 4.11, *б* штриховкой. Если допустить, что площади левее и правее линии MN одинаковы, а левая часть представляет собой треугольник, то ход равен

$$l_{нат.\,max}=2\left(\frac{t_{тр}v_{нат.\,max}}{2}\right)=\frac{t_{тр}v_{тр}}{2},\ м. \tag{4.79}$$

Расчет пуска ведут в следующем порядке. Задаются тяговой характеристикой привода (рис. 4.11, *ж*, *з*). Обычно принимают $F_н = (1{,}3—1{,}5)\ F_0$; для горизонтальных конвейеров $F_{пн} = (0{,}5—0{,}6)\ F_0$ (рис. 4.11, *з*); для наклонных конвейеров $F_{пн} = F_0$ (рис. 4.11, *ж*). Скорость v_c в точке C характеристики принимают сначала произвольной, возможно меньшей по электротехническим соображениям.

Находят длительность фазы трогания $t_{тр}$ (4.72) и, подставляя в (4.71) $t = t_{тр}$, находят скорость $v_{тр}$. Проверяют правильность выбора тяговой характеристики — полученное $v_{тр}$ должно быть меньше v_c, т. е. чтобы фаза трогания кончалась на участке BC тяговой характеристики (рис. 4.11, *ж*, *з*). Желательно, чтобы v_c совпадало с $v_{тр}$. По $v_{тр}$ из (4.76) находят $F_{0.\,max}$, по которому определяют натяжение ленты по сцеплению $S_{сц}$ (4.11) при $k_t = 1{,}1$. По $S_{сц}$ и $F_{0.\,max}$ из (4.77) находят максимальное натяжение ленты при пуске.

Величина натяжного груза равна удвоенному $S_{сц}$.

Из (4.73) определяют время разгона и из (4.74) общую длительность пуска. Расчет ведут для загруженного конвейера, при этом длительность пуска, динамические усилия, опасность пробуксовки наибольшие. Желательно производить также расчет пуска незагруженного конвейера и подобрать механическую характеристику двигателя для холостого пуска такую, чтобы не было слишком краткого пуска и большой скорости падения натяжных грузов.

Б. Автоматическое натяжное устройство, работающее в период пуска и в период установившегося режима

Постановка задачи аналогична пункту *А*. На месте грузового устройства (рис. 4.11, *а*) установлена автоматическая станция. Требуется определить скорость перемещения, усилие, ход и мощность натяжной станции как при пуске, так и при установившемся режиме.

Считаем, что натяжная станция обеспечивает прием ленты, сматывающейся с привода при пуске, так что точка *1'* остается неподвижной. При этом расчет пуска ничем не отличается от случая грузового натяжного устройства. По тяговому усилию (4.76) находят натяжение ленты по сцеплению, удваивая которое, получают расчетное усилие натяжного барабана; по выражению (4.78) находят максимальную скорость барабана; по усилию и скорости — мощность привода натяжной станции. Для установившегося режима работы конвейера расчетное натяжение принимают по данным статического расчета, а необходимую скорость перемещения натяжного барабана — по опытным данным (обычно 0,1—0,15 *м/сек*, иногда до 0,25 *м/сек*). Мощность привода станции при установившемся режиме получается в несколько раз меньше, чем для периода пуска, в связи с чем иногда применяют станции с двумя двигателями: большой мощности для периода пуска и малой — для установившегося режима работы. Для уменьшения инерционности системы двигатель малой мощности остается включенным постоянно и к нему по сигналам датчиков, контролирующих натяжение ленты, с помощью электромагнитных муфт периодически подключается на ход «вперед» или «назад» редуктор привода натяжной станции.

В. Жесткая натяжная станция

Постановка задачи аналогична пункту *А*. Отличие состоит в том, что натяжной барабан закреплен жестко (рис. 4.11, *и*), и требуется определить натяжение ленты $S_{1н}$ перед запуском, при котором обеспечивается пуск без пробуксовки.

Натяжение в точке *1* не остается постоянным. По аналогии с (4.68)

$$S_1 = S_{1н} - v_4 b_x \rho_x \zeta - t b_x q_{бр.\,x} w'. \tag{4.80}$$

Знаки минус поставлены потому, что по холостой ветви распространяется волна сжатия (т. е. волна уменьшения натяжения).

На рис. 4.11, *к* представлены графики изменения натяжений S_4 и S_1 во времени. Максимальное натяжение S_4 и минимальное S_1, т. е. наибольшая опасность пробуксовки соответствует концу фазы трогания, за которую, как и раньше, считаем время пробега волны от точки *4* до точки *1*, т. е. до того момента, когда сматывающаяся с привода лента начнет приниматься за счет перемещения всей ленты приводом.

Подставляя S_1 (4.80) в уравнение (4.70), получим для v_4 такое же решение, что и (4.71), но

$$D = b_р \rho_р \zeta + b_x \rho_x \zeta - u,\ кГ \cdot сек/м,$$

а для горизонтального конвейера

$$B = (b_р q_{бр.\,р} + b_x q_{бр.\,x})\, w',\ кГ/сек.$$

По аналогии с (4.76) максимальное тяговое усилие при пуске

$$F_{0.\,max} = F_0 + v_{тр} \zeta\, (\rho_р b_р + \rho_x b_x)\ кГ. \tag{4.81}$$

По $F_{0.\,max}$ из (4.11) находим натяжение ленты $S_{сц}$ по сцеплению.

Необходимое перед пуском натяжение можно найти из (4.80), подставив $S_{сц}$ вместо S_1:

$$S_{1н} = S_{сц} + v_{тр} b_x \rho_x \zeta + l q_{бр.\,x} w',\ кГ. \tag{4.82}$$

В третьем члене принята статическая составляющая силы тяги только холостой ветви потому, что волновой процесс с холостой ветви на рабочую переходит в незначительной степени. Для наклонных конвейеров этот член не учитывают.

Для случая жесткого натяжного устройства процесс отражения волн играет большую роль, чем для грузового, поскольку за период трогания волна от точки *1* успевает дойти до точки *2* и назад, т. е. полученные расчетом натяжения отражают основной процесс пуска (жирные линии на рис. 4.11, *к*), на который в действительности накладываются дополнительные волновые процессы (тонкие линии на рис. 4.11, *к*) от отражения волн, от того, что реальные тяговые характеристики

могут иметь вид ломаных линий (тонкие линии на рис. 4.11, *е*, *ж*, *з*). Эти накладки при нормальном исполнении пусковых устройств не носят определяющего характера и компенсируются запасом тяговой способности привода.

Г. Влияние тяговой характеристики двигателя на процесс пуска

Вид тяговой характеристики является определяющим фактором для процесса пуска. Если принять характеристику по рис. 4.11, *е*, т. е. с постоянным пусковым усилием, то в фазе трогания будет иметь место значительный избыток момента двигателя, и запуск произойдет с «рывком». При этом мы получим значительную скорость барабана $v_{тр}$ (4.71) в конце фазы трогания, что вызовет ряд отрицательных моментов: большое тяговое усилие (4.76), значительное натяжение ленты (4.77), очень большую скорость натяжного барабана (4.78), т. е. резкое падение груза либо очень большая мощность привода автоматической натяжной станции, повышение хода натяжного устройства.

При тяговой характеристике типа рис. 4.11, *ж*, *з* усилие двигателя растет в соответствии с ростом динамической и статической составляющих. Избытка момента двигателя нет, $v_{тр}$ получается небольшим, динамические натяжения ленты, скорость перемещения натяжного барабана, усилия натяжных устройств, мощность привода автоматических натяжных станций значительно ниже, чем при пуске с характеристикой типа рис. 4.11, *е*. Особое значение этот вопрос имеет для горизонтальных конвейеров, которые, во-первых, имеют значительную длину, т. е. значительное $t_{тр}$ (4.72), во-вторых, в начальный момент пуска для них тяговое усилие равно нулю и избыток момента двигателя особенно ярко проявляется. $F_{пн} = 0{,}5\ F_0$ (рис. 4.11, *з*) принимают для гарантии трогания с места, поскольку из-за случайных причин может потребоваться некоторое тяговое усилие.

Литература к гл. 4: 20, 46, 52, 63, 76, 96, 147, 171, 186.

ГЛАВА 5

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ УСТРОЙСТВА И ЭКСПЛУАТАЦИИ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

§ 5.1. ЛЕНТА

Требования к ленте. Лента должна быть прочной и гибкой в продольном и поперечном направлениях, износостойкой, иметь возможно меньший вес и толщину, противостоять ударам кусков транспортируемого материала в местах загрузки конвейера. Возможны дополнительные требования: пожаробезопасность, работоспособность при высоких (до +120° С) и низких (до —45° С) температурах, устойчивость против агрессивного воздействия среды, возможность транспортирования при повышенных углах наклона конвейера и др.

Классификация лент. По назначению ленты делят на ленты общего и специального назначения (теплостойкие, морозостойкие, маслостойкие, для повышенных углов наклона и др.). Классификация по конструктивному признаку приведена на рис. 5.1. На горных предприятиях в основном применяются типы **а** и **ж**; начинает внедряться тип **е**.

Устройство ленты. Тканевые многопрокладочные нарезные ленты (рис. 5.1) состоят из нескольких прокладок (слоев) *1*, пропитанных и соединенных между собой резиной с помощью вулканизации. Прокладки составляют каркас (основу) ленты и защищаются от повреждений и проникновения влаги верхней *2*, нижней *3* и боковыми *6* (бортовыми) обкладками, которые могут усиливаться слоем разреженной (брекерной)

ткани *5*. Для гибкости ленты между прокладками часто имеются слои резины *4* (сквиджи). Толщина прокладки в тканевых нарезных лентах составляет 1,5—2,5 *мм*, верхней обкладки 3—6 *мм* и более, нижней 1—3 *мм*, сквиджей 0,2—0,3 *мм*. Материалом для прокладочной ткани (бельтинга) является обычный хлопок (обычный бельтинг) или длинноволокнистый

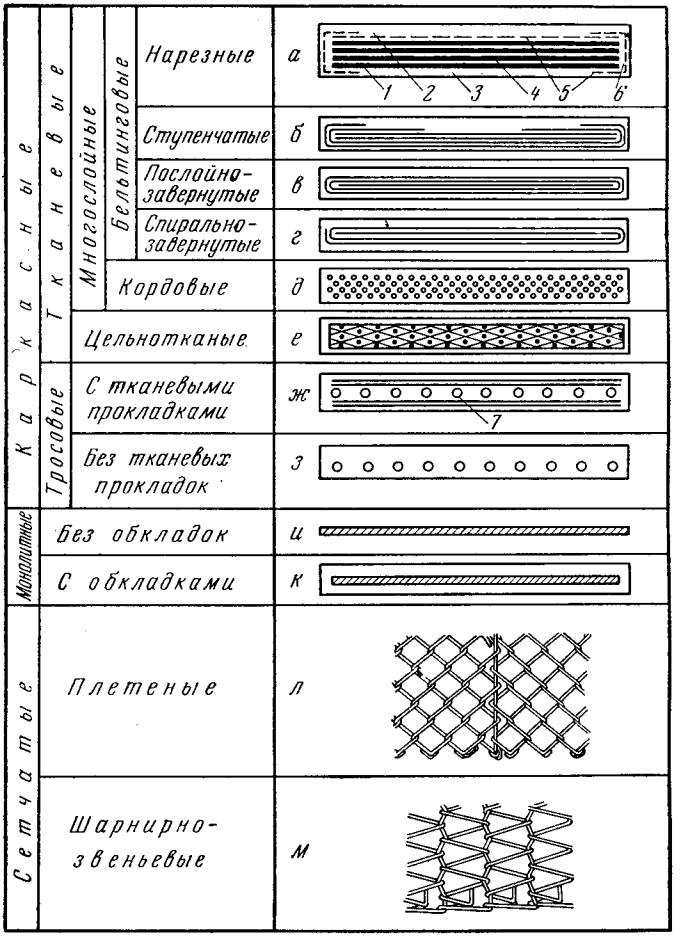


Рис. 5. 1. Классификация конструкций конвейерных лент (для сетчатых лент показан вид сверху, для остальных — в поперечном разрезе)

хлопок (особопрочный бельтинг), а также волокна из различных искусственных материалов: полиамидных (анид, капрон, перлон, найлон, винилон), полиэфирных (лавсан, терилен), искусственного шелка (рейон, кольвадур, дурафлекс, кардур), стекловолокна. Связывающая прокладки, а также обкладочная резина имеет основу из натурального или синтетического каучука. Для негорючих лент обкладки выполняют из неопрена, из специальной резиновой смеси с нитрильным каучуком или из хлорсульфонатированного полиэтилена, характеризующегося повышенной устойчивостью к высоким температурам (до 250° С), к атмосферным воздей-

ствиям, коррозионным средам, химическим веществам. Для обкладок используют также различные массы, изготовленные на основе полихлорвинила. Они повышают коэффициент трения ленты о приводные барабаны, а также уменьшают ее износ.

Морозостойкие ленты изготавливают на основе особой смеси из резины и специальных добавок — антифризов.

Бельтинговые ступенчатые ленты (рис. 5.1) имеют в средней части рабочей стороны (на которой лежит транспортируемый материал) утолщенную обкладку, вследствие чего они обладают повышенной износоустойчивостью при транспортировании высокоабразивных материалов. Послойнозавернутые и спиральнозавернутые ленты имеют устойчивые против расслоения борта. Каркас кордовых лент состоит из нескольких слоев кордовой ткани, состоящей из продольных прочных шнуров двойного кручения (корда) и из тонких поперечных (уточных) нитей. Последние предохраняют продольные нити от спутывания и придают ленте прочность в поперечном направлении.

Цельнотканые прорезиненные ленты имеют высокую прочность, устойчивы против износа бортов, не расслаиваются, хорошо противостоят ударам острогранных кусков материала при погрузке.

Тросовые ленты имеют каркас из одного ряда стальных тросиков 7 (рис. 5.1, *ж*) диаметром 2,5—10 *мм*. Для защиты тросиков от повреждения и придания ленте прочности в поперечном направлении сверху и снизу тросов иногда укладывают прокладки из обычного или специального бельтинга. Тросовые ленты без прокладок более гибки в продольном и поперечном направлениях, что позволяет устанавливать их на конвейерах с меньшими, чем в предыдущем случае, барабанами, а также иметь повышенный (до 30° и более) угол наклона боковых роликов.

Основными параметрами ленты являются: ширина B, число прокладок i или тросов z, предел прочности прокладки $\sigma_{вр}$, *кГ/см* (на 1 *см* ширины прокладки); модуль упругости E (см. § 4.3.), погонный вес $q_л$, *кГ/м*, стоимость ленты.

По ГОСТ 20—62 выпускают ленты шириной 500; (600); 650; (700); (750); 800; (900); 1000; 1100; 1200; 1400; 1600; 1800; 2000 *мм* (в скобках указана ширина лент, которые не должны применяться при проектировании новых конвейеров). Предусмотрено изготовление лент шириной до 3600 *мм* для специальных условий работы.

Для тканевых лент допускаемое статическое натяжение

$$S_{доп} = \frac{Bi\sigma_{вр}}{m}, \ кГ, \tag{5.1}$$

где B — ширина ленты, *см*;
m — запас прочности.

Для тросовых лент

$$S_{доп} = \frac{zS^0_{раз}}{m}, \ кГ, \tag{5.2}$$

где $S^0_{раз}$ — разрывное усилие одного троса, *кГ*.

Продольная жесткость ленты характеризуется допускаемым удлинением $\varepsilon_{доп}$, т. е. удлинением (4.15) при натяжении $S_{доп}$.

Погонный вес тканевых лент

$$q_л = \gamma_л Bd, \ кГ/м, \tag{5.3}$$

где B — ширина ленты, *м*;

d — толщина ленты с учетом обкладок, *мм*;

$\gamma_л$ — объемный вес ленты, *кГ/дм*³.

Для обычного бельтинга $\gamma_л = 1{,}1$ *кГ/дм*³, для синтетического $\gamma_л = 1{,}0$ *кГ/дм*³.

Толщина ленты

$$d = (is + s' + s''),\ мм,$$

где s — толщина одной прокладки;

s' и s'' — толщина верхней и нижней обкладок (табл. 5.1).

Таблица 5.1

Рекомендуемая толщина обкладок ленты

Грузы	Примеры характерных грузов	Толщина обкладки, *мм*	
		с грузовой стороны ленты	с опорной стороны ленты
Абразивные крупнокусковые, весьма тяжелые	Железняк бурый, руда марганцевая	6	1,5
Абразивные среднекусковые, тяжелые	Клинкер, камень, горная порода, щебень, соль каменная	4,5	1,5
Малоабразивные среднекусковые, тяжелые, средние по весу и легкие	Уголь каменный	3	1
Абразивные мелкокусковые, зернистые, порошкообразные и пылевидные, тяжелые, средние по весу и легкие	Цемент, песок, гравий, кокс	1,5—3	1
Неабразивные, зернистые, порошкообразные и пылевидные	Уголь пылевидный	1,5	1

Таблица 5.2

Характеристика бельтинговых лент

Вид ленты	Обозначение бельтинга	$\sigma_{ср}$, *кГ/см*	i	m	E, *кГ/см*	$\varepsilon_{доп}$, %	$C_т$, *руб/м*²	$C_{s'}$, *руб/м·Т*
Хлопчатобумажная	Б-820	55	3—10	8—11	450—150	1,2—3,6	2—2,5	3,7—4,5
Особопрочная	ОПБ-5	115	3—12	8—11	550—230	2—5	5—6,5	4,3—5,6
	ОПБ-12							
Уточношнуровая	УШТ	119	3—12	8—11	1000—330	1,2—3,6	5,5—8,8	4,6—7,3
Капроновая	К	300	2—9	8—11	1500—1000	2—3	7,8—9,5	2,6—3,2
Лавсановая	ЛХ-120	120	3—10	8—11	700—500	1,7—2,4	8,5	7,1
Винилоновая (японская)	NN-240	240	4—14	8—11	1200	2	11,0	4,6
Тариленовая (английская)	—	240	4—14	8—11	900	2,7	8,5	3,5

Примечание. Значения $\varepsilon_{доп}$ даны при $m = 10$.

Для бельтинга Б-820 $s = 1{,}5$ *мм*; для ОПБ и уточно-шнуровой ткани $s = 2—2{,}5$ *мм*; для капроновых прокладок $s = 1{,}8—2$ *мм*.

Стоимость 1 *пог. м* тканевой ленты

$$C = BiC_т, \text{ руб.}, \tag{5.4}$$

где B — ширина ленты, *м*;

$C_т$ — стоимость 1 $м^2$ одной прокладки руб.

Относительная стоимость, т. е. стоимость *1 пог. м* ленты, отнесенная к 1 *т* допускаемой нагрузки

$$C_в = \frac{C}{S_{доп}}, \text{ руб./}м \cdot T, \tag{5.5}$$

где $S_{доп}$ — допускаемое натяжение, T.

В табл. 5.2 и 5.3 приведены основные характеристики лент.

Таблица 5.3

Характеристика резинотросовых лент

B, *мм*	z, *шт.*	$d_к$, *мм*	$S^0_{раз}$, *кГ*	$S_{раз}$, *кГ*	m	E, *кГ/см²*	$\varepsilon_{доп}$, %	$q_л$, *кГ/м*	$C_т$, *руб/м*	$C_{тв}$, *руб/м·Т*
1000	104	4,2	1260	131 000	8	$5{,}8 \cdot 10^5$	0,3	27	35	2,5
1200	128	4,2	1260	162 000	8	$5{,}8 \cdot 10^5$	0,3	31	41	2,3
1200	128	5,1	2450	270 000	8	$6{,}7 \cdot 10^5$	0,3	44	—	—

Перспективами и задачами дальнейшего развития конструкций лент является повышение их прочности за счет применения высокопрочных тканей и тросов, повышение сроков службы и износостойкости за счет применения специальных устойчивых против истирания покрытий, повышение продольной и поперечной гибкости за счет применения высокоэластичных материалов каркаса и основы, повышение качества и снижение стоимости изготовления. Для подземных конвейеров, кроме того, переход на негорючие ленты.

§ 5.2. ПРИВОДНЫЕ СТАНЦИИ

Требования к приводным станциям. Приводная станция должна иметь достаточную для заданных условий мощность и прочность, возможно больший тяговый фактор при максимальном соблюдении требований простоты конструкций, по возможности малые размеры и вес, быть надежной в работе, долговечной и удобной в эксплуатации.

Классификация станций. По способу передачи тягового усилия станции делят на обыкновенные и специальные. Тяговое усилие обыкновенными станциями передается трением за счет прижатия ленты к барабану от ее натяжения. Станции специальных типов имеют дополнительные средства прижатия ленты к барабану: прижимные ролики (рис. 5. 2, *к*, *л*), прижимные ленты (рис. 5.2, *м*) и др. Станции специальных типов распространения не получили из-за усложнения конструкции и малой их эффективности.

По количеству приводных барабанов станции делят на однобарабанные и двухбарабанные.

Двухбарабанные станции могут быть с жесткой кинематической связью барабанов (рис. 5.3, *г*), когда они связаны зубчатой передачей; с дифференциальным редуктором (рис. 5.3, *д*), когда барабаны вращаются

от полуосей дифференциала, и с самостоятельными двигателями (рис. 5.3, *е*, *ж*). При схемах *е* и *ж* один барабан может иметь как один, так и два двигателя. Сравнение схем дано в § 4.3. Составные части станций показаны на рис. 5.4.

Приводные барабаны должны иметь размеры в соответствии с размерами лент. Минимальный диаметр при многопрокладочных хлопчатобумажных лентах $D_б = (100—150)\ i$, *мм*; при синтетических $D_б = (150—300)\ i$, *мм*; при тросовых $D_б = (250—500)\ d_к$, *мм* ($d_к$ — диаметр троса, *мм*). Отклоняющие барабаны имеют диаметр на 20—30% меньше приводных. Ширина барабана принимается на 150—200 *мм* больше ширины ленты. При заниженном диаметре барабанов лента быстро расслаивается из-за больших сдвигающих и изгибных напряжений.

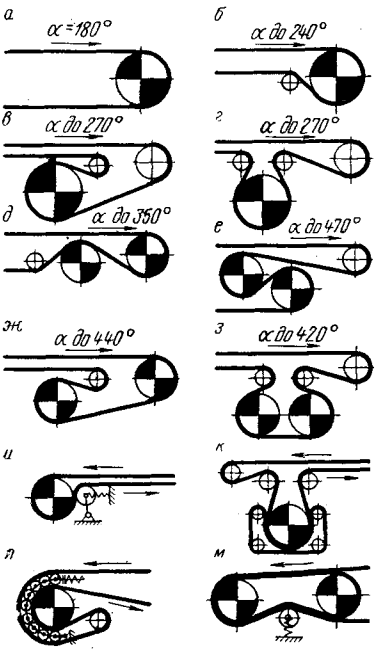


Рис. 5.2. Принципиальные схемы приводных станций:

а, *б*, *в*, *г* — однобарабанные; *д*, *е*, *ж*, *з* — двухбарабанные; *и*, *к*, *л*, *м* — специальные; *а* — простейшая; *б* — с отклоняющим роликом; *в* — с разгрузочным барабаном и отклоняющим роликом; *г* — с разгрузочным барабаном и двумя отклоняющими роликами; *д* — без разгрузочного барабана; *е* — с разгрузочным барабаном; *ж* — без разгрузочного барабана; *з* — с разгрузочным барабаном и двумя отклоняющими роликами; *и* — с прижимным роликом; *к* — с прижимной лентой; *л* — с батареей прижимных роликов, прижимающихся лентой конвейера; *м* — с ведущей лентой и натяжным роликом

Барабаны по конструкции могут быть гладкими точеными (сталь или чугун) или для повышения трения покрыты фрикционными материалами (футеровкой) из резины, ленты, пластмасс и др.

Электропривод — см. § 5.10.

Редукторы применяют шестеренчатые закрытые. В целях компактности двигатель и редуктор однобарабанного привода можно смонтировать внутри барабана (электробарабан).

Очистные устройства для очистки ленты, барабанов и роликов от налипших частиц транспортируемого материала показаны на рис. 5.5.

Тормоз предназначен для остановки конвейера за заданное время. На уклонных и бремсберговых конвейерах он нужен также для удержания конвейера в неподвижном состоянии после выключения двигателя. Тормоз устанавливают на одной из муфт приводной станции и он может быть с электрогидравлическим или электромагнитным приводом, срабатывающим при включении и выключении двигателя приводного барабана.

Обратный останов (рис. 5.6) нужен на уклонном конвейере для предотвращения обратного хода после выключения двигателя привода при отсутствии тормоза. Иногда останов устанавливают (для надежности) дополнительно к тормозу.

Рама привода предназначена для монтажа всех его составных элементов. Изготовляют ее из стального проката. Она обычно состоит из нескольких удобных для перевозки частей, собираемых при монтаже на болтах и реже — сваркой.

Кроме перечисленных выше основных элементов, иногда приводные

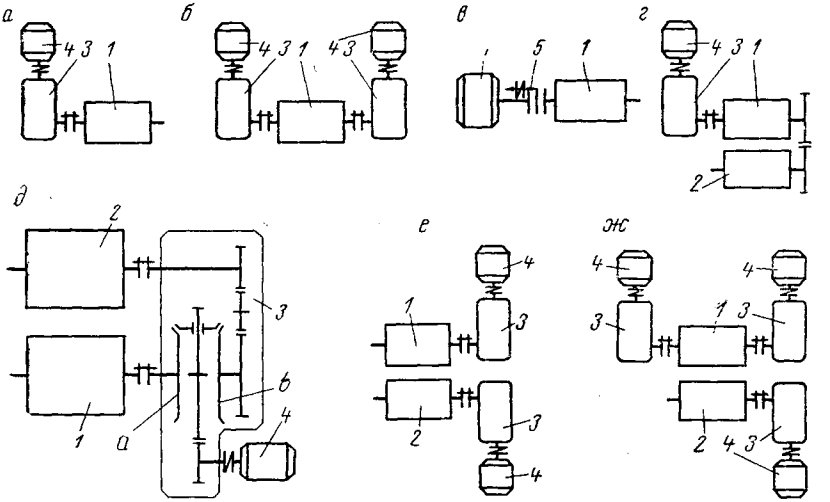


Рис. 5.3. Схемы расположения двигателей на однобарабанных (*а*, *б*, *в*) и двухбарабанных (*г*, *д*, *е*, *ж*) приводных станциях:

1, *2* — приводные барабаны; *3* — редуктор; *4* — двигатель; *5* — электромагнитная муфта

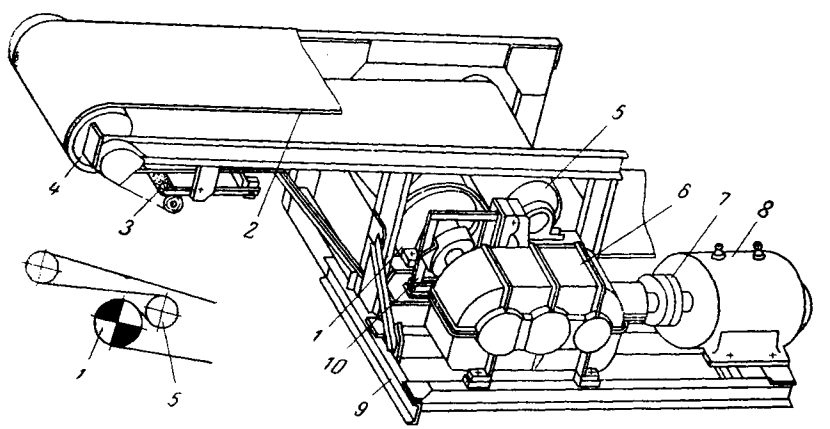


Рис. 5.4. Основные элементы приводной станции

1 — приводной барабан; *2* — лента; *3* — устройство для очистки ленты; *4* — разгрузочный барабан; *5* — отклоняющий барабан; *6* — редуктор; *7* — муфта; *8* — двигатель; *9* — рама привода; *10* — тормоз

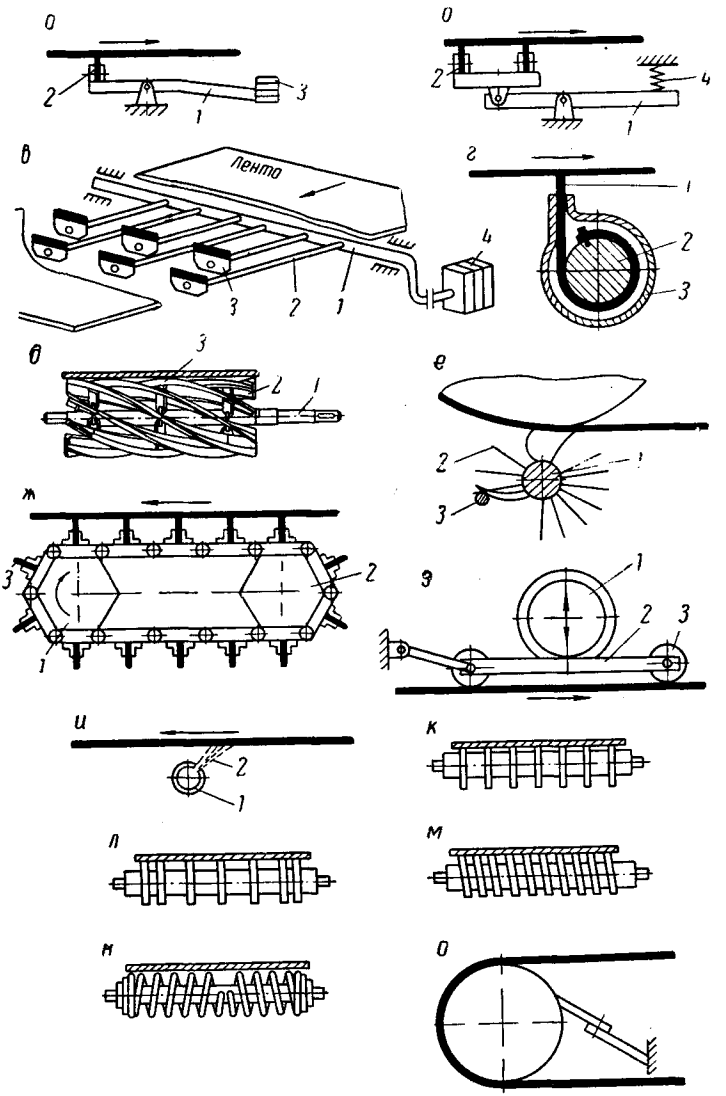


Рис. 5.5. Устройства для очистки ленты и барабанов:

а, б — одинарный и спаренный скребки, *1* — рычаг, *2* — полоса из резины, конвейерной ленты или щетка из капрона; *в* — короткие скребки, расставленные в шахматном порядке, *1* — вал, *2* — пружинящие стержни, *3* — скребки, *4* — груз; *г* — скребок с выдвижной лентой, *1* — лента, *2* — вал, *3* — кожух; *д* — спиральная вращающаяся резиновая щетка, *1* — вал, *2* — металлический каркас, *3* — резиновая полоса; *е* — вращающаяся щетка из капроновой щетины, *1* — вал, *2* — капроновые стержни, *3* — стержень для очистки щетки; *ж* — цепь со скребками, *1* — приводная, *2* — натяжная звездочка, *3* — резиновые скребки; *з* — вибрационный очиститель, *1* — вибратор, *2* — рама, *3* — ролик; *и* — очистка струей воды, *1* — труба для воды под напором, *2* — струя воды; *к* — ролик с эксцентрично насаженными дисками; *л* — ролик с круглыми дисками; *м* — ролик с наклонно закрепленными круглыми дисками; *н* — ролик из спирально свитого прутка; *о* — стальной нож для очистки поверхности барабана

станции мощных конвейеров оборудуют дополнительными короткими движущимися (с индивидуальным приводом) лентами, предназначенными для уборки просыпавшегося и очищенного транспортируемого материала.

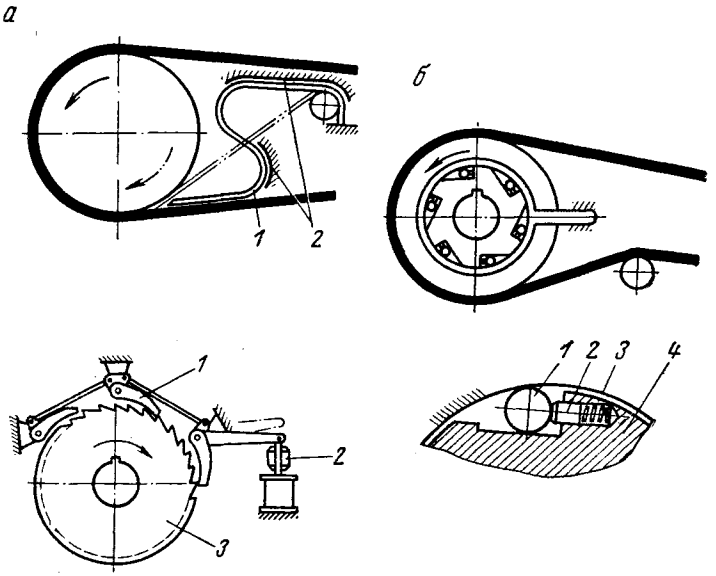


Рис. 5.6. Обратные остановы:

а — ленточный, *1* — отрезок ленты, *2* — щитки (пунктиром показано положение отрезка ленты при срабатывании останова); *б* — роликовый, *1* — ролик, *2* — штифт с пружиной, *3* — неподвижная обойма, *4* — вращающаяся обойма; *в* — храповой, *1* — собачка, *2* — электродвигатель (или электромагнит с грузом) для поднятия собачек при включении конвейера, *3* — храповое колесо

Дальнейшее развитие конструкций приводных станций идет по пути создания компактных схем, повышения тяговой способности, применения специальных футеровок приводных барабанов, применения устройств, обеспечивающих плавный разгон ленты.

§ 5.3. НАТЯЖНЫЕ СТАНЦИИ

Натяжные станции создают натяжение ленты, необходимое для обеспечения передачи ей тягового усилия приводом, а также для ограничения провеса ее между роликоопорами. Их располагают в конце конвейера или в любом месте на нижней его ветви.

Требования. Натяжные станции должны быть прочными, простыми по конструкции, надежными и удобными в эксплуатации, не бояться загрязнения, должны иметь достаточный для натяжения и компенсации вытяжки ленты ход натяжного барабана.

Классификация станций. По принципу действия натяжные станции делят на: нерегулируемые (жесткие), регулируемые (автоматические) и комбинированные. В первых (рис. 5.7) при изменении режима работающего конвейера (пуск, работа вхолостую, работа под нагрузкой) натяжной барабан не перемещается, длина ленты остается неизменной. Натяжение в любой точке контура ленты при этом меняется без участия натяжной станции. Лента натягивается натяжной станцией периодически, по мере ослабления из-за остаточной вытяжки. Достоинствами являются

простота и компактность, нечувствительность к загрязнению; недостатками — бесконтрольность натяжения ленты и работа ее, как правило, с завышенным натяжением, что вызывает сокращение срока службы ленты.

В регулируемых (автоматических) станциях (рис. 5.8) при изменении режима работающего конвейера натяжной барабан перемещается, длина контура ленты изменяется на ходу.

Достоинствами являются отсутствие завышенных натяжений ленты, автоматическая компенсация остаточной вытяжки; недостатками — сложность и значительные размеры конструкции, чувствительность к загрязнению, значительная мощность привода натяжной станции в том случае,

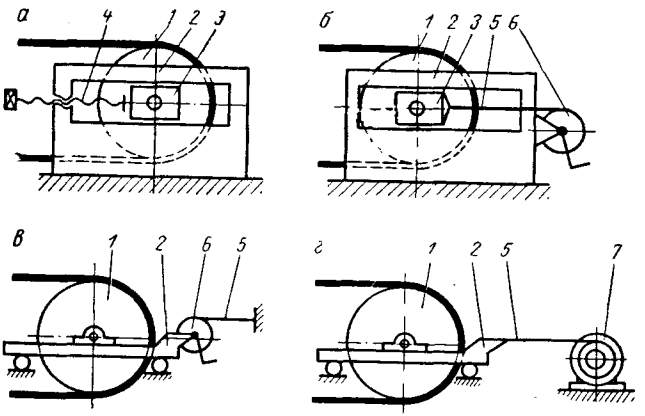


Рис. 5.7. Схемы нерегулируемых (жестких) натяжных станций:

а — винтовая; *б* — с ручной лебедкой и неподвижной рамой; *в* — с ручной лебедкой и подвижной рамой; *г* — с электрической лебедкой и подвижной рамой; *1* — натяжной барабан; *2* — рама; *3* — башмак, перемещающийся по раме; *4* — винт; *5* — канат; *6* — ручная лебедка; *7* — электрическая лебедка

если она работает как автоматическая в период пуска конвейера в ход, когда требуются значительные скорости перемещения натяжного барабана (§ 4.9).

Комбинированная (полуавтоматическая) станция работает в период пуска как жесткая — натяжной барабан перед пуском конвейера оттягивается и в период пуска остается на месте. После окончания пуска станция работает как автоматическая.

Задачей регулирования натяжения автоматическими натяжными станциями может быть поддержание одного постоянного натяжения ленты в месте установки станции; поддержание двух постоянных значений натяжения: повышенного при пуске и нормального при установившемся режиме; поддержание натяжения, пропорционального тяговому усилию привода; поддержание постоянного отношения натяжений набегающей и сбегающей ветвей приводной станции; поддержание натяжения, гарантирующего отсутствие срыва сцепления ленты на приводной станции.

В первом варианте при установившемся режиме в средних условиях работы лента испытывает завышенное натяжение, поскольку оно выбирается по пуску в ход в наихудших условиях; во втором варианте лента работает под повышенными натяжениями только кратковременно; в осталь-

ных вариантах натяжение ленты изменяется в зависимости от тягового усилия, т. е. оно всегда минимально.

На практике применяются исключительно варианты первый и второй — остальные пока проработаны недостаточно.

Станции, поддерживающие постоянное натяжение (одно или два), по типу привода делят на грузовые механические и гидравлические.

Грузовые станции выполняют по следующим схемам (рис. 5.8): *а* — простая, когда груз подвешен непосредственно к раме подвижного барабана, размещенного в любом месте на холостой ветви конвейера; потери на трение в этих станциях сравнительно малы, натяжение ленты в месте установки станции поддерживается постоянным при любых режимах работы конвейера и по величине равно половине веса груза; *б* — с канатами и отклоняющими блоками, когда груз выносится в сторону от конвейера и подвешивается к канату, перемещающему раму (тележку) натяжного барабана; потери на трение при перемещении тележек, в блоках и от жесткости каната в таких станциях могут достигать ощутимых значений и груз в определенном диапазоне не реагирует на изменение натяжения в ленте; *в* — с полиспастами для уменьшения веса груза; потери на трение в полиспастах и от жесткости каната часто практически превращают такие станции в жесткие, так как диапазон усилий, в котором груз не реагирует на изменение натяжения ленты, значительно увеличивается по сравнению с предыдущей схемой; *г* — с электрическими лебедками для периодического перемещения груза вверх или вниз, когда (на длинных конвейерах) из-за больших абсолютных удлинений ленты имеется необходимость перемещать натяжной барабан на расстояния, в несколько раз превышающие величину хода груза. Здесь ход груза ограничивается конечными выключателями *ВК*, включающими лебедку на подтягивание или опускание,

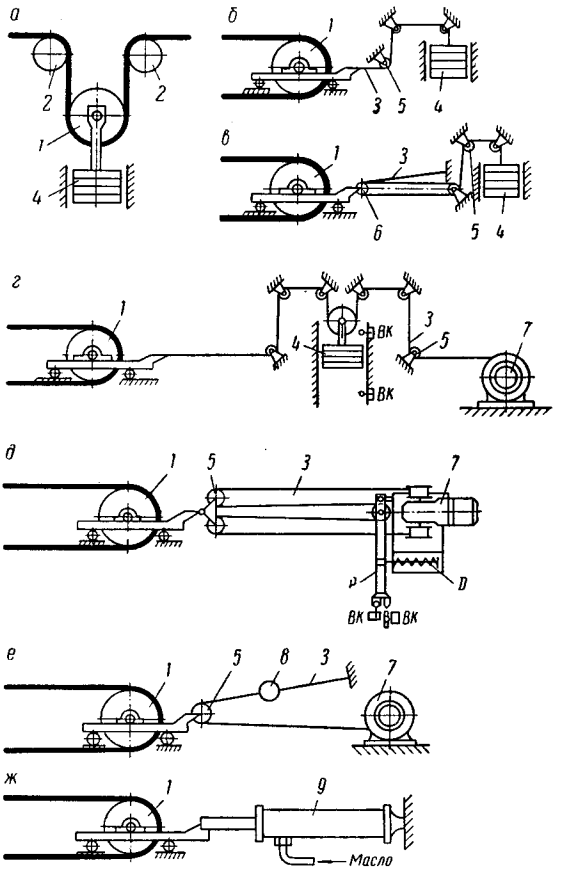


Рис. 5.8. Схемы автоматических натяжных станций:

а, б, в, г — грузовые; *д, е* — механические; *ж* — гидравлическая; *1* — натяжной барабан; *2* — отклоняющий барабан; *3* — канат; *4* — груз; *5* — отклоняющие шкивы каната; *6* — полиспаст; *7* — лебедка электрическая; *8* — динамометр с постом управления двигателем лебедки; *9* — гидравлический цилиндр со шкивом; *ВК* — конечный выключатель

когда груз опускается до предела вниз или поднимается до предела вверх.

Схемы *а* и *б* применяют на конвейерах малой и средней мощности; схему *в* — на мощных конвейерах, когда натяжения ленты весьма велики (десятки тонн) и по схемам *а* или *б* станции становятся конструктивно невыполнимы из-за большого веса груза; схему *г* — на длинных конвейерах с тканевыми лентами.

В механических станциях (рис. 5.8) натяжной барабан перемещается лебедками, управляемыми системой контроля натяжения ленты.

В схеме *д* натяжение контролируют пружинным или гидравлическим динамометром D, на который воздействует рычаг P. При изменении натяжения рычаг передвигается вперед или назад, включая соответственно с помощью переключателя BK лебедку 7.

В схеме *е* датчик натяжения 8 включают непосредственно в канат, сигналы датчика усиливаются и подаются в схему управления лебедкой 7. Схема *д* проста, но очень чувствительна к загрязнению блоков, шарниров рычага, переключателя. Схема *е* не боится загрязнений, но требует электронной аппаратуры.

Демпфирование колебаний системы автоматического регулирования в варианте *д* обеспечивается трением в блоках, рычаге и т. п., в варианте *е* достигается тем, что в электрической схеме предусматривается нечувствительность к отклонению натяжения в канате примерно в 500 *кГ*.

В гидравлических станциях (рис. 5.8, *ж*) перемещение натяжного барабана осуществляется гидроцилиндром, в котором поддерживается постоянное давление масла от насоса или гидроаккумулятора.

Основными параметрами станций являются натяжение ленты (определяется расчетом § 4.4, § 4.9), скорость перемещения натяжного барабана (определяется расчетом — § 4.9) и его ход. Ход компенсирует упругое удлинение ленты при изменении режима работы и остаточное удлинение ленты, дает возможность укоротить ленту при стыковке после обрыва.

При малом ходе остаточное удлинение приходится компенсировать вырезанием отрезков ленты. Чем больше ход, тем реже можно вырезать ленту.

Нормативы хода см. в табл. 5.4.

Таблица 5.4

Ход натяжных барабанов

Материал ленты	Вид стыка	Ход натяжного барабана, *м*
Хлопчатобумажный бельтинг	Шарнирный	$0{,}02L$
	Вулканизированный	$0{,}025L+0{,}3$
Тросовый каркас	Вулканизированный	$(0{,}0025 \div 0{,}005)\,L+l_0$

Примечание. L — длина конвейера, *м*; l_0 — длина стыка, *м*.

Перспективами дальнейшего развития являются разработка станций с более совершенными схемами регулирования (см. выше), обеспечение надежности работы и нечувствительность к загрязнению.

§ 5.4. РОЛИКООПОРЫ

Роликовые опоры предназначены для поддержания ленты, центрирования ее хода, придания ленте необходимой формы лотковости. Они должны быть достаточно прочными, долговечными, иметь возможно малый вес и сопротивление вращению.

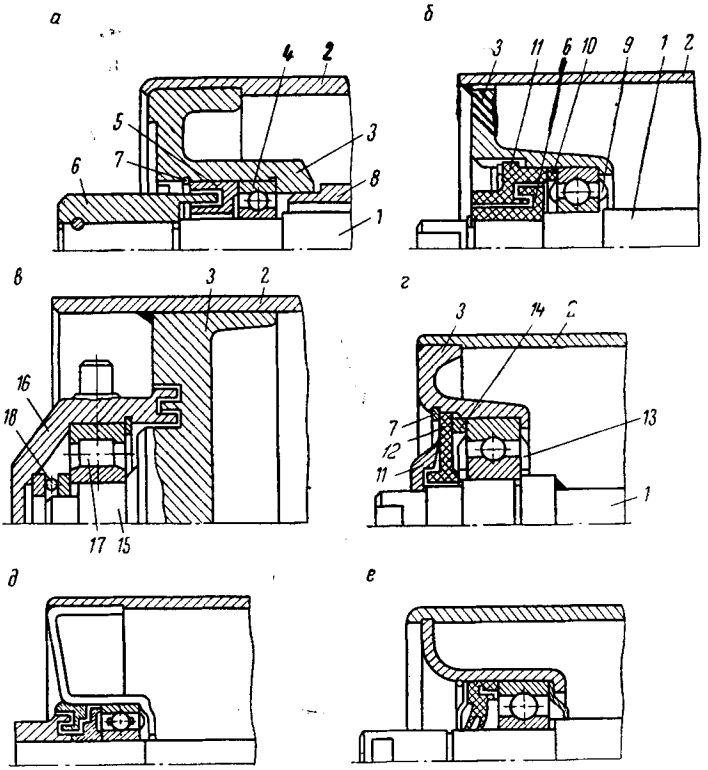


Рис. 5.9. Разрезы подшипниковых узлов роликов с жесткими осями:

а — Краснолучского машзавода; *б* — завода им. 15-летия ЛКСМУ; *в* — УкрНИИпроекта; *г* — завода «Монтан» (ГДР); *д* — фирмы «Бойлер» (ФРГ); *е* — фирмы «Санки» (Япония); *1* — ось; *2* — труба; *3* — стакан; *4* — радиальный шарикоподшипник; *5* — лабиринтное кольцо; *6* — втулка; *7* — пружинящее фиксирующее кольцо; *8* — труба; *9* — защитные кольца («НИЛОС»); *10* — резиновое кольцо; *11* — крышка; *12* — резиновая шайба; *13* — мембранное кольцо; *14* — дистанционное кольцо; *15* — цапфа (полуось); *16* — корпус подшипника; *17* — роликовый радиальный подшипник; *18* — упорный шарикоподшипник

По назначению роликоопоры классифицируют на рядовые и специальные. Рядовые роликоопоры предназначены для поддержания ленты и придания ей необходимой формы. Специальные роликоопоры, кроме того, выполняют ряд других функций и, в зависимости от этого, классифицируются на центрирующие (регулируют положение ленты относительно продольной оси конвейера), амортизирующие (смягчающие удары кусков материала о ленту в местах загрузки), очистные (очищают ленту от налипшего материала), переходные (меняют лотковость ленты перед барабанами).

По количеству роликов в одной опоре роликоопоры делят на однороликовые (для плоской ленты) и двух-, трех-, четырех- и пятироликовые

(для лотковой ленты). Грузовая ветвь конвейера может иметь любые из этих опор, порожняя — чаще всего однороликовые, реже — двухроликовые (при широких лентах) для улучшения центрирования ее хода.

По конструкции осей ролики делят на ролики с жесткими и с гибкими осями. Первые могут быть на оси и на цапфах, вторые — на оси из каната и из цепи. По способу смазки подшипниковых узлов ролики бывают с долговременной закладной смазкой и с регулярной смазкой.

Ролик (рис. 5.9, *а*) состоит из оси *1*, корпуса (стальной трубы) *2* с запрессованным стаканом *3*, шарикового подшипника *4*, лабиринтного уплотнения, которое собирается из кольца *5*, втулки *6* и пружинящего кольца *7*. Между стаканами установлена труба *8*, образующая полость для смазки.

Наиболее ответственным элементом ролика является подшипниковый узел. Конструкции узлов весьма разнообразны. На рис. 5.9 показаны несколько характерных конструкций. Лучшими в эксплуатации показали себя ролики с подшипниками качения, лабиринтными уплотнениями, защитными кольцами «Нилос» (рис. 5.9, *д*) и долговременной закладной смазкой.

Дальнейшее совершенствование конструкций роликоопор направлено на уменьшение их веса путем применения полимеров, стекловолокна, пресс-материалов, на совершенствование конструкций подшипниковых узлов с целью увеличения межремонтных сроков. Перспективным является создание надежных и долговечных конструкций гибких роликоопор, которые создают лучшие условия для работы ленты (лотковость без изломов), требуют меньше подшипников, имеют гораздо меньший вес, чем ролики из труб.

§ 5.5. ПОДДЕРЖИВАЮЩИЕ КОНСТРУКЦИИ

Поддерживающая конструкция служит для укрепления верхних и нижних роликоопор. Она должна быть по возможности легкой, простой по конструкции, достаточно прочной и жесткой.

Классифицируют поддерживающие конструкции в зависимости от материала — из стального проката (уголки, швеллеры, двутавры и др.), трубчатые, канатные (рис. 5.10); в зависимости от времени работы конвейера на одном месте — на стационарные и нестационарные (переносные, передвижные). Для удобства при перевозке и монтаже поддерживающие конструкции из проката и труб обычно изготовляют отдельными секциями длиной 2—5 *м*, кратной шагу роликоопор. Секции канатного става имеют длину (между анкерами) порядка 100 *м*. Секции стационарных конвейеров собирают в жесткие рамы с помощью болтов, реже сварки и заклепок; секции переносных конвейеров имеют легкоразъемные, а передвижных — шарнирные соединения или вовсе без соединений (на карьерах — § 7. 2).

На раме могут крепиться металлические (или пластмассовые) листы, предохраняющие нижнюю ветвь ленты от попадания на нее просыпавшегося транспортируемого материала (закрытые секции).

Рамы стационарных конвейеров монтируют на фундаментах, на поддерживающих конвейер конструкциях и др. Под стойки секций переносных конвейеров подкладывают деревянные брусья или швеллеры. Рамы передвижных конвейеров часто монтируют на шпалах, связанных одной или двумя нитками рельсов, и перемещают передвижчиками (турнодозерами).

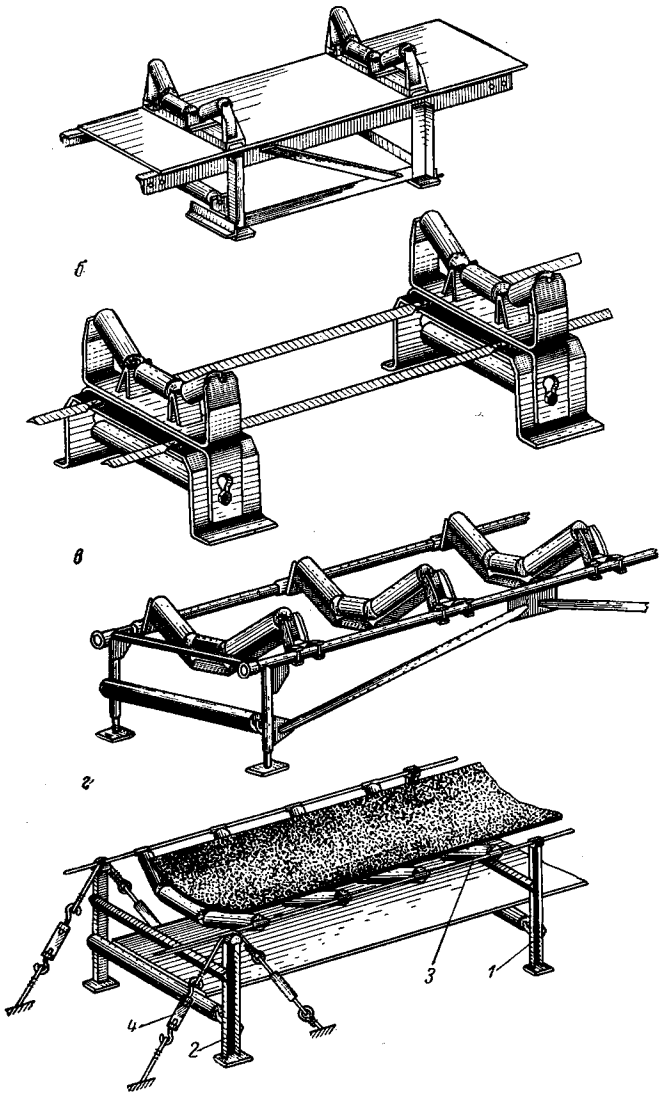


Рис. 5.10. Рамы:

а — стационарная, из проката, с закрытой нижней ветвью; *б* — переносная, из проката, с открытой нижней ветвью; *в* — стационарная или переносная, трубчатая, с открытой нижней ветвью; *г* — канатная, с открытой нижней ветвью, *1* — линейная опора, *2* — анкерная опора, *3* — канат, *4* — муфта для натяжения каната

§ 5.6. ЗАГРУЗКА КОНВЕЙЕРОВ

Ленточные конвейеры можно загружать в одном или одновременно в нескольких местах по длине. Места загрузки оборудуют загрузочными устройствами, предназначенными для предохранения ленты от ударов

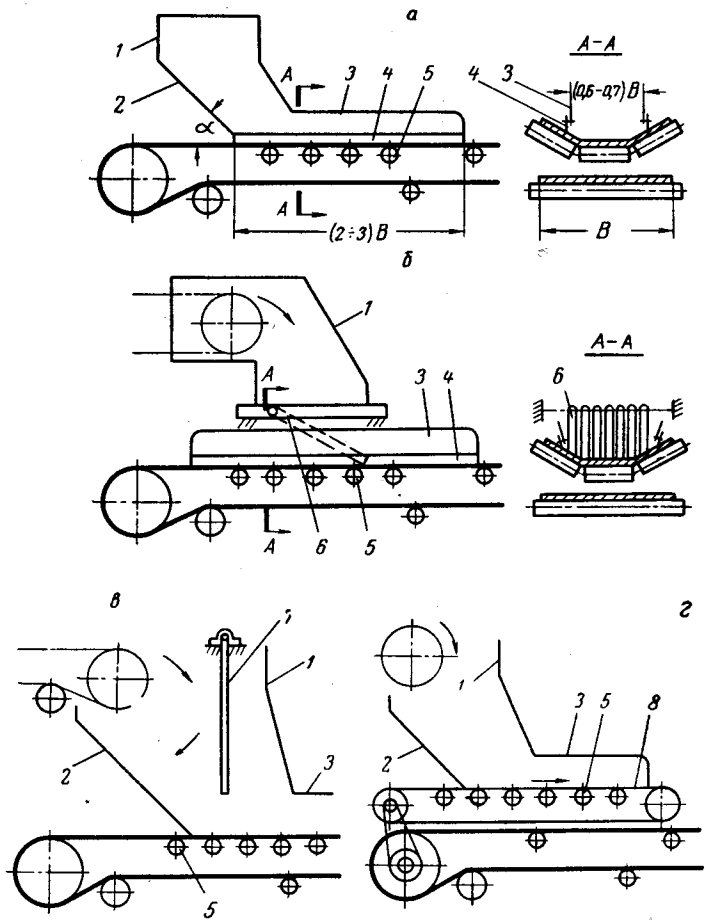


Рис. 5.11. Схемы загрузочных устройств:

а — загрузочная воронка для сыпучих неабразивных материалов; *б* — воронка с короткими съемными колосниками (для крупной руды); *в* — воронка с отбойным щитом (для руды и других абразивных материалов); *г* — пункт погрузки с загрузочным конвейером; *1* — приемная воронка; *2* — дно желоба (лотка); *3* — направляющие борта; *4* — футеровочная резина (лента) направляющих бортов; *5* — батарея жестко укрепленных или подрессоренных роликов (роликовый стол); *6* — съемные колосники; *7* — отбойный щит, предохраняющий воронку от износа и повреждений ударами кусков материала; *8* — загрузочный конвейер

падающих кусков транспортируемого материала, предохранения конвейера от просыпания материала мимо ленты, направления потока загружаемого материала в сторону движения ленты, придания потоку в зоне соприкосновения его с лентой скорости, равной скорости ленты, симметричного (относительно продольной оси) размещения материала посредине ленты для нормального ее хода по роликам

Классифицируют загрузочные устройства в зависимости от времени работы на одном месте на стационарные и передвижные. Первые неподвижно закрепляют на горизонтальном или слабонаклонном (до 5—6°) участке рамы конвейера, вторые — передвигают относительно рамы.

Для сыпучих неабразивных материалов распространены устройства, схема которых показана на рис. 5.11, *а*. По такой схеме часто выполняют стационарные и передвижные устройства. В последних роликовый стол, на котором смонтирована батарея амортизирующих роликов, вместе с загрузочным лотком перемещаются вдоль конвейера и лента в месте загрузки приподнимается над роликами конвейера.

Скорость материала на выходе из лотка загрузочного устройства зависит от угла его наклона α (рис. 5.11), который принимается на 10—15° больше угла трения материала о днище лотка. Иногда дно лотка или весь лоток выполняют подвижным для регулирования наклона в зависимости от характера загружаемого материала.

При транспортировании материалов, способных прилипать к днищу или бортам лотка, последние оборудуют постоянно работающими или периодически включаемыми вибраторами.

При транспортировании абразивного смешанного мелкого и крупного материала дно лотка часто выполняют в виде колосниковой решетки (рис. 5.11, *б*). При этом мелкий материал попадает на ленту раньше крупных кусков и предохраняет ее от износа.

Для предохранения материала от просыпания и для формирования потока на ленте за желобом вдоль ленты устанавливают вертикально боковые щитки (борта) с укрепленными в их нижней части полосами резины. Длина щитков 1—3 *м*, ширина желоба внизу и расстояние между щитками равно 60—70% ширины ленты.

Для уменьшения износа лотки и воронки часто армируют устойчивой против истирания броней.

Для амортизации ударов кусков о ленту и предохранения ее от износа роликоопоры, устанавливаемые в месте загрузки, футеруют толстым слоем мягкой резины, ставят их в 2—3 раза чаще, чем на линейных секциях, монтируют эти ролики на подрессоренных столах, несколько увеличивают лотковость для улучшения центрирования материала на ленте.

На конвейерах с большой скоростью движения ленты (более 3—4 *м/сек*) загрузочные устройства оборудуют ускорительными короткими конвейерами (обычно ленточными, рис. 5.11, *г*), на выходе из которых скорость материала близка к скорости движения ленты.

Дальнейшее развитие конструкций загрузочных устройств идет в направлении снижения износа ленты, формирования потока груза на ленте и, главное, устранения просыпания материала, для удаления которого иногда задалживается значительное количество рабочих.

§ 5.7. РАЗГРУЗКА КОНВЕЙЕРОВ

Разгрузочные устройства должны быть просты по конструкции, иметь возможно малый вес, разгружать весь материал, не образовывать просыпи, не изнашивать интенсивно ленту.

Разгрузку ленточных конвейеров осуществляют через один из концевых барабанов (концевая разгрузка) или в любом месте по длине (промежуточная разгрузка). В первом случае у разгрузочного барабана монтируют приемную воронку, во втором — конвейер оборудуют специальными

разгрузочными устройствами. Последние, в зависимости от времени работы на одном месте, делят на стационарные и передвижные, а по конструктивному признаку — на плужковые, барабанные, механические и устройства с обратной лотковостью (рис. 5.12).

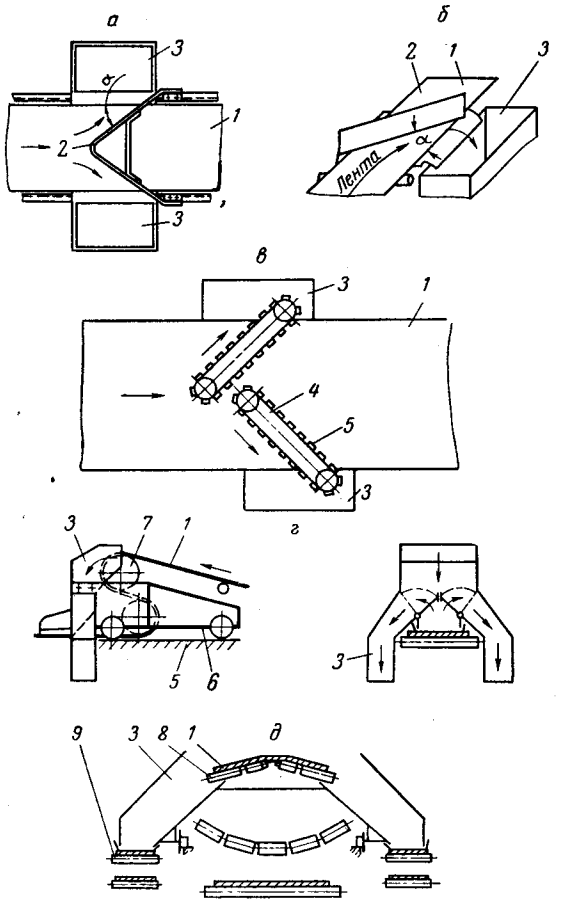


Рис. 5.12. Устройства для промежуточной разгрузки:

а — двусторонний плужковый сбрасыватель; *б* — односторонний плужковый сбрасыватель; *в* — механический сбрасыватель; *г* — разгрузочная тележка (автостелла); *д* — разгрузочный пункт с обратной лотковостью; *1* — грузовая ветвь ленты; *2* — сбрасыватели (плужки); *3* — приемная воронка; *4* — механические цепные сбрасыватели с индивидуальным приводом; *5* — скребки; *6* — рама тележки; *7* — разгрузочный барабан; *8* — ролики обратной лотковости; *9* — вспомогательные короткие конвейеры

Плужковые сбрасыватели (рис. 5.12, *а*, *б*) изготовляют металлическими и для уменьшения износа ленты армируют съемными резиновыми полосами. Применяют при транспортировании неабразивных материалов плоской лентой при скорости до 1,5 *м/сек*. При применении плужковых сбрасывателей на лотковой ленте последнюю выпрямляют в месте установки сбрасывателей несколькими сближенными прямыми роликами. Последовательную разгрузку ленты в нескольких пунктах по длине осуществляют стационарными (с поднимающимся на шарнирах) или передвижными плужками, а одновременную — односторонними плужками, частично перекрывающими ленту по ширине. Плужковые сбрасыватели просты по конструкции, однако они интенсивно изнашивают ленту, а односторонние, кроме того, сдвигают ее в сторону.

Двусторонние механические сбрасыватели (рис. 5.12, *в*) используют для промежуточной разгрузки материалов, повреждение (измельчение) которых при разгрузке нежелательно (например, брикеты).

Для разгрузки абразивных кусковатых материалов, а также на конвейерах большой производительности с большой (более 1200 *мм*) шириной ленты и скоростью применяют двухбарабанные разгрузочные устройства (рис. 5.12, *г*). Здесь барабаны смонтированы на раме тележки, перемещающейся по рельсам или раме конвейера. Материал сбрасывается через верхний барабан и отводится в сторону одно- или двусторонним

желобом, укрепленным на тележке. На отвальных конвейерах карьеров вместо желоба на тележке монтируется поворотный короткий перегрузочный конвейер, подающий материал на отвалообразователь.

Двухбарабанные разгрузочные тележки меньше изнашивают ленту, чем плужковые, но имеют большие размеры, вес, конструкции их сложнее. Увеличение числа перегибов ленты вызывает дополнительные ее натяжения и расход мощности конвейера. Частично устранены эти недостатки в разгрузочных устройствах с обратной лотковостью ленты (устройство с обращенными роликами, рис. 5.12, *д*). При подходе к такому устройству, которое может быть выполнено как стационарным, так и передвижным, лента постепенно выполаживается на переходных роликах и принимает затем на обращенных роликах выпуклую форму (обратная лотковость). Сбрасывание материала здесь происходит на длине несколько метров в двусторонние рукава, из которых затем материал попадает на два вспомогательных коротких ленточных конвейера, транспортирующих его к разгрузочным проемам бункера или склада. Для улучшения разгрузки опорная рама таких устройств имеет вибраторы или овальные ролики, благодаря которым лента получает колебательные движения в вертикальной плоскости.

Передвижение сбрасывателей осуществляется от индивидуального привода, установленного на его тележке, или от стационарной лебедки канатами. В отдельных случаях (на отвалах карьеров) разгрузочное устройство монтируют на гусеничном ходу.

§ 5.8. ЛОВИТЕЛИ ЛЕНТЫ

Ловители предназначены для предотвращения схода вниз ленты наклонного конвейера в случае ее обрыва. Они должны надежно срабатывать и при этом не повреждать ленту, время срабатывания и путь торможения ленты должны быть возможно меньшими, при нормальной работе конвейера ловители не должны изнашивать ленту и не создавать дополнительного сопротивления ее движению, иметь небольшую металлоемкость и стоимость.

По способу срабатывания ловители делят на две группы: срабатывающие от действия ленты, изменившей направление движения после обрыва; срабатывающие от специальных приводов, управляемых датчиками обрыва ленты. Первые устанавливают только на ветви ленты, нормально движущейся вверх, вторые — при любом направлении нормального движения ветвей ленты.

По месту установки ловители также делят на две группы: с прерывной и с непрерывной установкой.

Ловители с прерывной установкой устанавливают в зоне возможного обрыва ленты на определенном расстоянии друг от друга.

Ловитель (рис. 5.13, *а*) непрерывной установки уголкового типа состоит из верхних ограничителей (уголков) *1*, укрепленных над краями ленты на неподвижных кронштейнах *2* на всем протяжении конвейерного става. При обрыве ленты натяжение ее падает и она не перемещается вниз, заклиниваясь между ограничителями и поддерживающими роликами.

К ловителям непрерывной установки относятся также роликовые, у которых все или часть поддерживающих ленту роликов оборудованы храповыми механизмами. При нормальном движении ленты вверх

поддерживающие ролики свободно вращаются, а при обрыве ее и движении вниз ролики стопорятся и лента затормаживается.

Ловитель прерывной установки клинового типа (рис. 5.13, *б*) срабатывает при обрыве ленты, нормально движущейся вверх (по рис. 5.13, *б* — влево). Он состоит из подвижного башмака *1*, неподвижного кронштейна *2*, направляющих *3* и нижнего неподвижного башмака *4*. При движении ленты влево башмак *1* отжимается лентой и поднимается вверх. При обрыве лента начинает двигаться вправо, увлекая башмак *1*, который опускается и прижимает ее к неподвижному башмаку *4*.

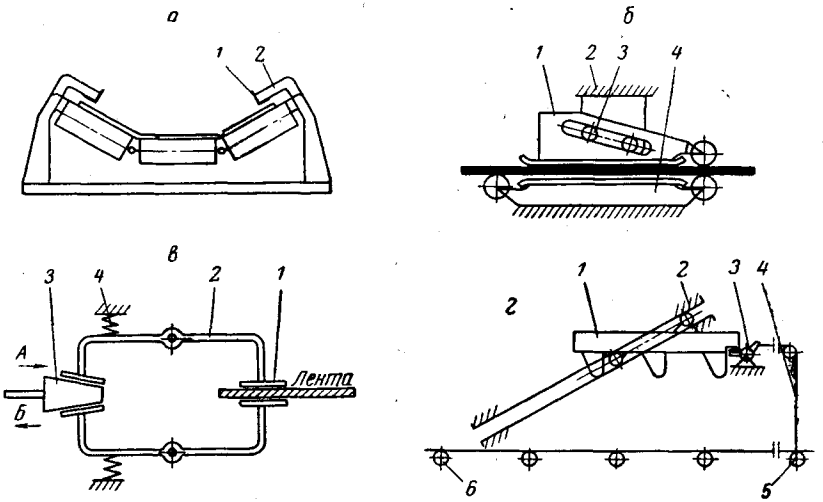


Рис. 5.13. Схемы ловителей:

а — уголкового типа; *б* — клинового типа, срабатывающий от изменения направления движения ленты; *в* — рычажно-клиновой зажим, срабатывающий от датчика обрыва ленты и отдельного привода; *г* — грузовой ловитель (Краснолучский машзавод), срабатывающий от датчика обрыва ленты под действием силы тяжести

На рис. 5. 13, *в* приведена схема рычажно-клинового зажима. При нормальном движении ленты зажимы *1*, укрепленные на рычагах *2*, не касаются ленты. При обрыве ленты сигнал от датчика подается на привод зажима (датчик и привод на схеме не показаны), который перемещает клин *3* в направлении *А* и захваты зажимают ленту. В исходное положение захваты разводятся пружинами *4* после перемещения клина приводом по стрелке *Б*.

На рис. 5.13, *г* при обрыве ленты тележка *1* своим весом поднимает через канат *4* ролик *5*. Вал *3* с замком, удерживающим тележку *1*, поворачивается, тележка освобождается и, опускаясь по направляющим *2*, своими выступами прижимает ленту к раме между роликоопорами *6*.

Приведенные на рис. 5. 13 и многие другие схемы ловителей не нашли пока распространения из-за ряда конструктивных несовершенств.

§ 5.9. КОНВЕЙЕРНЫЕ ВЕСЫ

Конвейерные весы предназначены для автоматического измерения количества груза. Они должны быть устойчивыми (возвращаться в первоначальное положение после малого числа колебаний), надежными в ра-

боте и иметь возможно малую погрешность (не более 1%). Специфические условия работы ленточных конвейеров горных предприятий ставят ряд дополнительных требований: надежную работу при больших скоростях движения лент и неравномерной загрузке, взрывобезопасное и защищенное от влаги и пыли исполнение, малые габариты, возможность установки на передвигающихся конвейерах и др.

По принципу действия весы разделяют на весы периодического взвешивания (суммирующие) и непрерывного взвешивания (интегрирующие). Весы первой группы взвешивают отрезок конвейерной ленты с материалом, который в данный момент времени находится на специальной взвешивающей платформе, вмонтированной в конвейерную раму. Через промежуток времени, равный времени прохождения ленты на длину взвешивающей платформы, производится новое взвешивание и его результаты специальными счетчиками суммируются с предыдущим.

На рис. 5.14, *а* показана одна из схем, где весовая платформа *1* установлена на электрических датчиках веса *2*, которые преобразуют вес груза, находящегося на весовом участке L, в электрическое напряжение. Последнее подается на счетный механизм (на рисунке не показан), который суммирует показания через интервалы времени, равные L/v.

Принцип действия интегрирующих весов состоит в следующем. Если мгновенная производительность равна Q, то количество груза за время t

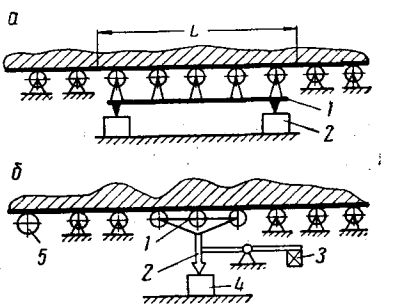


Рис. 5.14. Схемы электрических конвейерных весов:

а — периодического взвешивания, *1* — платформа, *2* — датчик веса; *б* — непрерывного взвешивания, *1* — платформа, *2* — стойка с рычагом, *3* — контргруз, *4* — датчик веса, *5* — датчик скорости

$$A = \int_0^t Q\,dt = 3{,}6 \int_0^t qv\,dt,$$

т. е. весы должны непрерывно измерять погонный вес груза q, скорость ленты v, перемножать эти показания и интегрировать по времени.

На рис. 5.14, *б* показана одна из схем электрических весов, где датчик веса *4* измеряет q, датчик скорости *5* измеряет v, электрические напряжения, пропорциональные q и v, подаются от датчиков в интегрирующее устройство.

Известно также много конструкций суммирующих и интегрирующих весов с механическими рычажными устройствами и механическими сумматорами и интеграторами. Все они характеризуются большой длиной взвешивающей платформы, зависящей от скорости ленты, большими погрешностями взвешивания при переменных нагрузках, сравнительно большой металлоемкостью и громоздкостью конструкции, сложностью и большой стоимостью монтажа.

В связи с необходимостью автоматизации ряда технологических процессов более перспективными являются электрические весы непрерывного взвешивания, которые могут служить датчиками в системах автоматического регулирования и управления.

Конвейерные весы пока не получили широкого распространения на горных предприятиях из-за несовершенства конструкций. Работы по созданию весов продолжаются.

Дальнейшее совершенствование схем и конструкций электрических конвейерных весов идет по пути повышения точности и надежности за счет применения высокостабильных датчиков веса и бесконтактных электрических схем; обеспечения высокой точности при больших скоростях ленты и резко меняющихся погонных нагрузок за счет улучшения динамических свойств систем измерения и интегрирования.

Кроме применения точных конвейерных весов, находят применение также простые и менее точные устройства, которые измеряют производительность по мощности, потребляемой двигателями конвейеров.

§ 5.10. ЭЛЕКТРОПРИВОД

Общие требования: безударный пуск (выбор зазоров в редукторе); отсутствие пробуксовки и минимальные динамические нагрузки в ленте при пуске (§ 4.9); возможность реверсирования и получения пониженной скорости при ревизии конвейера. Для тандемприводов требуется поддерживать заданное распределение нагрузки между барабанами при установившемся режиме (§ 4.3).

При наличии нескольких двигателей желателен раздельный их пуск (для уменьшения пусковых токов в сети) и возможность длительной работы с любым количеством двигателей (в периоды работы с заниженной нагрузкой).

Для грузо-людских конвейеров привод должен обеспечивать две скорости ленты: повышенную для транспортирования груза и пониженную для перевозки людей.

Короткозамкнутые асинхронные двигатели без приводных муфт применяют только в схемах по рис. 5. 3, *а*, *б*, *г*, *д*. При этом не обеспечивается безударный и плавный пуск и схемы находят применение при малых мощностях — до 50 *квт*.

Нагрузку между двигателями в схеме по рис. 5.3, *б* не выравнивают, так как неравномерность распределения зависит лишь от разброса характеристик двигателей, что несущественно (§ 9.5).

Асинхронные с короткозамкнутым ротором или синхронные двигатели с муфтами (турбомуфтами, электромагнитными муфтами) могут применяться в любых схемах приводов.

Турбомуфты по назначению делятся на приводные (обеспечивающие плавный пуск установки) и предохранительные (ограничивающие передаваемый момент).

По конструктивному исполнению турбомуфты делятся на замкнутые (количество масла в муфте при всех режимах постоянно) и незамкнутые (количество масла в муфте регулируется отдельной насосной системой).

На ленточных конвейерах применяют приводные, чаще всего замкнутые муфты (рис. 5.15, *а*), предназначенные для плавного запуска и равномерного распределения нагрузки между двигателями в многодвигательных приводных станциях и для устранения ударов в редукторе из-за люфтов.

Турбомуфты обеспечивают плавность пуска только при условии плавного заполнения рабочего объема *1* маслом. У замкнутых муфт (рис. 5.15, *а*)

это достигается медленным вытеканием масла из дополнительного объема *3* через отверстия *2*; у муфт незамкнутых — постепенной подачей масла в муфту. Стабилизация распределения нагрузки барабанов в тандемприводе (§ 4.3) достигается за счет повышения скольжения (за счет потерь в муфте) и обеспечивается только при условии отсутствия утечек масла из муфт. Современные турбомуфты не всегда соответствуют указанным требованиям: при быстром заполнении маслом иногда имеет место рывок ленты при пуске, при утечках масла возникает весьма сильная неравномерность распределения нагрузки между двигателями.

Электромагнитная муфта скольжения (рис. 5.15, *б*) состоит из индуктора *1*, имеющего обмотку возбуждения *2*, питаемую постоянным током через контактные кольца, и якоря *3*.

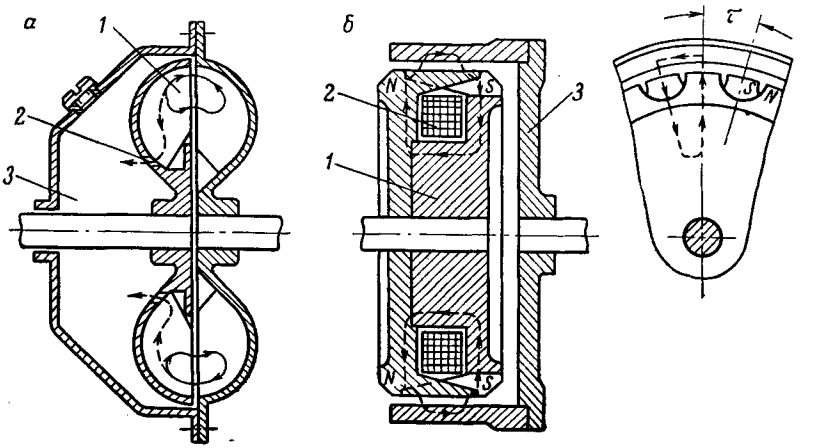


Рис. 5.15. Приводные муфты

При скольжении индуктора относительно якоря в последнем индуктируется э. д. с. и возникает крутящий момент, величина которого тем больше, чем больше скольжение. Изменяя напряжение питания, можно регулировать характеристику муфты, в частности обеспечить весьма плавный запуск конвейера.

Электромагнитные муфты скольжения отвечают всем требованиям. В сочетании с тихоходным синхронным двигателем они дают безредукторную схему привода (рис. 5.3, *в*). Стабилизации распределения нагрузки в тандемприводах можно достичь либо нерегулируемой схемой, когда муфта имеет постоянное номинальное скольжение (по типу турбомуфт, т. е. за счет потерь в муфте), либо регулируется схемой, когда распределение нагрузки регулируется изменением напряжения возбуждения муфт специальной схемой сравнения нагрузок двигателей. Недостаток электромагнитных муфт — усложнение привода, большие размеры, необходимость теплоотвода от муфт и др.

Асинхронные двигатели с фазным ротором отвечают всем требованиям и применяются во всех схемах приводов. Плавность пуска обеспечивается значительным числом ступеней пускового реостата (или применением жидкостных реостатов) и подбором должного вида механической характеристики пуска (§ 4.9). Стабилизация распределения нагрузки

в тандемприводах достигается повышением скольжения за счет невыключаемых сопротивлений в цепи ротора.

Комбинация синхронного и асинхронного двигателей для тандемприводов оказалась несовершенной и рекомендована быть не может.

Обычные современные решения: короткозамкнутые асинхронные двигатели без приводных муфт для схем по рис. 5.3, *а*, *г*, *д* при небольшой мощности (до 50 *квт*); короткозамкнутые асинхронные двигатели с турбомуфтами для любых схем при мощностях одного двигателя до 300 *квт*; асинхронные двигатели с фазным ротором при любых схемах и мощностях.

Усовершенствование схем с короткозамкнутыми двигателями идет в направлении разработки приводных муфт (электромагнитных, турбомуфт) и разработки безмуфтовых схем (тиристорная схема, дроссели в цепи статора и др.); усовершенствование схем с фазными двигателями — в направлении улучшения пусковых характеристик (жидкостные реостаты, дроссели и др.).

§ 5.11. АВТОМАТИЗАЦИЯ

По степени автоматизации конвейера схемы и технические средства автоматизации делят на две группы: 1) схемы автоматизированного дистанционного управления, в которых автоматизируется только пуск и остановка конвейеров, и 2) схемы автоматизированного дистанционного контроля состояния конвейера и его элементов, в которых автоматизируются: отключение двигателей при различных нарушениях режима работы и состояния конвейера, центрирование хода ленты, натяжение ленты, работа системы орошения. Первая схема может быть осуществлена самостоятельно, вторая — только совместно с первой.

Основными требованиями к первой группе являются: автоматический последовательный пуск конвейеров из головной части линии в порядке, противоположном грузопотоку; автоматический предварительный сигнал о пуске линии; дистанционный контроль за вступлением в работу каждого конвейера при помощи указателя на пульте; отключение двигателя конвейера при остановке ленты как данного, так и предыдущих конвейеров, из которых поступает материал на аварийный; возможность местного (ручного) запуска в обоих направлениях любого из двигателей при ремонтах, осмотрах, опробовании и регулировке; возможность остановки всех двигателей конвейерной линии с пункта управления, из любого места перегрузки и из пункта загрузки; перевод схемы при необходимости на ручное управление.

Основными требованиями ко второй группе являются: отключение двигателя конвейера при пробуксовке ленты на приводе свыше установленной нормы (по величине и по времени), при поперечном и продольном порыве ленты, сходе ленты в сторону выше установленных допусков, переполнении загрузочных воронок, повышении температуры элементов конвейера до опасной с точки зрения возникновения пожара; центрирование хода ветвей ленты на роликоопорах и на натяжных и отклоняющих барабанах; натяжение ленты до величины, обеспечивающей работу без пробуксовки на приводе; включение и выключение системы орошения.

Контроль пробуксовки ленты осуществляют реле скорости, которые обычно устанавливают на сбегающей с привода ветви ленты (рис. 5.16, *а*), и дают сигнал в схему управления на остановку конвейера, если скорость ленты окажется на 25% ниже номинальной, или реле пробуксовки (механический или электрический дифференциал), которое сравнивает скорость

барабана и ленты (рис. 5.16, *б*) и при пробуксовке, аналогично предыдущему, отключает двигатель. Для предотвращения остановки конвейера при кратковременной пробуксовке (например, при пуске) в схему включается реле времени с выдержкой до 3—5 *сек*.

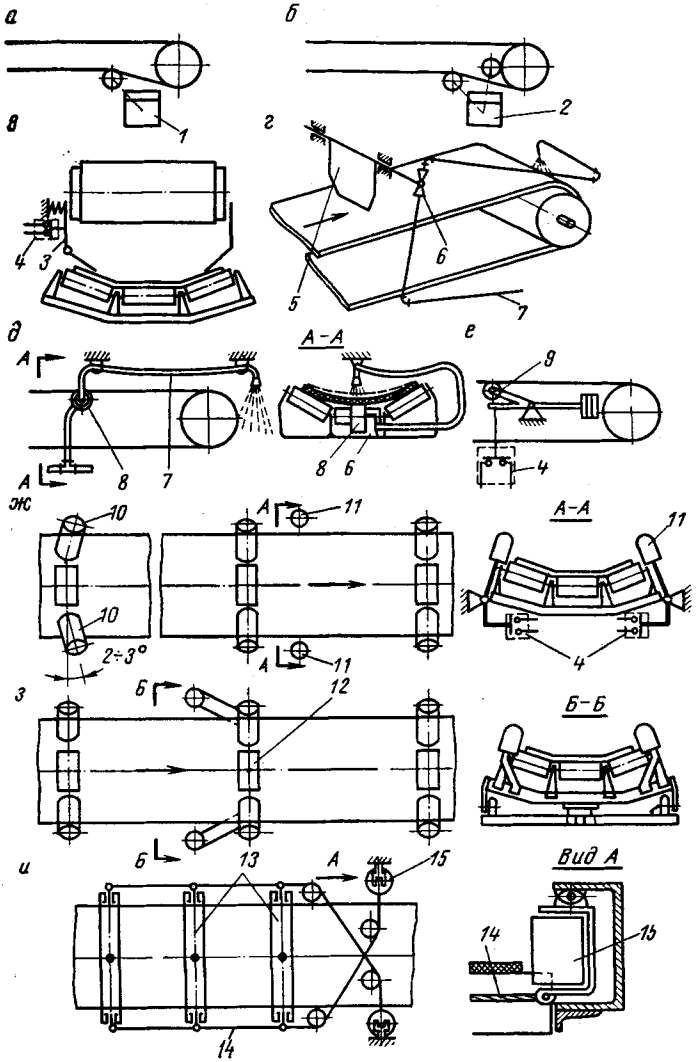


Рис. 5.16. Схемы средств автоматизации:

1 —[реле скорости; *2* —'реле пробуксовки; *3* — шарнирно укрепленный борт загрузочной воронки; *4* — конечный выключатель; *5* — флажок на оси; *6* — кран водяной; *7* — трубопровод системы орошения; *8* — масляный шестеренчатый насос; *9* — ролик на качающемся кронштейне; *10*[— повернутые на 2—3° по ходу ленты боковые ролики; *11* — вертикальный ролик на качающемся кронштейне; *12* — самоцентрирующаяся поворотная роликоопора; *13* — батарея поворотных роликов, связанная канатами; *14* — канат; *15* — вертикальный ролик на качающемся кронштейне

Этими же датчиками скорости или пробуксовки контролируют полный поперечный порыв ленты, поскольку при порыве ленты она останавливается и имеет место пробуксовка ее на приводе.

Остановка конвейера при переполнении перегрузочной воронки осуществляется конечным выключателем (рис. 5.16, *в*), который связан с подвижным вертикальным бортом.

Включение и выключение аппарата орошения (кранов, пускающих воду к оросительным форсункам) осуществляется различными датчиками: флажковым (рис. 5.16, *г*), который устанавливается над грузовой ветвью и при наличии на ленте груза отклоняется; насосным (рис. 5.16, *д*), который устанавливается под грузовой ветвью ленты между двумя поддерживающими опорами и приводится в действие движущейся груженой лентой; конечным выключателем, который срабатывает от рычага, установленного под грузовой лентой (рис. 5.16, *е*) и др.

Автоматическое натяжение ленты см. § 5.3

Остановка конвейера при чрезмерном сходе ленты в сторону осуществляется конечными выключателями (рис. 5.16, *ж*), которые устанавливают с двух сторон ленты через каждые 15—25 *м*. Они приводятся в действие от вертикальных (дефлекторных) роликов.

Центрирование хода ленты достигают заваливанием на 2—3° боковых роликов по ходу ленты (рис. 5.16, *ж*) на каждой пятой-шестой опоре; самоцентрирующими поворотными роликами (рис. 5.16, *з*) или батареей роликов (рис. 5.16, *и*), а на отклоняющих барабанах — иногда поворотом барабана специальным приводом, управляемым от конечных выключателей, связанных с ограничительными вертикальными роликами.

Надежные и простые датчики контроля начала продольного порыва ленты, датчики, останавливающие конвейер при повышении температуры барабанов, ленты, опор выше допускаемой, пока не разработаны.

§ 5.12. МОНТАЖ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ, ОХРАНА ТРУДА

Требования к монтажу. Монтаж конвейеров должен производиться по специальным монтажным чертежам. Основное внимание должно быть обращено на строгую прямолинейность конвейера в плане, соблюдение допускаемого угла наклона к горизонту, выполнение необходимых радиусов выпуклых и вогнутых участков профиля, перпендикулярную продольной оси конвейера установку приводных, натяжных и отклоняющих барабанов, надежное крепление приводных и натяжных станций к фундаментам, установку поддерживающих роликов без перекосов, расположение стыков ленты строго перпендикулярно ее продольной оси.

Общая последовательность монтажа: подготовка места (устройство фундаментов, выравнивание трассы, раскладка шпал или брусьев для установки рамы), проверка качества поступившего оборудования и разборка крупных узлов для удобства транспортирования, доставка частей конвейера к месту и их раскладка, монтаж приводной станции (сборка рамы и ее крепление, монтаж барабанов, монтаж редукторов, электродвигателя, соединительных муфт и пр.), монтаж конвейерного става, его выравнивание и крепление, монтаж роликов и проверка вращения их от руки, монтаж натяжной станции, спуск ленты в шахту и ее монтаж, монтаж остальных элементов конвейера (очистные устройства, загрузочные и разгрузочные устройства, ловители, тормоза, средства автоматики и др.).

Процесс монтажа ленты включает: укладку (заводку) ленты на конвейере и стыковку отдельных ее кусков (на длинных конвейерах), окончательное соединение (стыковку) предварительно натянутой ленты, натяже-

ние ленты натяжной станцией, регулирование хода ленты на работающем конвейере.

Контроль правильности монтажа конвейера осуществляют при его пробном пуске и эксплуатационных испытаниях в соответствии со специальной инструкцией. Особое внимание обращается на правильный ход ленты без нагрузки и под нагрузкой. Пробный пуск считается законченным, если при работе под нагрузкой сход ленты в сторону не превышает 40 *мм*. При нормальном для данных условий режиме работы конвейера

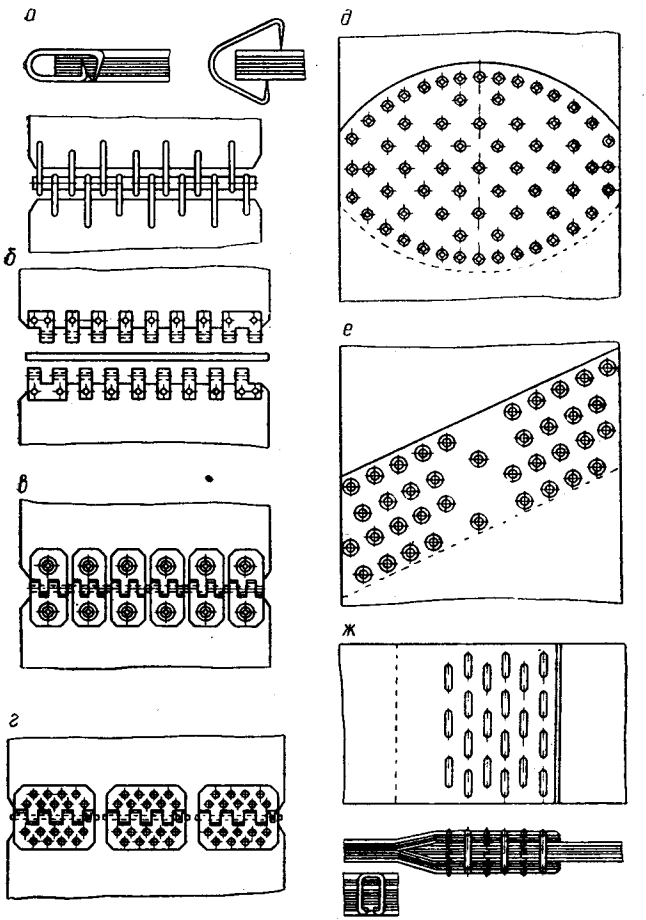


Рис. 5.17. Конструкции механических стыков:
а, б, в, г — разъемные (шарнирные); *д, е, ж* — неразъемные

в течение нескольких смен наблюдают за ходом ленты, температурой подшипников, двигателей, редукторов, работой очистных устройств, пунктов загрузки и перегрузки, работой автоматики. Если в течение намеченного срока эксплуатационных испытаний появляется необходимость дополнительной регулировки хода ленты, срок испытаний отодвигается после каждой регулировки не менее, чем на 24 *ч* работы конвейера.

Основные условия правильной эксплуатации конвейеров: исправность

выработок; центральная загрузка ленты материалом; предупреждение перемещения на ленте тяжелых предметов и больших глыб груза; своевременная расштыбовка конвейера; регулирование хода ленты; контроль состояния стыков и их ремонт; контроль состояния роликов; периодическая регулировка очистных устройств; систематическая проверка работы редуктора, подшипников (нагрев, шум, течь смазки), соединительных муфт.

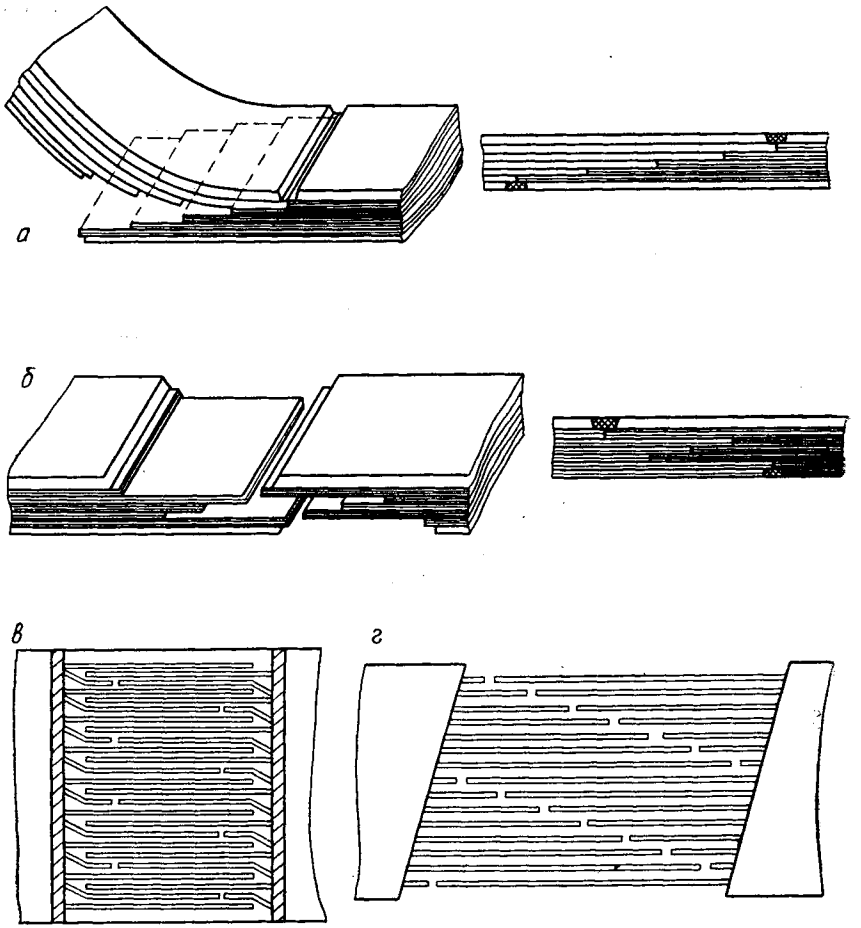


Рис. 5.18. Конструкции вулканизированных стыков:

а — стык внахлестку (ступенчатый) для бельтинговых лент; *б* — стык «в замок» для бельтинговых лент; *в* — стык резинотросовой ленты, когда расстояние между тросами больше двух диаметров; *г* — то же, когда расстояние между тросами меньше двух диаметров

Одной из специфических и важных работ при монтаже и эксплуатации конвейеров является стыковка лент и их ремонт.

Конструкции наиболее распространенных стыков приведены на рис. 5.17 и 5.18.

Механические стыки всех видов гораздо менее прочны, чем вулканизированные, особенно через некоторое время после их изготовления. Разъемные механические стыки применяют на передвижных или полустационар-

ных конвейерах, неразъемные — на стационарных, где применение вулканизаторов затруднено по различным причинам (пыльный и газовый режим) или где есть необходимость быстро изготовить стык. При применении высокопрочных лент (тросовые, синтетические) применяют только вулканизированные стыки.

При стыковке и ремонте применяют холодную (самовулканизирующий клей СВ-5) и горячую вулканизацию. Тросовые и синтетические ленты стыкуются только горячей вулканизацией, обеспечивающей прочность стыка, равную прочности ленты.

Изготовление вулканизированных стыков ведется в каждом конкретном случае по специальной инструкции, в которой даются все размеры, порядок раскроя и обработки, марки материала, режим вулканизации. На шахтных конвейерах, как правило, применяют переносные вулканизационные электрические пилы. Некоторые стационарные мощные конвейеры имеют стационарные вулканизаторы (смонтированные на раме конвейера возле приводной станции), которые используют также для ремонта обкладок лент.

Основные правила охраны труда: инструктаж персонала; использование конвейера только по назначению (не перевозить стойки и т. п.); соблюдение мер по борьбе с пылью (орошение, отсос пыли); устранение неисправностей только после остановки конвейера; обеспечение предусмотренных правилами проходов; защита съемными ограждениями всех вращающихся и движущихся частей привода и натяжной станции, перегрузочных пунктов, мест прохождения трассы конвейера над проходами, рабочими местами, выработками; наличие надежного заземления (или зануления) металлоконструкции конвейера; наличие у пульта управления резиновых ковриков и перчаток; наличие переходных мостиков в местах перехода людей.

Литература к гл. 5: 3, 13, 20, 32, 46, 47, 52, 59, 62, 92, 93, 118, 126, 149, 151, 155, 157, 162, 177.

ГЛАВА 6

ПОДЗЕМНЫЕ ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

§ 6.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Производительность современных конвейеров до 1000 *т/ч*. Горизонтальные конвейеры с хлопчатобумажными бельтинговыми лентами имеют предельную длину 300—400 *м*, а с резинотросовыми и синтетическими — в 4—8 раз больше. Предельная длина уклонных конвейеров при максимальных углах установки уменьшается по сравнению с горизонтальными в 3—5 раз; длина бремсберговых конвейеров несколько больше уклонных.

В плане конвейеры строго прямолинейны. В профиле могут быть прямолинейными, вогнутыми, выпуклыми (§ 4.7). Предельные углы наклона 18—20°.

Основные достоинства: высокая производительность; возможность транспортирования как по горизонтали, так и под углом вверх или вниз; сравнительно небольшая энергоемкость и большая длина в одном агрегате; возможность автоматизации.

Основные недостатки: невозможность транспортирования при углах наклона более 18—20°, а также при искривленной трассе; сравнительно малый срок службы ленты и роликов и высокая их стоимость; необходимость в дополнительных средствах транспорта для доставки оборудования, материалов и т. п.

Ленточный конвейер — одно из основных средств транспорта в угольных шахтах. Их применяют в забоях (редко), на выемочных штреках и наклонных выработках, на капитальных штреках, уклонах, бремсбергах, наклонных стволах. В ближайшее время по угольной промышленности намечается конвейеризировать 90—95% наклонных и 40—45% горизонтальных выработок.

В рудной промышленности ленточные конвейеры пока распространены мало, но имеют большие перспективы.

§ 6.2. ТИПЫ И ПАРАМЕТРЫ КОНВЕЙЕРОВ

Конвейеры делят по назначению на грузовые и грузо-людские; по месту установки — на забойные, штрековые, уклонные, бремсберговые; по времени работы на одном месте — на стационарные, полустационарные, передвижные.

Забойные конвейеры (рис. 4.1, *б*) имеют специфическую конструкцию; находят ограниченное применение из-за малого срока службы ленты, трудности переноски и регулировки, неприспособленности к агрегатной выемке.

Уклонные и бремсберговые конвейеры имеют тормоза, остановы и ловители.

Полустационарные и переносные конвейеры (для промежуточных и ярусных штреков, участковых уклонов и бремсбергов) отличаются легкой конструкцией, меньшими размерами, легкоразъемными соединениями секций става, винтовыми натяжными станциями.

Грузо-людские реверсивные конвейеры устанавливают в капитальных наклонных выработках. Они имеют не менее двух скоростей, из которых меньшая — для перевозки людей. В местах посадки и высадки людей, на одном уровне с несущим полотном, устанавливают мостики. Вдоль всего става монтируют надежную систему сигнализации, обеспечивающую экстренную остановку конвейера с любого места трассы. Перевозка людей вверх и вниз может осуществляться поочередно реверсивными конвейерами или одновременно двумя ветвями. В последнем случае для поддержания ветвей ленты конвейер имеет две рамы: верхнюю (подвешивается к крепи выработки) и нижнюю (устанавливается на почве выработки); расстояние между рамами выбирается таким, чтобы можно было перевозить людей в сидячем положении.

Ленту применяют шириной до 1200 *мм* (намечается выпуск конвейеров с лентой шириной до 2000 *мм*) с основой из обычного или особопрочного бельтинга, из капрона или лавсана, из стальных тросов. Ведут работы по созданию отечественных негорючих лент. В зарубежной практике большое внимание уделяют цельнотканым лентам (рис. 5.1), а также лентам с обкладками из пластмасс. Шведская фирма «Сандвик» выпускает монолитные (стальные) ленты с обкладками.

В качестве опорных конструкций применяют сварные секции из профильного железа с закрытой нижней ветвью и канатные с открытой нижней ветвью; за рубежом, кроме того, легкоразборные трубчатые открытые секции (рис. 5.10).

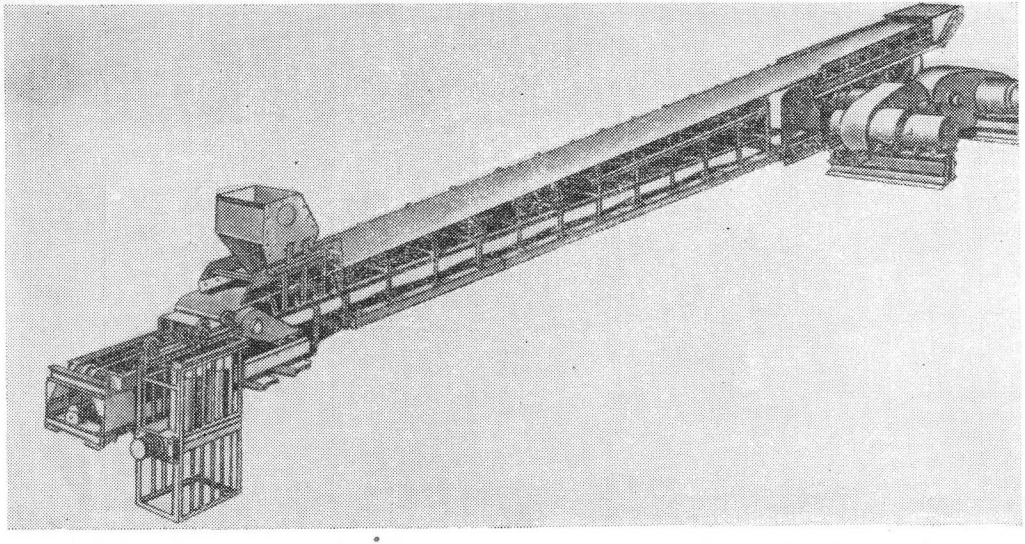


Рис. 6.1. Ленточный конвейер КРУ-260 Краснолучского завода

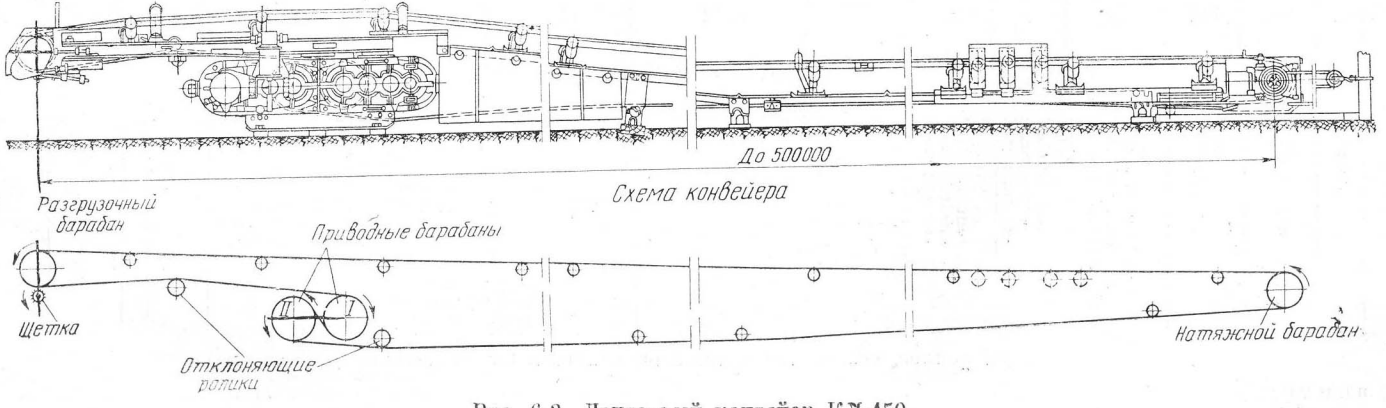


Рис. 6.2. Ленточный конвейер КЛ-150

Таблица 6.1

Характеристика типовых подземных ленточных конвейеров

Модель	Ширина ленты, *мм*	Расчетная скорость движения ленты, *м/сек*	Расчетная максимальная производительность, *м³/ч*	Максимальная длина конвейера, *м*, при объемном весе, *Т/м³*		Лента				Максимальная суммарная мощность двигателя привода, *квт*	Приводной барабан			Диаметр роликов, *мм*
				$\gamma=0{,}85$ (уголь)	$\gamma=2{,}5$ (руда)	Тип	Предел прочности ширины прокладки (ленты), *кГ/см*	Максимальное разрывное усилие ленты, *кГ*	Максимальное число прокладок ленты		Диаметр, *мм*	Длина, *мм*	Число	
Горизонтальные выработки														
Л50	500	1,0	75	—	450	Б-820	55	13 750	5	17	400	600	1	83
Горизонтальные выработки и уклоны до 10° (при переменных углах наклона выработки допускается установка конвейера до 18°)														
Л80I	800	1,6	320—290	1000—350	—	ОПБ	115	55 200	6	75	500	950	2	102
Л80III	800	1,6	320—290	2800—800	1450—300	Синтетическая	300	144 000	6	200	630	950	2	102
1Л100I	1000	1,6	500—450	1300—450	—	ОПБ	115	92 000	8	125	630	1150	2	127
1Л100II	1000	1,6	500—450	2800—900	1400—400	Синтетическая	300	210 000	7	320	800	1150	2	127
						Резинотросовая	2500	250 000						
1Л120II	1200	2,0	1000—900	2100—700	1100—260	Синтетическая	300	252 000	7	400	800	1400	2	159
						Резинотросовая	2500	300 000						
2Л120	1200	3,15	1300—1200	3100—1100	1000—440	То же	3500	420 000	—	1200	1250	1400	2	159
Л140II	1400	2,0	1300—1200	—	1600—380	»	3500	490 000	—	960	1250	1600	2	159
Л160II	1600	2,0	1750—1600	—	1300—330	»	3500	560 000	—	1200	1250	1800	2	159
Л180II	1800	2,0	2100—1900	—	1200—290	»	3500	630 000	—	1200	1600	2000	2	194
Л200II	2000	3,15	4500—4000	—	1000—260	»	3500	700 000	—	2000	1600	2200	2	194

Уклоны с углом наклона от 7 до 18°

Л80II	800	1,6	290—270	400—200	—	ОПБ	115	55 200	6	75	500	950	1	102
2Л100	1000	2,0	600—550	1100—500	420—200	Синтетическая	300	210 000	7	400	800	1150	1	127
						Резинотросовая	2500	250 000						
3Л100	1000	0,8/2,0	600—550	1600—800	700—330	Резинотросовая	3500	350 000	—	250/630	1000	1150	1	127
1Л120I	1200	2,0	900—850	900—400	360—160	Синтетическая	300	252 000	7	400	1000	1400	1	159
						Резинотросовая	2500	300 000						
3Л120	1200	0,8/3,15	1200—1100	1400—700	580—270	То же	3500	420 000	—	320/1000	1250	1400	1	159
Л140I	1400	2,0	1200—1100	—	490—230	»	3500	490 000	—	800	1250	1600	1	159
Л160I	1600	2,0	1600—1500	—	430—200	»	3500	560 000	—	1000	1600	1800	1	159
Л180I	1800	2,0	1900—1750	—	370—180	»	3500	630 000	—	1000	1600	2000	1	194
Л200I	2000	3,15	4000—3800	—	340—160	»	3500	700 000	—	2000	1600	2200	1	194

Бремсберги с углом наклона до 16°

ЛБ80	800	1,6	320	300	—	ОПБ	115	55 200	6	55	500	950	1	102
ЛБ100	1000	1,6	500	300	—	ОПБ	115	92 000	8	125	800	1150	1	127

Уклоны с углом наклона 18—35°

ЛН80	800	1,6	270—160	200—110	—	ОПБ (специальная)	115	55 200	6	55	500	950	1	102
ЛН100	1000	1,6	420—250	380—200	140—80	Резинотросовая (специальная)	1500	150 000	—	160	800	1150	1	127

Примечания: 1. В типаже приняты обозначения: Л — ленточный конвейер горизонтальный или уклонный (до 18°), ЛН — уклонный для углов 18—35°, ЛБ — бремсберговый до 16°. Цифра справа от буквенного индекса обозначает ширину ленты в сантиметрах, цифры слева — номер типоразмера, римская цифра справа — номер модели одного типоразмера.

2. Конвейеры с двумя скоростями ленты — грузо-людские.

3. Два значения для пропускной способности и максимальной длины даны при горизонтальной и наклонной установке.

4. Для конвейера Л50 максимальная длина дана при $\gamma = 1{,}6$ $т/м^3$.

Основным типом роликоопор являются роликоопоры с металлическими роликами (из труб диаметром 90—160 *мм*), с подшипниковыми узлами из шарикоподшипников на неподвижных осях. Угол наклона боковых роликов трехроликовых опор принят 20°. Уплотнение подшипников — лабиринтное. Приводные станции двухбарабанные с жесткой кинематической связью между барабанами, тандемприводы с турбомуфтами или с двигателями с фазным ротором, а также однобарабанные станции с отклоняющим барабаном. Характерным в зарубежных конструкциях является разнообразие футеровок приводных барабанов (резина, конвейерная лента, алюминий, керамика и др.).

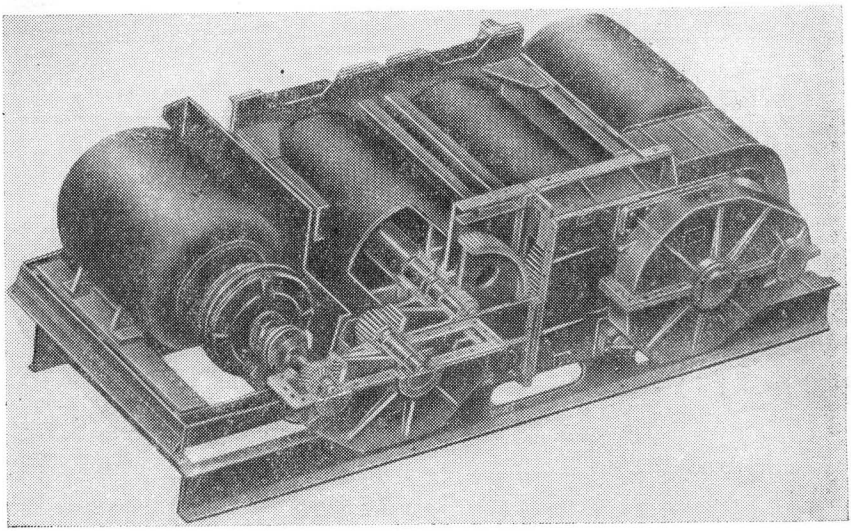


Рис. 6.3. Приводная станция конвейера фирмы «Хьювуд» (Англия) с двумя двигателями

На отечественных и зарубежных конвейерах применяют в основном жесткие и грузовые натяжные станции. Начинают применять автоматические.

В табл. 6.1 приведены характеристики подземных конвейеров в соответствии с типажем, а на рис. 6.1; 6.2 и 6.3 — общие виды отечественных и зарубежных конструкций.

Основные задачи по совершенствованию конструкций: увеличение длины одного конвейера за счет применения высокопрочных лент; повышение надежности и срока службы элементов конвейеров и в первую очередь лент и роликов за счет улучшения их качества; снижение веса и стоимости конвейеров за счет применения канатных ставов, пластмасс для роликов; создание специальных лент для увеличения угла транспортирования; создание работоспособных и надежных средств очистки ленты и барабанов и уборки просыпей; центрирование ленты на роликах и барабанах; автоматизация натяжения ленты; переход на однобарабанные привода с высококачественными футеровками барабанов.

§ 6.3. РАСЧЕТ

В характеристике конвейера приводится расчетная длина его при определенных значениях производительности и угла наклона. В условиях эксплуатации эти величины могут отличаться от указанных в характеристике значений, поэтому перед приобретением и установкой конвейера выполняют проверочный расчет.

Цель: выбор конвейера; определение необходимого числа конвейеров для заданной длины транспортирования; определение минимального числа прокладок в ленте; расчет мощности двигателя одного конвейера; расчет усилий в натяжной станции.

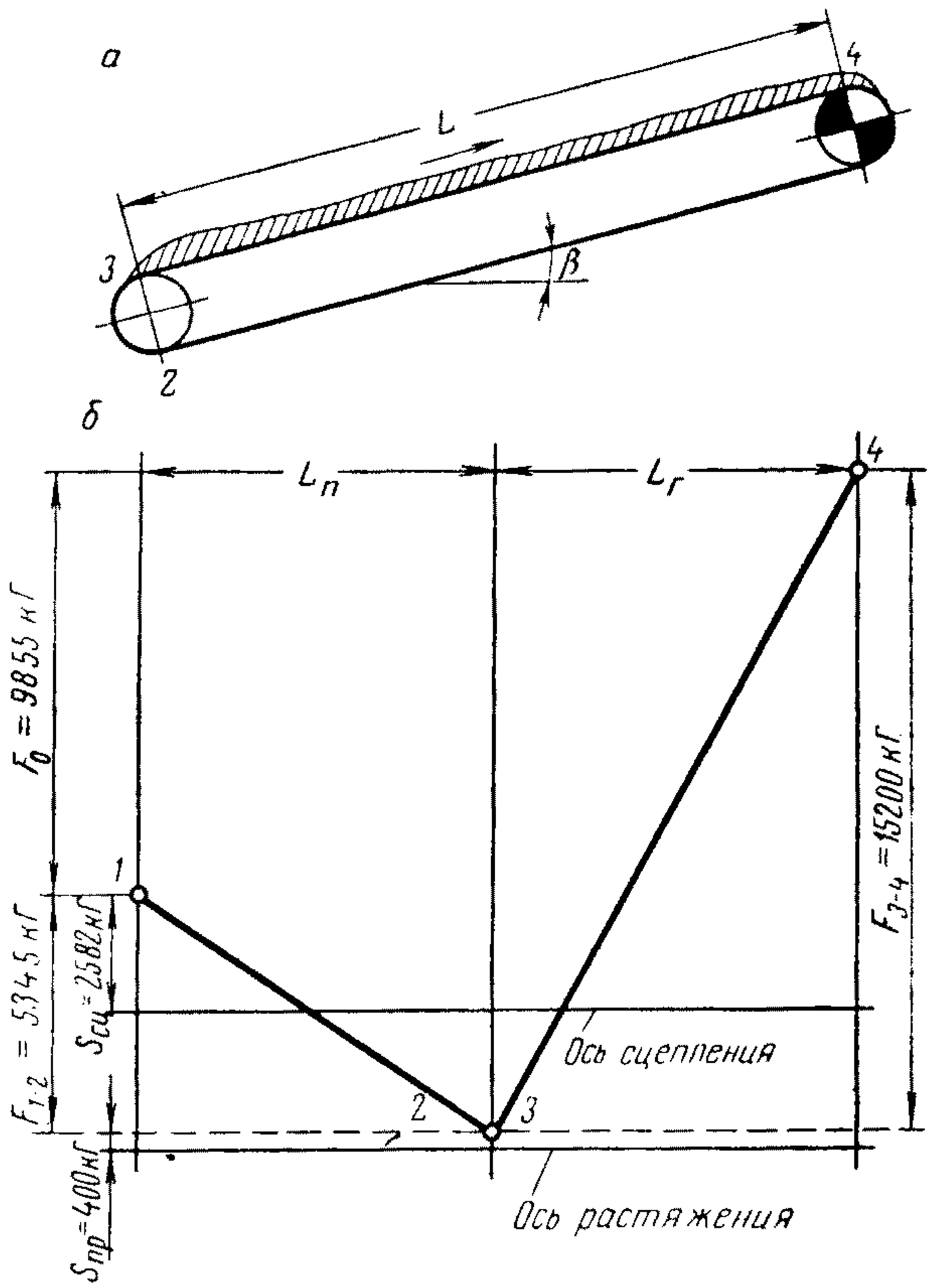


Рис. 6.4. Схемы к расчету:

а — расчетная схема конвейера; *б* — диаграмма натяжений

Пример. Выбрать конвейер и сделать проверочный расчет его для следующих условий: место установки — наклонный ствол; длина транспортирования $L = 900$ *м*; угол наклона $\beta = 15°$; производительность в смену $A = 950$ *Т*; материал — каменный уголь, $\gamma = 0{,}85$ *Т/м*^{3}; угол откоса на движущейся ленте $\varphi = 15°$; $t_{п.\,о} = 5{,}1$ *ч* — плановое оперативное время работы; категория шахты по газу — вторая, шахта опасна по пыли, в выработках интенсивный капеж воды.

Выбор конвейера. 1. Расчетная производительность грузопотока по (2.14) при $t_{п.\,о} = 5{,}1$ *ч*; $k_0 = 1{,}5$

$$Q_р = \frac{A k_0}{t_{п.\,о}} = \frac{950 \cdot 1{,}5}{5{,}1} = 280 \text{ } Т/ч.$$

2. Из § 4.2 ширина ленты по кусковатости должна быть не менее 1 *м*.

3. Из (4.7) минимальная скорость ленты при $B = 1$ *м*

$$v_{min} = \frac{Q_р}{320 B^2 \gamma c} = \frac{280}{320 \cdot 1^2 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}95} = 1{,}1 \text{ } м/сек.$$

Здесь $c = 0{,}95$ определяется из § 4.2.

Принимаем окончательно конвейер 2Л100 с резинотросовой лентой (табл. 6.1). Привод однобарабанный, $\alpha = 220°$, барабан футерован резиной, $f = 0{,}45$.

Проверочный расчет 1. Составляем упрощенную расчетную схему конвейера (§ 4.4). Длину его l принимают равной длине транспортирования L (рис. 6.4).

2. По (2.20) находим коэффициент неравномерности для тягового расчета конвейера

$$k=1+\frac{k_0-1}{\sqrt{\frac{Q_{ср}\tau}{G}}}=1+\frac{1{,}5-1}{\sqrt{\frac{185\cdot 0.139}{1{,}5}}}=1{,}12.$$

Здесь

$$Q_{ср}=\frac{A}{t_{п.\,о}}=\frac{950}{5{,}1}=185\ т/ч;$$

$$\tau=\frac{l}{3600v}=\frac{900}{3600\cdot 2}=0{,}139\ ч;$$

$v = 2$ *м/сек* — скорость ленты;
$G = 1{,}5$ *Т* — мерная емкость.

3. Из (2.14) находим расчетную производительность для тягового расчета

$$Q'_р=\frac{Ak}{t_{п.\,о}}=\frac{950\cdot 1{,}12}{5{,}1}=210\ т/ч.$$

4. По (2.5) погонный вес груза на ленте

$$q=\frac{Q'_р}{3{,}6v}=\frac{210}{3{,}6\cdot 2}=29\ кГ/м.$$

5. Из табл. 5.3 для резинотросовой ленты при $B = 1000$ *мм* $q_л = 27$ *кГ/м*.

6. Погонный вес вращающихся частей верхних $q'_р$ и нижних $q''_р$ роликоопор принимается из характеристики роликов, установленных на конвейере. При отсутствии данных можно пользоваться табл. 6.2. Для рассматриваемого примера

$$q'_р=\frac{G'_р}{l'_р}=\frac{30}{1{,}2}=25\ кГ/м;$$

$$q''_р=\frac{G''_р}{l''_р}=\frac{22}{2{,}4}=9\ кГ/м.$$

Таблица 6.2

Вес вращающихся частей роликоопор ленточных конвейеров

Показатели	Ширина ленты, *мм*						
	500	650	800	1000	1200	1400	1600
Диаметр ролика, *мм*	108	108	108—159	108—159	159	159	159
Вес вращающихся частей верхней (лотковой) роликоопоры, *кГ*	14	20	29	30	40	52	66
Вес вращающихся частей холостой (прямой) роликоопоры, *кГ*	10	12	16	22	30	38	48

Здесь $l'_р = 1{,}2$ *м* и $l''_р = 2{,}4$ *м* — соответственно расстояние между верхними и нижними роликоопорами.

7. Из (4.37) сила тяги ветвей при установившемся движении с учетом местных сопротивлений

$$F_{1-2}=lq_л(c'w'\cos\beta-\sin\beta)+lq''_рc'w'=$$

$$=900\cdot 27\cdot(1{,}1\cdot 0{,}03\cdot 0{,}966-0{,}259)+900\cdot 9\cdot 1{,}1\cdot 0{,}03=-5400\ кГ;$$

$$F_{3-4}=l(q+q_л)(c'w'\cos\beta+\sin\beta)+lq'_рc'w'=$$

$$=900(29+27)(1{,}1\cdot 0{,}03\cdot 0{,}966+0{,}259)+900\cdot 25\cdot 1{,}1\cdot 0{,}03=15\,200\ кГ$$

где $w' = 0{,}03$ в соответствии с § 4.4.

8. Тяговое усилие привода из (2.44)

$$F_0 = F_{1-2} + F_{3-4} = -5400 + 15\,200 = 9800\ кГ.$$

9. В соответствии с § 4.4 строим диаграмму натяжений.
Из (4.45) находим $S_{п.\,р}$

$$S_{п.р} = 400B = 400 \cdot 1 = 400\ кГ.$$

Из (4.11) находим минимальное натяжение по сцеплению

$$S_{сц} = \frac{F_0 k_t}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{9800 \cdot 1{,}2}{e^{0{,}45 \cdot 3{,}83} - 1} = 2600\ кГ,$$

где $f = 0{,}45$ по табл. 4.2;
$\alpha = 220° = 3{,}83\ рад$;
$k_t = 1{,}2$.

10. Натяжения в характерных точках:

$$S_1 = F_{1-2} + S_{п.\,р} = 5400 + 400 = 5800\ кГ;$$

$$S_2 = S_3 = S_{п.\,р} = 400\ кГ;$$

$$S_4 = S_{max} = S_3 + F_{3-4} = 400 + 15\,200 = 15\,600\ кГ.$$

11. Из (5.2) определяем $S_{доп}$:

$$S_{доп} = \frac{zS^0_{разр}}{m} = \frac{104 \cdot 1260}{8} = 16\,400\ кГ,$$

где $z = 104$ (диаметр троса 4,2 *мм*);
$S^0_{разр} = 1260\ кГ$ по табл. 5.3.

Как видно из расчета, $S_{доп} > S_{max}$, следовательно, по прочности ленты на всю длину может быть смонтирован один конвейер.

12. По (2.60) мощность двигателя привода

$$N_д = \frac{F_0 v k_р}{102\eta} = \frac{9858 \cdot 2 \cdot 1}{102 \cdot 0{,}85} = 273\ квт,$$

что меньше предела мощности (табл. 6.1) для конвейера 2Л100.

13. По (4.47) усилие натяжного барабана

$$P = 2S_2 = 2 \cdot 400 = 800\ кГ.$$

14. Если вместо резинотросовой принять капроновую пятипрокладочную ленту (табл. 5.2), погонный вес ее по (5.3)

$$q_л = \gamma_л B\,(is + s' + s'') = 1 \cdot 1 \cdot (5 \cdot 2 + 4 + 1{,}5) = 15{,}5\ кГ/м.$$

Проделав тяговый расчет при новом (уменьшенном) погонном весе ленты, получим $F_0 = 9200\ кГ$ и $S_{max} = S_4 = 12\,600\ кГ$.

Для капроновой ленты из (5.1)

$$S_{доп} = \frac{Bi\sigma}{m} = \frac{100 \cdot 5 \cdot 300}{10} = 15\,000\ кГ,$$

т. е. $S_{доп} > S_{max}$.

В результате будем иметь тоже один конвейер на всю длину.

§ 6.4. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Капитальные затраты слагаются из стоимости конвейеров, ленты (табл. 5.2), пускорегулирующей аппаратуры (принимается 9% стоимости конвейеров), расходов на оборудование камер приводных, натяжных и промежуточных станций.

При определении затрат на ленту ее длина принимается равной удвоенной длине конвейерной установки плюс 20 *м* на стыковку, обводку

барабанов и пр. Например, на угольной шахте капитальные затраты на уклонную ($\beta = 10°$) конвейерную установку с хлопчатобумажной лентой шириной 1000 *мм*, протяженностью 1 *км* и производительностью 1500 *Т* в сутки составляют 80 000 *руб/км* (51% — стоимость конвейера, 34% — ленты, 5% — пускорегулирующей аппаратуры, 10% — камер приводных, натяжных и промежуточных станций).

При определении эксплуатационных затрат в штат рабочих включают операторов автоматизированных конвейерных установок (мотористы) и расштыбовщиков: при автоматизированном управлении конвейерами на каждый пульт управления — 1 чел. в смену; при дистанционном управлении конвейерами — 0,25 чел. в смену на один привод; при местном (ручном) управлении конвейерами — 0,7 чел. в смену на один привод; для расштыбовки и очистки конвейеров по общешахтным выработкам — на каждые 1000 *м* конвейерной линии — 1 чел. в смену.

Например, эксплуатационные расходы для указанной выше конвейерной установки составляют 175 руб. в сутки (35% — зарплата обслуживающего персонала, 34% — расходы на ленту, 23% — амортизация электромеханического оборудования, 8% — расходы на электроэнергию, 2% — амортизация камер приводных станций, 1% — прочие расходы).

Себестоимость транспортирования ленточными конвейерами на угольной шахте составляет 0,06 ÷ 0,20 *руб/Т · км*; изменяется примерно в прямой зависимости от длины и угла наклона установки и в обратной — от производительности.

Литература к гл. 6: 11, 12, 13, 15, 20, 32, 46, 47, 59, 93, 96, 149, 155, 162, 171, 177, 183.

ГЛАВА 7

ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ КАРЬЕРОВ

§ 7.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Конвейеры могут транспортировать рыхлые вскрышные породы, уголь, скальные породы с размером кусков до 200—300 *мм*. Производительность по рыхлым породам доходит до 15 000 $м^3/ч$. Длина горизонтальных конвейеров до 3000 *м*, углы наклона до 18°.

Достоинства: сравнительно небольшое количество обслуживающего персонала; непрерывность транспортирования груза; возможность комплексной автоматизации (совместно с выемочными машинами); способность транспортировать под большими углами, что значительно сокращает длину транспортных коммуникаций (по сравнению с железнодорожным и автомобильным транспортом) и сокращает сроки ввода карьера в эксплуатацию; относительно небольшие размеры.

Недостатки: высокая стоимость ленты и малый срок ее службы; зависимость работы от климатических условий (дожди, морозы), при которых имеет место налипание и смерзаемость материала, потеря эластичности лент, пробуксовка ленты на приводе; необходимость дробления крупнокускового материала до 200—300 *мм* в поперечнике.

Основные области применения:

1. Транспорт рыхлых вскрышных пород (в плотном теле $\gamma_т = 1{,}5$—$1{,}8$ $Т/м^3$), разрабатываемых многоковшовыми (цепными или роторными)

экскаваторами. Например, условия буроугольных и марганцевых карьеров Украины, железорудных карьеров Кустаная и Курской магнитной аномалии, угольных карьеров ГДР и УССР. Конвейеры используются самостоятельно, на отвальных мостах и на отвалообразователях.

2. Для транспортирования угля, добываемого одноковшовыми или роторными экскаваторами. Например, угольные карьеры Урала.

3. Для транспортирования скальных крупнокусковых пород и руды с предварительным дроблением в карьере. Такие схемы применяются на железорудных карьерах США и Канады.

Перспективы применения ленточных конвейеров на карьерах велики, область их применения начинает распространяться на скальные породы.

§ 7.2. ТИПЫ И ПАРАМЕТРЫ КОНВЕЙЕРОВ

Конвейеры классифицируют по следующим признакам:

по назначению — забойные, сборочные, передаточные, подъемные, магистральные, отвальные, конвейеры отвальных мостов, конвейеры отвалообразователей, конвейеры роторных экскаваторов;

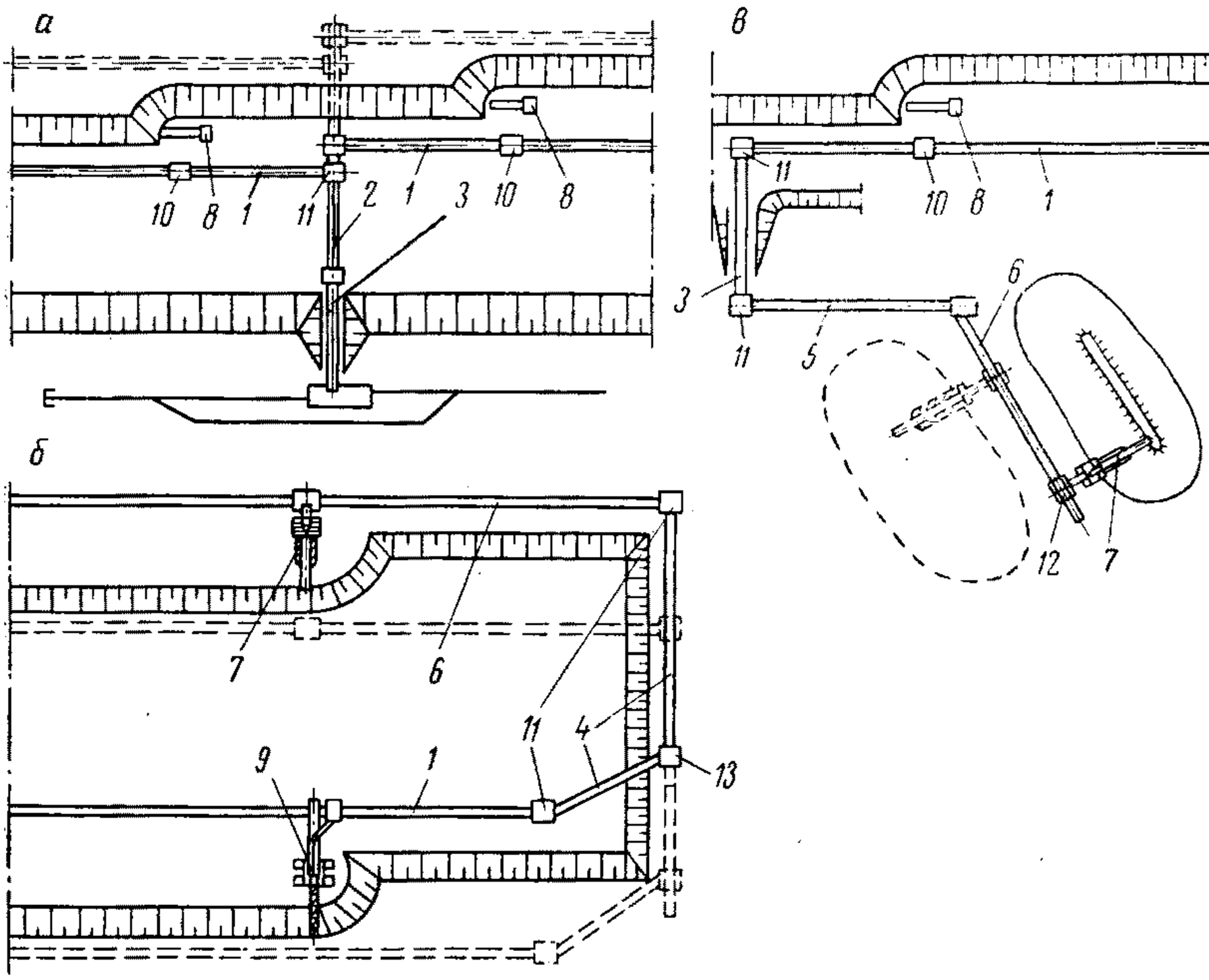


Рис. 7.1. Схемы расстановки конвейеров на карьерах:

а — конвейерный транспорт внутри карьера и железнодорожный на поверхности; *б* — конвейерный транспорт вскрышных пород во внутренний отвал; *в* — то же во внешний отвал; *1* — забойный конвейер; *2* — сборочный конвейер; *3* — подъемный конвейер; *4* — передаточный конвейер; *5* — магистральный конвейер; *6* — отвальный конвейер; *7* — консольный отвалообразователь; *8* — ковшовый экскаватор; *9* — роторный экскаватор; *10* — погрузочный пункт; *11* — перегрузочный пункт; *12* — разгрузочный пункт; *13* — погрузочные железнодорожные бункера (пунктиром показано последующее положение конвейеров)

по времени работы на одном месте — передвижные, полустационарные, стационарные.

На рис. 7.1 приведены схемы расстановки конвейеров на карьерах. Карьерные конвейеры имеют следующие особенности устройства составных частей.

Наиболее распространены ленты резинотросовые и из синтетических тканей. Большое внимание при изготовлении лент уделяют высокому качеству обкладочной резины и прочности связи ее с тяговым каркасом.

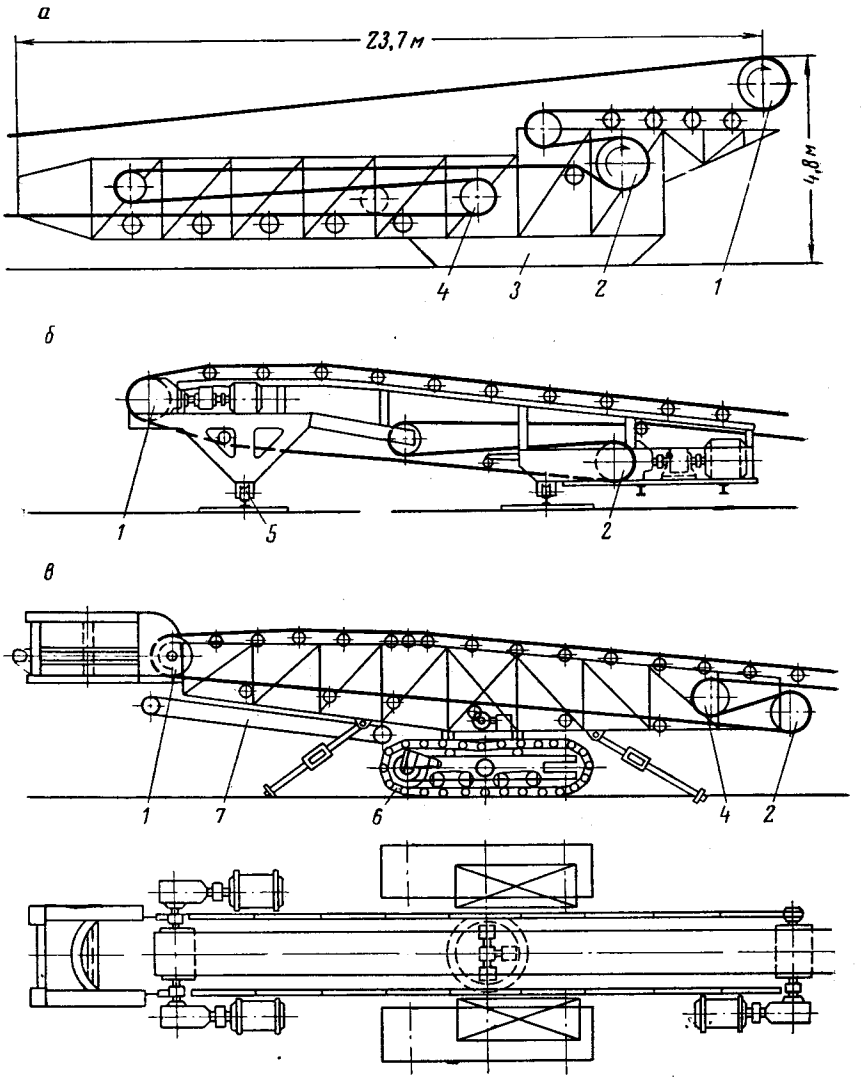


Рис. 7.2. Схемы приводных станций:

а — двухбарабанный привод и натяжная станция на опорной плите (понтоне); *б* — двухбарабанный привод и натяжная станция на несамоходном рельсовом ходу; *в* — двухбарабанный привод и натяжная станция на гусеничном ходу; *1, 2* — первый и второй приводные барабаны; *3* — опорная плита (понтон); *4* — натяжной барабан; *5* — рельсовый ход; *6* — гусеничный ход; *7* — конвейер для уборки просыпи

Создают ленты для повышенных углов наклона конвейеров: с бугристыми верхними обкладками, с привулканизированными поперечными ребрами.

Приводные станции отличаются многообразием схем заводки ленты, большими размерами, весом и мощностью. Они могут устанавливаться стационарно, перемещаться непосредственно по почве (трактором), по

рельсам, или иметь гусеничный, шагающий или другой тип хода (рис. 7.2). Аппаратура энергоснабжения и управления располагается на раме приводной станции или в отдельном передвижном киоске, так как вибрация рамы уменьшает надежность работы аппаратуры. Иногда (§ 4.6) конвейер

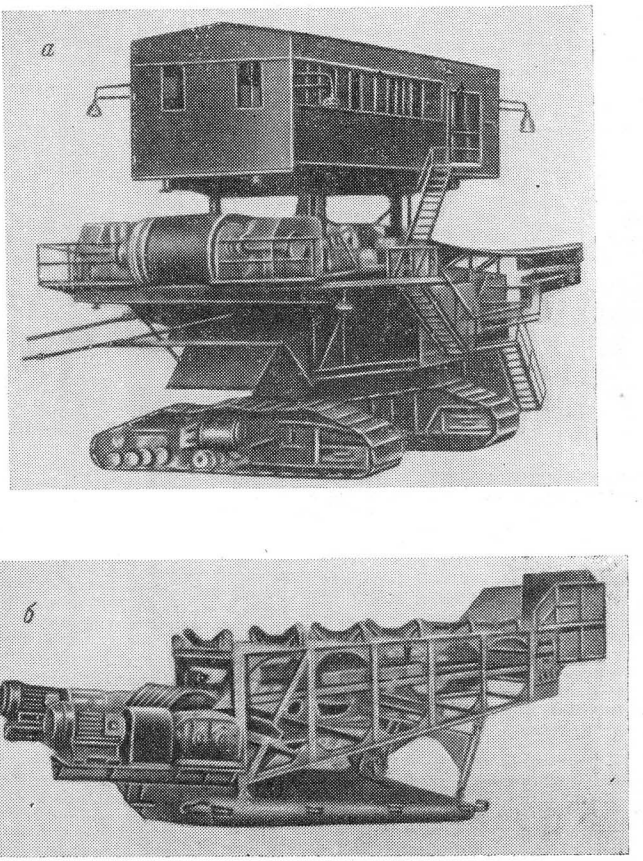


Рис. 7.3. Внешний вид приводных станций карьерных конвейеров:

а — на гусеничном ходу; *б* — на опорной плите

имеет приводные станции, установленные по его концам. Часто приводная и натяжная станции имеют общую раму. Общий вид приводных станций показан на рис. 7.3.

Секции передвижных конвейеров приспособлены для периодической передвижки. На рис. 7.4 приведены примеры секций, передвигающихся перпендикулярно оси конвейера с помощью турнодозеров (§ 20.5) (забойные, отвальные) и вдоль оси (передаточные). Секции забойных и отвальных конвейеров крепят к шпалам, которые связаны по всей длине конвейера с двух сторон рельсами. По последним перемещаются загрузочные (на забойных конвейерах) и разгрузочные (на отвальных конвейерах) станции (рис. 7.5).

Таблица 7.1

Характеристики конвейеров

Тип конвейера	Лента			Производительность, т/ч	Длина конвейера, м	Число приводных барабанов	Диаметр приводного барабана, мм	Наклон боковых роликов, град	Мощность привода, квт
	Ширина, мм	Скорость, м/сек	Тип						
КРП-500	1000	2,2	Б-820	500	150	1	1130	20	75
КЛ-500	1000	2,2	Капрон	500	300	1	1200	30	2×75
КГТО-1000 (Торецкий)	1200	4,0	Винилон (японская)	1000 *	800	1	1410	30	2×250
КГТО-1000 (Донецкий)	1200	3,5	Капрон	1000 *	800	1	1000	30	500
КГТО-3000 НКМЗ	1800	3 5	Винилон (японская)	3000 *	750	2	1510	30	1050+ +460
ТС-1 **	1200	3,15	Синтетическая	1800 *	2000	2	—	30	3×250
ТС-3	2000	5	То же	9000 *	1570	2	—	30	4×500

* Производительность указана в $м^3/ч$ в плотном теле.
** Конвейеры ТС-1 и ТС-3 выпускаются в ЧССР.

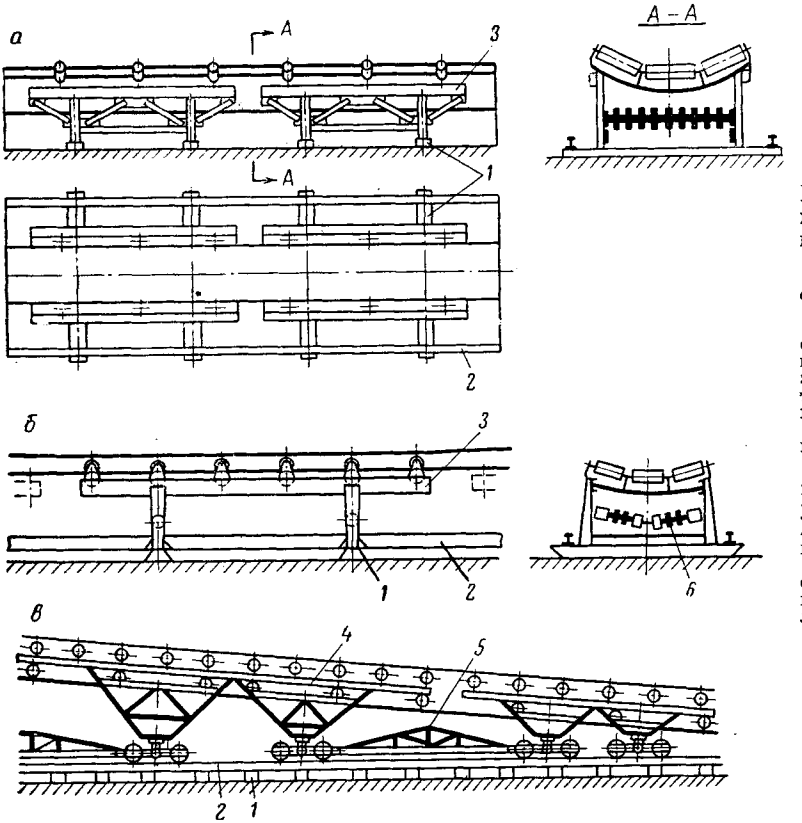


Рис. 7.4. Секции передвижных конвейеров:

а, б — забойных, передвигающихся перпендикулярно оси конвейера с помощью турнодозера *в* — передаточных (переходная секция), передвигающихся вдоль оси конвейера;
1 — шпалы; *2* — рельсы; *3* — рама линейной секции; *4* — рама переходной секции; *5* — соединительная ферма; *6* — нижняя двуроликовая лотковая центрирующая опора

Натяжные станции, как правило, грузовые или грузовые с лебедками; на коротких конвейерах — винтовые. Основные отличия — большой ход натяжных барабанов (до 10 *м* и более) особенно на длинных конвейерах с синтетическими лентами. Начинают применять автоматические натяжные станции (§ 5.3).

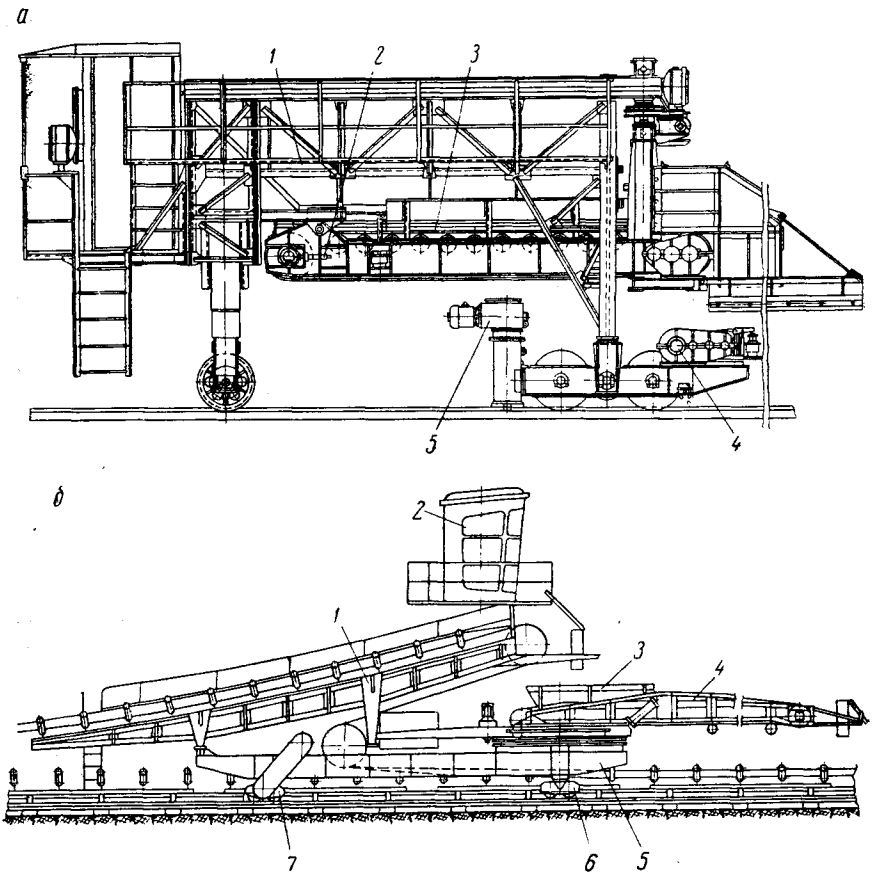


Рис. 7.5. Загрузочные и разгрузочные станции:

а — загрузочное самоходное устройство с ленточным питателем (УкрНИИпроект), *1* — приемный бункер, *2* — ленточный ускорительный конвейер-питатель, *3* — батарея амортизирующих роликоопор, *4* — механизм передвижки портала, *5* — механизм рельсозахвата;; *б* — разгрузочное самоходное устройство с поворотным передаточным конвейером (для отвального конвейера), *1* — разгрузочное устройство, *2* — кабина оператора, *3* — приемная воронка передаточного конвейера, *4* — поворотно-подъемный передаточный конвейер, *5* — платформа, *6* — тележка, *7* — тележка с приводом

В табл. 7.1 приведены характеристики конвейеров, применяющихся на карьерах.

Задачами и перспективами дальнейшего развития являются: применение широких лент, больших скоростей, более рациональной формы лотковости; транспортирование крупнокусковых скальных пород и руды; создание конвейеров для углов наклона более 18°; надежная автоматизация управления и контроля; повышение качества лент и роликов

и увеличение их срока службы; внедрение типизации и стандартизации оборудования; создание машин для вспомогательных работ на конвейере — уборка просыпей, соединение лент и т. п.

§ 7.3. ОТВАЛЬНЫЕ МОСТЫ И КОНСОЛЬНЫЕ ОТВАЛООБРАЗОВАТЕЛИ

Отвальные мосты и консольные отвалообразователи — самоходные конвейерные установки, предназначенные для транспортирования и укладки вскрышных пород в отвал.

I. Отвальные мосты

Отвальный мост перемещается перпендикулярно своей продольной оси вдоль забоя, принимает породу от вскрышных экскаваторов и ленточными конвейерами транспортирует ее во внутренний отвал. Основные узлы моста показаны на рис. 7.6.

Экскаваторы сочленяются с мостом вспомогательными мостами, расположенными вдоль вскрышного забоя или поворачивающимися в плане. Соединительный мост может обладать телескопичностью для изменения расстояния до экскаватора (рис. 7.7, *а*). В отдельных случаях экскаватор встраивается в мост (рис. 7.7, *б*, *д*).

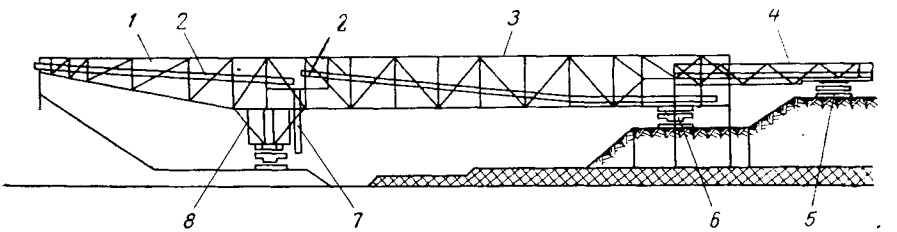


Рис. 7.6. Схема отвального моста:

1 — консоль; *2* — конвейеры; *3* — пролетное строение; *4* — соединительный мост; *5*, *6* и *8* — экскаваторная вспомогательная и отвальная опоры с ходовыми механизмами; *7* — устройство промежуточной разгрузки конвейеров

Отсыпку отвала производят с конца отвальной консоли (рис. 7.7, *в*, *г*, *ж*) и с промежуточных станций, когда требуется образование предотвала или уменьшение результирующего угла откоса отвала (рис. 7.7, *а*, *б*, *д*, *е*).

Количество опор — две и более. Отвальная и экскаваторная опоры могут быть расположены на одном уровне (рис. 7.7, *б*) и на разных. В последнем случае экскаваторная опора может располагаться на дневной поверхности (рис. 7.7, *д*), породном уступе (рис. 7.7, *е*) или подуступе (рис. 7.7, *ж*), кровле или уступе полезного ископаемого (рис. 7.7, *а*); отвальная — на кровле или уступе полезного ископаемого (рис. 7.7, *г*), пропластка породы, предотвале (рис. 7.7, *а*). У новых отвальных мостов для уменьшения веса экскаваторную опору располагают на уступе полезного ископаемого или породы, а отвальную — на высоком (до 18 *м*) предотвале (рис. 7.6).

Ферма моста обычно жесткая, клепаная. Отвальную консоль выполняют иногда в виде разрезной или неразрезной фермы, подвешенной на жестких вантах или канатах (рис. 7.7, *в*). Известны проекты висячих мостов.

Ход моста выполняется железнодорожным, редко — гусеничным, шагающим и шагающе-рельсовым. Тележки железнодорожного хода обычно имеют по восемь колес; нагрузка до 6 *Т* на колесо. Для равномерного распределения нагрузок на ходовые тележки и колеса применяется сложная система балансиров и коромысел. Привод тележек — индивидуальный по системе Г-Д; до 30% тележек неприводные. Управление приводами тележек каждой опоры — раздельное; скорость хода — до 15 *м/мин*. Тележки часто располагают в два ряда, поэтому пути каждой опоры обычно четырехрельсовые. Передвижка пути — путепередвигателями непрерывного действия или турнодозерами (20.5).

Отвальный мост может поворачиваться в плане на угол до 30°; расстояние между опорами изменяется за счет телескопичности пролетного строения (рис. 7.7, *г*) или подвижности опоры относительно фермы от 2,5 до 40 *м*; разность уровней установки опор может колебаться в пределах до 9 *м*; допустимые продольные и поперечные уклоны пути — до 0,02 и радиусы закругления — более 150 *м*.

Электроснабжение транспортно-отвальных комплексов осуществляется посредством гибкого кабеля, наматываемого на прицепной кабельный барабан, при напряжении до 35 *кв*. Иногда применяются трехфазная контактная сеть и скользящие токосъемные устройства.

Отвальные мосты изготовляют по индивидуальным проектам. В ГДР изготовляют унифицированные мосты двух типов для уступов высотой 34 и 45 *м*.

Общая длина отвального моста и соединительных мостов достигает 590 *м*, высота 85 *м*, расстояние между опорами 250 *м*, длина консоли 170 *м*, вес 7800 *Т*, производительность 7500 $м^3/ч$, скорость движения лент 7,5 *м/сек*. В ГДР ведутся работы по созданию моста для отработки уступа высотой 80 *м*. Мост будет иметь пять опор, длину 770 *м*, вес 15 тыс. *Т* и производительность 9 тыс. $м^3/ч$ в плотном теле.

Достоинствами мостов являются большая производительность, высокая эксплуатационная надежность, возможность создания больших вскрытых запасов полезного ископаемого. Недостатки: большой объем горно-капитальных работ для ввода моста в эксплуатацию (20—30 млн. $м^3$); невысокая маневренность и сложность применения моста для строительства карьера; длительность монтажа (1—2 года).

II. Консольные отвалообразователи

В отличие от отвального моста консольный отвалообразователь имеет одну опору. Их различают по следующим признакам:

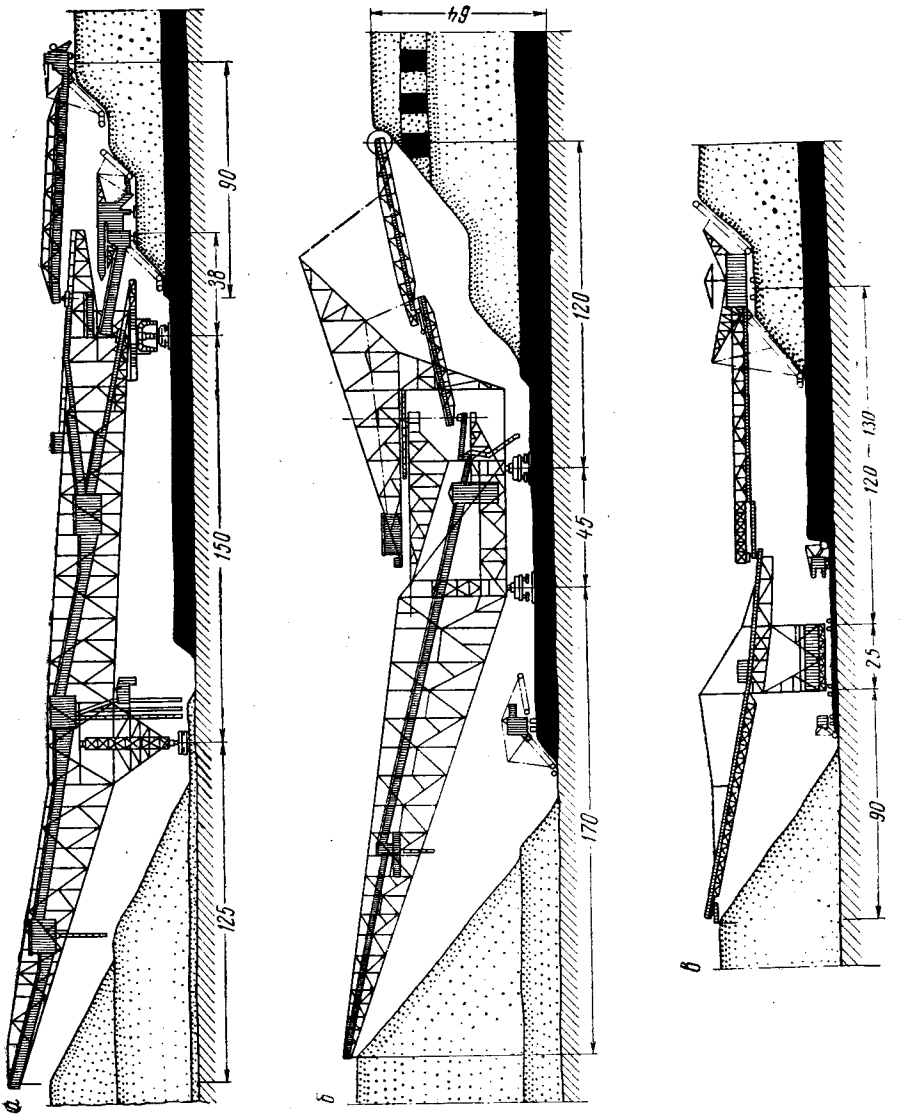
условиям применения — для транспортно-отвальной системы разработки, для транспортной системы разработки, для работы с добычным экскаватором при перевалке прослоев в отвал;

типу ходового оборудования — гусеничные, шагающие, шагающе-рельсовые, железнодорожные;

поворотности верхнего строения — неповоротные, неполноповоротные, полноповоротные.

Основные узлы отвалообразователя показаны на рис. 7.8.

Мощные отвалообразователи для транспортной системы разработки могут иметь раздельную конструкцию: приемная часть и собственно отвалообразователь имеют независимые друг от друга ходовые механизмы, что допускает в случае необходимости установку между ними конвейерной линии.


64
90
38
150
125
120
45
170
120 – 130
25
90
а
б
в

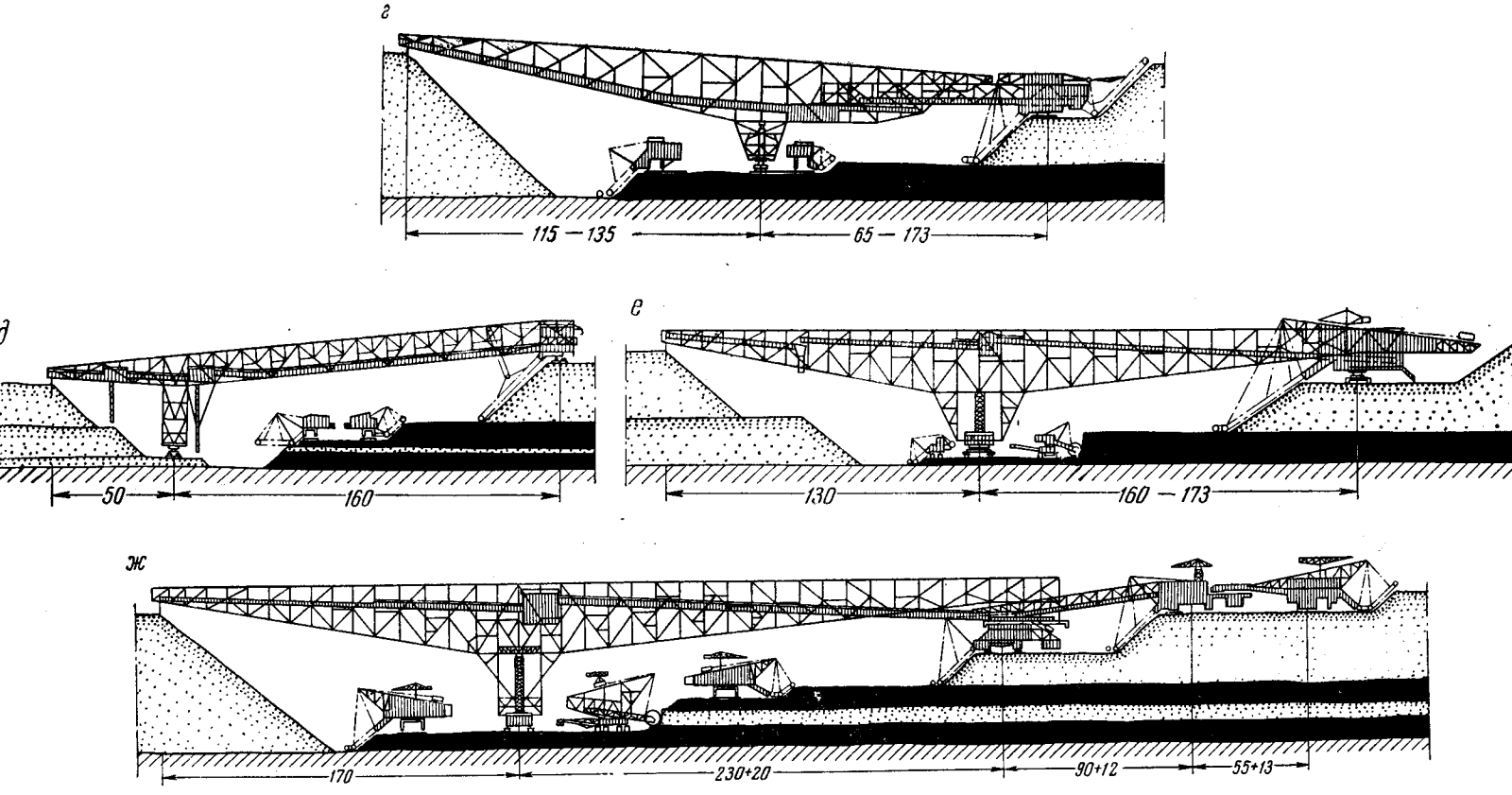
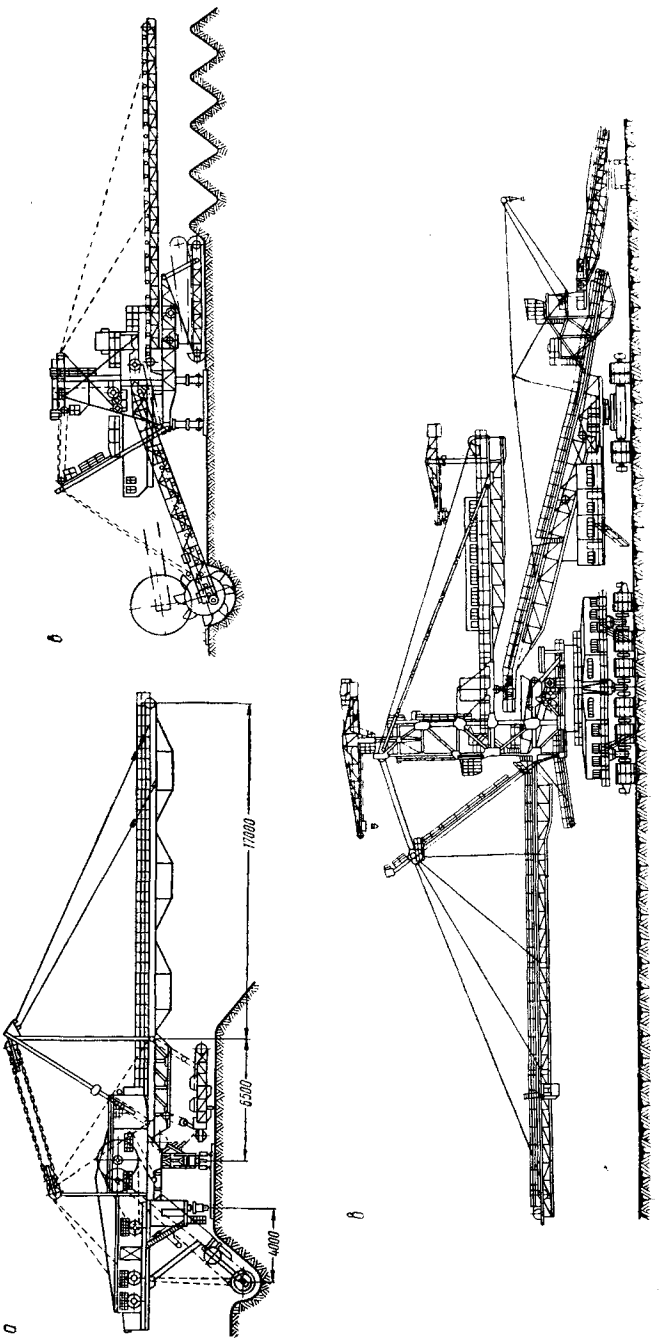


Рис. 7.7. Схемы отвальных мостов на карьерах:

а — Клетвиц (ГДР); *б* — Звенигородском; *в* — Бандуровском; *г* — Байдаковском; *д* — Нойрат (ГДР); *е* — Семеновско-Головковском до реконструкции; *ж* — Эспенхайн (ГДР)


17000
6500
4000
а
б
в

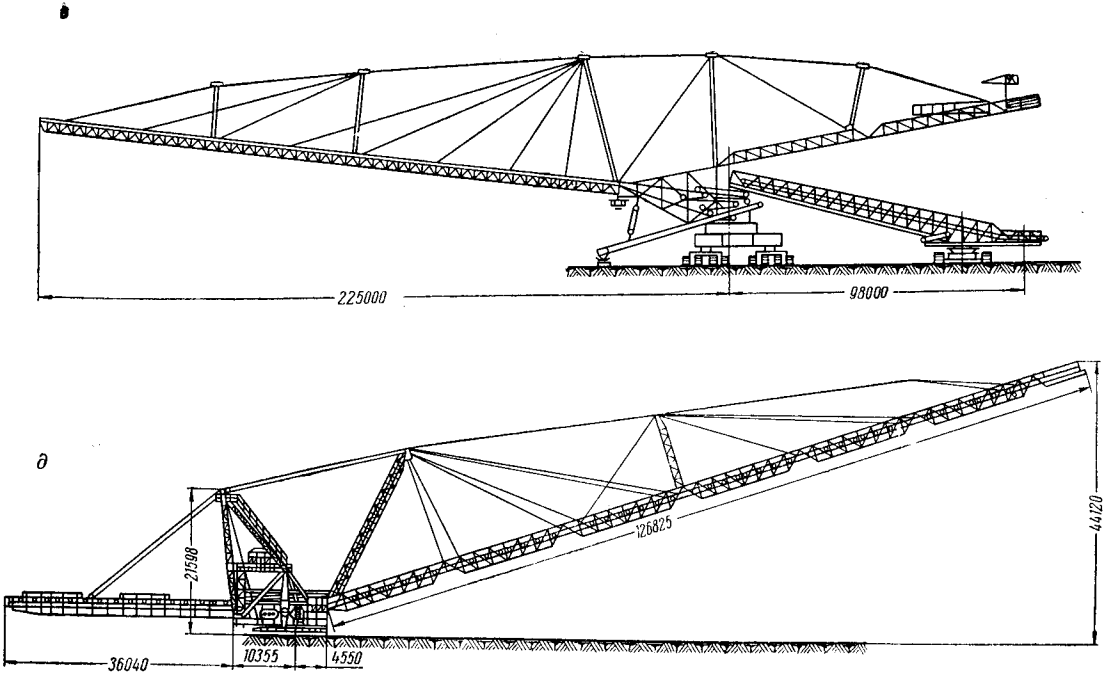


Рис. 7.9. Схемы отвалообразователей:

а, *б* — с цепным многоковшовым и с роторным приемным органом, планирующим устройством и железнодорожным ходом для работы на отвалах с железнодорожным транспортом; *в* — с гусеничным ходом для работы по транспортно-отвальной системе разработки или конвейерным транспортом на отвалах (ГДР); *г* — с гусеничным ходовым оборудованием для транспортно-отвальной системы разработки (ГДР); *д* — с шагающим ходовым оборудованием типа ОШ-125/1500 (СССР)

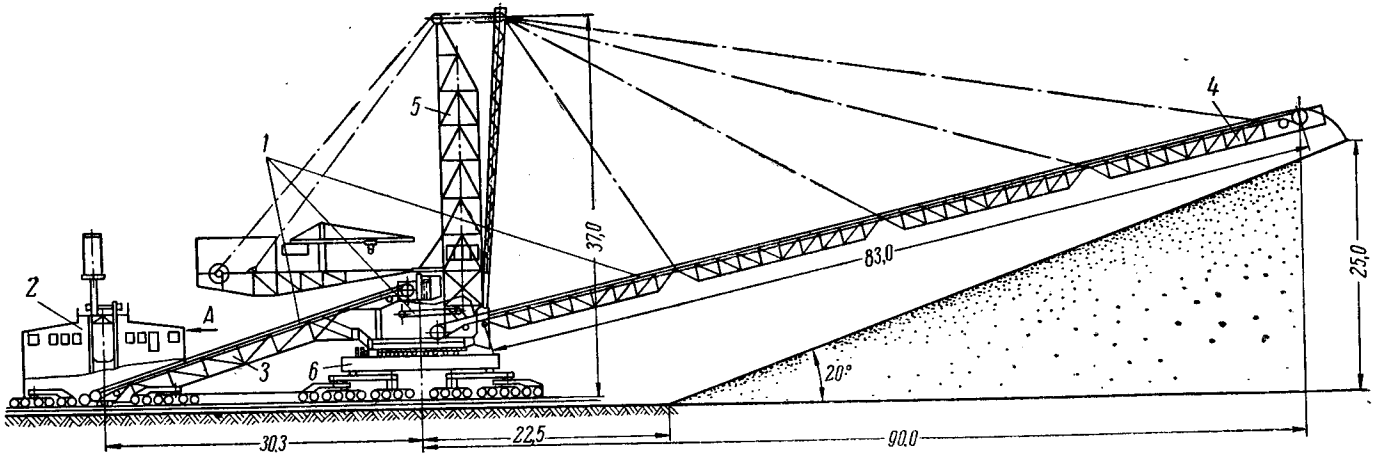


Рис. 7.8. Отвалообразователь с раздельными приемной и разгрузочной частями:

1 — система конвейеров; *2* — приемная часть (ленточная или многоковшовая) с механизмом поворота, подъема и др.; *3* — перегрузочное устройство между приемной частью и отвальным конвейером; *4* — отвальная консоль; *5* — верхнее поворотное строение с механизмами поворота, системой пилонов, противовесами и др.; *6* — ходовое оборудование с металлоконструкциями и механизмами поворота

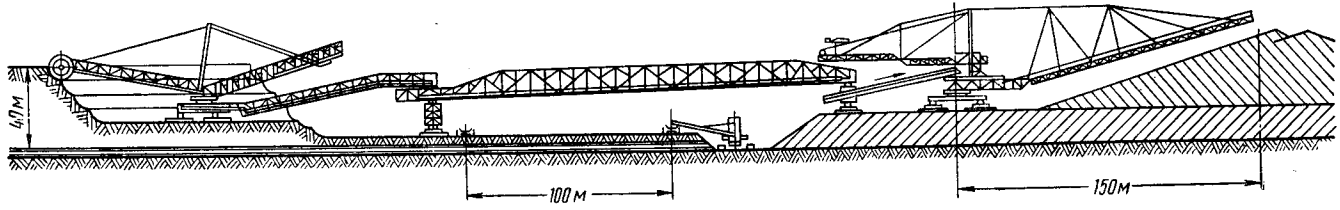


Рис. 7.10. Транспортно-отвальный комплекс на гусеничном ходу производительностью 9000 $м^3/ч$, весом 8500 *Т* (ГДР)

Отвалообразователи, предназначенные для работы с железнодорожным транспортом (рис. 7.9, *а*, *б*), имеют, как правило, железнодорожное ходовое оборудование. Они самостоятельно нарезают приемную канаву и забирают в ней ковшами породу, разгруженную туда из думпкаров.

Зарубежные отвалообразователи имеют преимущественно гусеничный ход (рис. 7.9, *в*, *г*), реже — шагающий. В СССР преимущественное распространение получил шагающий (рис. 7.9, *д*) и шагающе-рельсовый ходовой механизм. Последний обладает высокой проходимостью, маневренностью и долговечностью, обеспечивает плавность движения. Недостаток — цикличность действия.

Наиболее сложным и ответственным узлом является отвальная консоль. Стремление облегчить консоль привело к замене жестких конструкций вантовыми разрезными висячими стрелами с широким применением канатов для придания им горизонтальной жесткости и изменения угла наклона к горизонту. Фермы стрелы чаще имеют трехгранное сечение и выполняются из труб. Вспомогательные элементы конструкции (трапы, балки роликоопор и др.) изготовляют из легких сплавов.

Отвалообразователи имеют производительность от 400 до 11 000 $м^3/ч$ разрыхленной породы, длину отвальной консоли до 220 *м*, вес — до 5500 *Т*, скорость лент — до 8 *м/сек*. Емкость ковшей многоковшового приемного органа составляет от 400 до 4500 *л*. Параметры отвалообразователя ограничиваются обычно длиной отвальной консоли и весом машины.

Электроснабжение осуществляется гибким кабелем, наматываемым иногда на самоходный кабельный барабан; подводимое напряжение — до 10 *кв*.

Достоинствами отвалообразователей по сравнению с мостами являются высокая маневренность, универсальность, возможность использования при строительстве карьера, поддержание заданного угла откоса отвала, удобство работы экскаватора блоком; недостатками — меньшая надежность, резкое увеличение веса с ростом длины консоли.

При транспортно-отвальной системе разработки эффективным является сочетание отвального моста с отвалообразователем (рис. 7.10), использующее преимущества машин обоих типов.

§ 7.4. РАСЧЕТ

Конвейеры для открытых разработок изготовляют в виде комплектов, поэтому порядок их расчета аналогичен § 6.3. Если конвейер набирается из типовых элементов, то расчет его производится по § 8.3.

§ 7.5. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Капитальные затраты включают стоимость конвейерной установки без ленты, стоимость ленты, стоимость вспомогательного оборудования или устройств (турнодозеров, автостеллы, галерей, железнодорожных путей и др.).

Стоимость ленты см. § 5.1. Стоимость электромеханического оборудования и металлоконструкций определяют по весу из расчета 500—1100 *руб/Т*.

Вес электромеханического оборудования и металлоконструкций определяют по паспорту установки или по приближенным формулам.

Вес отвального моста без поперечных конвейеров

$$G = (0{,}1L_к^2 + 2{,}2L_п^{1{,}35})\,[0{,}57 + 1{,}8 \cdot 10^{-7}\,(L_м - 150)\,Q_п],\ т,$$

где $Q_п$ — паспортная производительность по рыхлой массе, $м^3/ч$; $L_к, L_п, L_м$ — длины отвальной консоли, пролета и моста, $м$.

Вес отвалообразователя на шагающе-рельсовом ходу с одним поворотным кругом

$$G = 10^6 \left[\frac{1\,004\,000}{Q_п + 2060} + 4 - \left(\frac{4170}{Q_п + 2450} - 0{,}01\right)(R_р - 0{,}0004R_р^2)\right]^{-1},\ т,$$

где $R_р$ — радиус разгрузки, $м$.

Например, капитальные затраты на забойный конвейер длиной 600 $м$ с анидной шестипрокладочной лентой шириной 1,6 $м$ при производительности 4500 $м^3/ч$ составляют 635 000 руб. (1000 *руб/м*), в том числе 74% на электромеханическое оборудование и металлоконструкции, 24% на ленту, 2% — прочие расходы. При определении эксплуатационных расходов штат принимают по табл. 7.2, 7.3.

Таблица 7.2

Ориентировочные нормативы для расчета штата работников, обслуживающих конвейерные линии

Профессия	Число в смену при производительности конвейера, тыс. $м^3/ч$				
	До 1	1—3	3—5	5—7	Свыше 7
Машинист-оператор, чел.	1	1	1	1	1
Рабочий перегрузочного пункта, *чел/став*	1	1	1	1	1
Слесарь, *чел/км*	0,5	1	1,3	1,7	2
Электрик, *чел/км*	0,3	0,35	0,4	0,5	0,7
Рабочий по ремонту лент, *чел/км*	0,35	0,4	0,5	0,7	1

Таблица 7.3

Ориентированная численность штата рабочих в смену на отвальных мостах и отвалообразователях, чел.

Объект	Производительность машины тыс. $м^3/ч$				
	До 1	1—3	3—5	5—7	Более 7
Отвальный мост	—	10	13	15	17
Отвалообразователь	3	4	6	7	8

Дополнительно учитывают бригаду по передвижке конвейеров — машинист турнодозера и три рабочих при норме передвижки 1000—3000 $м^2/ч$.

Ориентировочный срок службы лент при транспортировании рыхлых пород и угля 3—5 лет, скальных пород 1—3 года.

При расчете установленной мощности электрооборудования можно пользоваться эмпирическими формулами.

Для отвального моста

$$\sum N = \frac{[0{,}136Q_{\text{п}} + (0{,}0036 + 1{,}64 \cdot 10^{-6}Q_{\text{п}})\, L_{\text{м}}^2\,(1 + 48\,\text{tg}^2\,\beta)}{\eta \cos\varphi}, \quad \textit{ква},$$

где β — средний угол наклона конвейеров;

η и $\cos\varphi$ — средневзвешенный к. п. д. и коэффициент мощности электродвигателей.

Для отвалообразователей

$$\sum N = \frac{170 + 0{,}000017Q_{\text{п}}^2\,(0{,}0035Q_{\text{п}}^{-3})\,R_{\text{р}} + (0{,}03 - 2 \cdot 10^{-10}Q_{\text{п}})\,R_{\text{р}}^2}{\eta \cos\varphi}, \quad \textit{ква}.$$

Для указанного выше конвейера эксплуатационные затраты составляют 275 *руб/км* в *сутки*. В том числе: 26% — амортизационные отчисления на металлоконструкции, 16% — на ленту, 17% — затраты на электроэнергию и 10% зарплата персонала и др.

Себестоимость транспортирования передвижными конвейерами от 1 до 3 *коп/Т·км*; отвальными мостами и отвалообразователем — от 2 до 6 *коп/м*^{3}.

Литература к гл. 7: 3, 13, 20, 32, 46, 47, 52, 96, 151, 157, 164, 177.

ГЛАВА 8

ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

§ 8.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Ленточные конвейеры общего назначения широко применяют для транспортирования насыпных и штучных грузов во всех отраслях хозяйства. В горнодобывающей промышленности они наиболее широко представлены на обогатительных и брикетных фабриках, горнообогатительных комбинатах, на поверхности шахт и карьеров (бункера, склады, наклонные галереи и др.).

Конвейеры изготовляют на любые встречающиеся на практике производительности и длины

Допускаемые углы наклона конвейера, *град*

Транспортируемый материал	Лента прорезиненная	Лента стальная
Брикеты угольные	15	10
Гравий округлый сортированный	15	10
Камень дробленый рядовой	18	12
Кокс рядовой	18	13
Песок сухой мелкий	16	13
Песок влажный	26	20
Руда крупная (d=100 *мм*)	18	12
Руда дробленая (d=60 *мм*)	20	10
Уголь каменный рядовой	18	13
Уголь каменный штыб	22	16
Щебень мелкий	22	12

Достоинства: простота конструкции, непрерывность потока материала, большая производительность, бесшумность работы, надежность, приспособленность к техническому процессу обогатительных фабрик.

В настоящее время ленточные конвейеры — основной вид транспорта на поверхности шахт и на обогатительных фабриках. Прочие виды конвейеров применяют там, где по каким-либо причинам нельзя применить ленточный конвейер.

§ 8.2. ТИПЫ И ПАРАМЕТРЫ КОНВЕЙЕРОВ

Конвейеры (рис. 8.1) классифицируют по следующим признакам: *по назначению* — распределительные (для загрузки ячеек бункеров, сортировочных и обогатительных агрегатов); сборочные (собирают материал из ряда последовательно расположенных ячеек или из нескольких конвейеров); передаточные (для межцехового транспорта и связи между отдельными технологическими аппаратами);

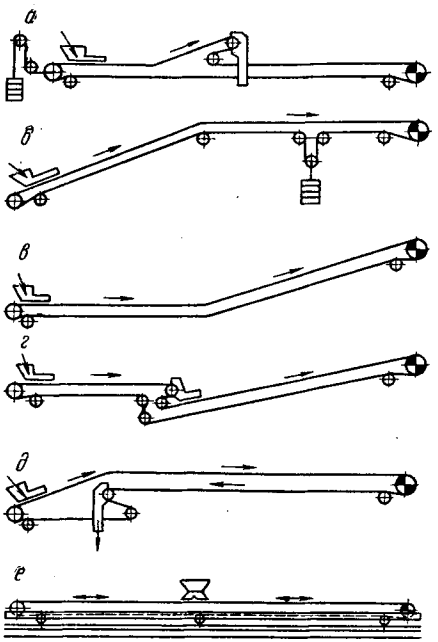


Рис. 8.1. Схемы конвейеров общего назначения:

а — горизонтальный с грузовой натяжной станцией и двухбарабанной разгрузочной тележкой; *б* — наклонно-горизонтальный с грузовой натяжной станцией и выпуклым участком; *в* — горизонтально-наклонный с жесткой натяжной станцией с вогнутым участком; *г*, *д* — горизонтально-наклонный с жесткой натяжной станцией и с перегибом профиля на барабанах; *е* — реверсивный челноковый

по типу ленты — с многопрокладочной, с тросовой, с сетчатой, со стальной;

по виду несущей ветви — с верхней, с нижней, с двумя ветвями;

по виду трассы в профиле — горизонтальные, наклонные, комбинированные;

по возможности передвижения — стационарные, передвижные (челноковые).

На рис. 8.2 приведен типичный конвейер общего назначения. Особенности их конструкции следующие. Приводные станции, как правило, однобарабанные (из-за сравнительно малой длины конвейеров), с отклоняющими барабанами. Барабан цилиндрические или выпуклые (для лучшего центрирования хода ленты на барабанах), иногда футерованные.

Механизмы приводов комплектуют серийно изготовляемыми редукторами РМ, ЦД, КЦ, РЦТ и электродвигателями серии АО, АК, АМ6 и ФАМСО. Натяжные станции — винтовые и грузовые. Рамы — металлические сварные или деревянные. Разгрузочные устройства — плужковые или двухбарабанные передвижные. Ленты, как правило, многопрокладочные из хлопчатобумажного бельтинга. Для мощных конвейеров применяют ленты с синтетическими прокладками или резинотросовые ленты. Для транспортирования крупнокусковых, острогранных, горячих

или липких грузов иногда используют стальные ленты. При этом уменьшаются расходы на транспортирование за счет малой стоимости ленты и большего ее срока службы, но появляются и существенные недостатки: сравнительно малая производительность из-за невозможности получить глубокий лоток для груза, высокая чувствительность к неточностям монтажа конвейера и ленты, большие размеры приводной и натяжной станции, шум при работе, малый угол наклона (табл. 8.1).

Основные параметры конвейеров общего назначения (стационарных) установлены ГОСТ 10624—63 (табл. 8.1).

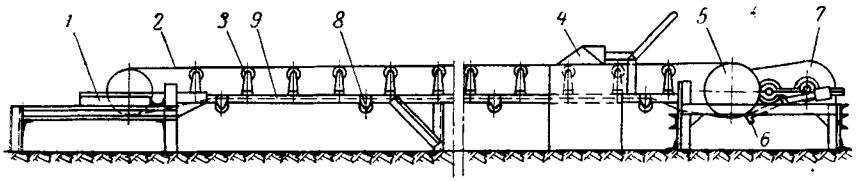


Рис. 8.2. Основные элементы конвейера общего назначения:

1 — рама натяжного барабана; *2* — лента; *3* — верхняя и *8* — нижняя роликоопоры; *4* — разгрузочный скребок; *5* — приводной барабан; *6* — очистной скребок; *7* — редуктор; *9* — рама

Оборудование унифицировано и выпускается на ширину ленты от 500 до 2000 *мм*. Конвейеры собирают в каждом конкретном случае из отдельных стандартных узлов.

Таблица 8.1

Основные параметры и размеры конвейеров общего назначения

Ширина ленты, *мм*	Число прокладок в ленте		Длина приводного барабана, *мм*	Диаметр приводного барабана, *мм*	Диаметр роликов, *мм*
	Лента Б-820	Ленты ОПБ, уточно-шнуровая			
500	4—6	—	600	250—800	102
650	4—7	—	750	250—1000	102
800	4—8	6	950	250—1000	159
1000	4—10	7—8	1150	250—1250	159
1200	6—10	7—10	1400	400—1600	159
1400	7—10	7—10	1600	400—1600	159
1600	—	6—10	1800	400—1600	159, 194
2000	—	8—14	2200	1000—2500	159, 194

Примечания: 1. В зависимости от диаметра барабана, передаточного числа редуктора и скорости вращения вала двигателя скорость движения ленты может быть: 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3 *м/сек*.

2. Размеры диаметров приводных барабанов: 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500 *мм*

3. В условные обозначения конвейера входят: обозначения типа ленты (Б — из Б-820; БО — из ОПБ, С — синтетическая, Т — резинотросовая); ширина ленты и диаметр приводного барабана, например, условное обозначение конвейера с лентой из Б-820 шириной 1200 *мм* и с диаметром приводного барабана 1000 *мм*: конвейер ленточный Б120100 (ГОСТ 10624—63).

Для производительности свыше 1500 *Т/ч* конвейеры изготовляют по индивидуальным проектам.

В табл. 8.2 приведены данные некоторых отечественных конвейеров большой мощности, спроектированных ВНИИПТМАШем и изготовляющихся Сызранским заводом тяжелого машиностроения.

Таблица 8.2

Технические данные отечественных конвейеров большой мощности

Ширина ленты, *мм*	Скорость ленты, *м/сек*	Тип ленты	Производительность по руде, *т/ч*	Длина конвейера, *м*	Высота подъема, *м*	Мощность привода, *квт*
1400	1,5	Терилен	1 600	208	37	310
1600	1,5	То же	2 200	148	26	290
1600	1,5	»	2 250	200	32	500
2000	1,5	»	3 000	240	31	500
2000	1,5	»	3 000	260	62	790
2000	2 5	»	4 000	—	—	1380
2000	3,15	Тросовая	6 000	—	—	2950
2000	—	То же	13 700	—	—	3500
2000	—	»	19 700	—	—	4200

Задачами дальнейшего совершенствования развития конвейеров являются: создание унифицированных роликов с долговременной закладной смазкой; применение высокофрикционных футеровок приводных барабанов; совершенствование пунктов погрузки для увеличения срока службы ленты; механизация ухода за конвейером (очистка ленты, подборка просыпи, смазка подшипников и др.); создание двух-трехскоростных (или с плавным регулированием скорости) приводов для возможности регулирования производительности в зависимости от условий производства.

§ 8.3. РАСЧЕТ

Исходные данные и общий порядок расчета аналогичны § 6.3. Особенность та, что конвейер набирают из стандартных элементов, поэтому в процессе расчета нужно устанавливать параметры этих элементов и выбирать их по нормалям.

Ширину, скорость и толщину обкладок ленты находят аналогично § 6.3. Нормативы рекомендуемых скоростей указаны в табл. 8.3. Применяемая скорость должна соответствовать нормалям конвейеров (табл. 8.1).

Размеры роликоопор (табл. 8.1) принимают по ширине и скорости ленты (скорость вращения роликов не должна быть выше 300—500 *об/мин*). Расстояние между верхними опорами принимают в зависимости от объемного веса груза и ширины ленты (табл. 8.4).

Расстояние между нижними опорами обычно в 2—4 раза больше, чем между верхними.

Тяговый расчет аналогично § 6.3. Получив максимальное натяжение ленты, из выражения (5.1) находят минимальное число прокладок ленты. Приняв его, находят минимальные диаметры барабанов по соотношению

$$D_{\min} = c_б i,\ мм, \tag{8.1}$$

где i — число прокладок;

$c_б$ — коэффициент, принимающийся по табл. 8.5.

Длина барабанов устанавливается по ширине ленты (табл. 8.1).

По скорости ленты и диаметру барабана находим скорость его вращения, а затем по принятой скорости вращения двигателя определяем необходимое передаточное число редуктора.

Таблица 8.2

Технические данные отечественных конвейеров большой мощности

Ширина ленты, *мм*	Скорость ленты, *м/сек*	Тип ленты	Производительность по руде, *т/ч*	Длина конвейера, *м*	Высота подъема, *м*	Мощность привода, *квт*
1400	1,5	Терилен	1 600	208	37	310
1600	1,5	То же	2 200	148	26	290
1600	1,5	»	2 250	200	32	500
2000	1,5	»	3 000	240	31	500
2000	1,5	»	3 000	260	62	790
2000	2,5	»	4 000	—	—	1380
2000	3,15	Тросовая	6 000	—	—	2950
2000	—	То же	13 700	—	—	3500
2000	—	»	19 700	—	—	4200

Задачами дальнейшего совершенствования развития конвейеров являются: создание унифицированных роликов с долговременной закладной смазкой; применение высокофрикционных футеровок приводных барабанов; совершенствование пунктов погрузки для увеличения срока службы ленты; механизация ухода за конвейером (очистка ленты, подборка просыпи, смазка подшипников и др.); создание двух-трехскоростных (или с плавным регулированием скорости) приводов для возможности регулирования производительности в зависимости от условий производства.

§ 8.3. РАСЧЕТ

Исходные данные и общий порядок расчета аналогичны § 6.3. Особенность та, что конвейер набирают из стандартных элементов, поэтому в процессе расчета нужно устанавливать параметры этих элементов и выбирать их по нормалям.

Ширину, скорость и толщину обкладок ленты находят аналогично § 6.3. Нормативы рекомендуемых скоростей указаны в табл. 8.3. Применяемая скорость должна соответствовать нормалям конвейеров (табл. 8.1).

Размеры роликоопор (табл. 8.1) принимают по ширине и скорости ленты (скорость вращения роликов не должна быть выше 300—500 *об/мин*). Расстояние между верхними опорами принимают в зависимости от объемного веса груза и ширины ленты (табл. 8.4).

Расстояние между нижними опорами обычно в 2—4 раза больше, чем между верхними.

Тяговый расчет аналогично § 6.3. Получив максимальное натяжение ленты, из выражения (5.1) находят минимальное число прокладок ленты. Приняв его, находят минимальные диаметры барабанов по соотношению

$$D_{\min} = c_б i, \; мм, \tag{8.1}$$

где i — число прокладок;

$c_б$ — коэффициент, принимающийся по табл. 8.5.

Длина барабанов устанавливается по ширине ленты (табл. 8.1).

По скорости ленты и диаметру барабана находим скорость его вращения, а затем по принятой скорости вращения двигателя определяем необходимое передаточное число редуктора.

Таблица 8.3

Рекомендуемые скорости лент конвейеров общего назначения

Группы насыпных грузов	Примеры характерных грузов	Скорость, *м/сек*, при ширине ленты, *мм*			
		400	500—650	800—1000	1200—1600
Неабразивные и малоабразивные	Уголь рядовой, соль, песок, торф	1+1,6	1,25—2	1,6—3	2—4
Абразивные мелко- и среднекусковые ($a<160$ *мм*)	Гравий, руда, шлак, щебень	1—1,25	1—1,6	1,6—2	2—3
Абразивные крупнокусковые ($a>160$ *мм*)	Руда крепкая, гранит	—	1—1,6	1—1,6	1,6—2
Хрупкие, крошение которых снижает их качество	Кокс, уголь сортированный	1—1,25	1—1,6	1,25—1,6	1,6—2
Мучнистые, сильно пылящие	Цемент, апатит, мука	—	0,8—1,25	0,8—1,25	—

Таблица 8.4

Расстояние между роликоопорами, *мм*

Насыпной вес груза	Ширина ленты, *мм*			
	500	650—800	1000—1200	1400—1600
До 1 $T/м^3$	1500	1400	1300	1200
От 1 до 2 $T/м^3$	1400	1300	1200	1100
Свыше 2 $T/м^3$	1300	1200	1100	1000

Таблица 8.5

Значения коэффициента c_6 для нахождения диаметра барабанов

Тип ленты	Приводные барабаны	Натяжные и выносные барабаны	Отклоняющие барабаны
Б-820	150—125	100	50
ОПБ	180	120	60
Уточно-шнуровая	200	140	70
Синтетическая	160	110	70

§ 8.4. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Капитальные затраты включают стоимость механического оборудования (привод, натяжная станция, роликоопоры и пр.), ленты, металлоконструкций (опорных конструкций), электрооборудования и оборудования автоматизации.

Стоимость механического оборудования, электрического оборудования и оборудования автоматизации находят по прейскуранту.

Стоимость ленты — по § 5.1.

Стоимость металлоконструкций — по весу из расчета 450 *руб/Т* для конвейеров малой длины, до 330 *руб/Т* для конвейеров длиной более 40 *м*. Например, для конвейера длиной 100 *м* с шириной ленты 800 *мм* из Б-820 капитальные затраты составляют 10 000 руб. (42% — металлоконструкции, 22% — лента, 21% — механическое оборудование, 5% — монтаж, 10% — электро- и прочее оборудование).

Трудоемкость обслуживания — примерно 0,1 *чел-смены* на механизм в смену. Амортизационные отчисления — 18%. Срок службы ленты — по ГОСТ 20—64.

Например, для указанного выше конвейера при производительности 160 *Т/ч*, угле наклона 18°, транспортировании сухого рядового угля эксплуатационные расходы составят 3500 руб. в год (45% — амортизация, 25% — стоимость ленты, 18% — электроэнергия, 12% — зарплата).

Себестоимость транспортирования равна от 0,07 до 0,05 *руб/Т·км*.

Литература к гл. 8: 3, 16, 20, 26, 27, 29, 32, 46, 47, 62, 88, 96, 131, 164, 171, 177.

Раздел III

СКРЕБКОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

ГЛАВА 9

ОБЩАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ И ОСНОВЫ ТЕОРИИ

§ 9.1. ОБЩАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ

Принцип действия — перемещение груза волочением по желобу *3* (рис. 9.1, *а*) при помощи скребков *1*, прикрепленных к тяговой цепи *2*. Тяговая цепь приводится в движение приводной станцией *4*, натяжение цепи создается натяжной станцией *6*.

Конвейеры классифицируют по следующим признакам:

по назначению — подземные (для угольных и для рудных шахт); общего назначения (стационарные конвейеры для поверхности шахт и для обогатительных фабрик);

по виду рабочей ветви — с верхней рабочей ветвью (рис. 9.1, *а*); с нижней рабочей ветвью (рис. 9.1, *б*); с двумя рабочими ветвями;

по характеру перемещения материала — прерывным волочением (рис. 9.1, *в*), когда перед каждым скребком образуется отдельная порция груза («тело волочения»); сплошным волочением (рис. 9.1, *г*), когда груз движется сплошным потоком [груз при этом может засыпаться свободно (рис. 9.1, *г*) или подаваться из-под завала (рис. 9.1, *д*), если конвейер автоматически загружается до предельной производительности [1]];

по наличию желобов — с желобом (рис. 9.1, *а*, *б*); без желоба (рис. 10.9), когда груз волочится по почве;

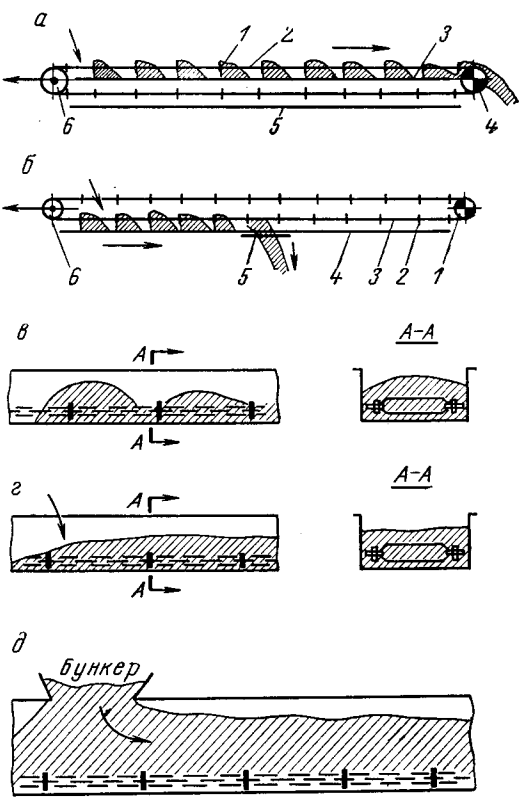


Рис. 9.1. Принципиальные схемы скребковых конвейеров:

а — с верхней несущей ветвью; *1* — скребок, *2* — цепь, *3*, *5* — желоб, *4* — приводная станция, *6* — натяжная станция; *б* — с нижней несущей ветвью, *1* — приводная станция, *2* — скребок, *3* — цепь, *4* — желоб, *5* — шибер, *6* — натяжная станция; *в* — прерывное волочение; *г* — сплошное волочение при свободной загрузке; *д* — то же, при загрузке из-под завала

[1] Теория работы конвейеров, работающих под завалом, пока разработана недостаточно и в гл. 9 не освещается.

по месту разгрузки конвейера — с разгрузкой через концевую звездочку (рис. 9.1, *а*); с промежуточной разгрузкой (рис. 9.1, *б*).

§ 9.2. ТЕОРИЯ ПЕРЕДАЧИ ТЯГОВОГО УСИЛИЯ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

I. Кинематика зацепления

При огибании цепью звездочки центры шарниров располагаются в вершинах правильного многоугольника с длиной сторон, равной шагу цепи l_0 (рис. 9.2, *а*, *б*). Для кольцевых цепей нужно вводить двойной шаг цепи, так как звенья, располагающиеся в вертикальной плоскости, в зацеплении не участвуют.

Число граней z равно числу звеньев цепи (для кольцевых цепей, числу пар звеньев), на которое она переместится при повороте звездочки на один оборот [1].

Постановка задачи. Дано: l_0 — длина грани, *м*; z — число граней звездочки; $\omega = \text{const}$ — угловая скорость звездочки, *1/сек*. Определить скорость и ускорение цепи.

По рис. 9.2, *б* цепь ведется вершиной A, скорость которой

$$v_a = \omega OA = \omega R, \ м/сек, \tag{9.1}$$

где R — радиус ведущей точки, *м*.

Из $\triangle BOC$

$$R = AO = BO = \frac{BC}{\sin\alpha} = \frac{l_0}{2\sin\alpha} = \frac{l_0}{2\sin\frac{\pi}{z}}, \tag{9.2}$$

где α — половина угла между двумя радиусами, проведенными в центры соседних шарниров,

$$\alpha = \frac{\pi}{z}, \ рад. \tag{9.3}$$

Скорость цепи равна проекции v_a на траекторию движения цепи

$$v = v_a \cos\varphi = \omega R \cos\varphi, \ м/сек, \tag{9.4}$$

где φ — угол между v и v_a, или, что то же, угол между OA и вертикалью.

φ изменяется от $-\alpha$ в начале зацепления шарнира до $+\alpha$ в конце зацепления, в соответствии с чем v непрерывно изменяется (рис. 9.2, *в*). Период зацепления одного шарнира τ равен времени перемещения цепи на длину одной грани l_0:

$$\tau = \frac{l_0}{v_{ср}}, \tag{9.5}$$

где $v_{ср}$ — средняя скорость цепи, *м/сек*.

Цикл изменения скорости τ соответствует повороту звездочки на угол от $-\alpha$ до $+\alpha$, т. е. на 2α. Средняя скорость цепи за цикл

$$v_{ср} = \frac{\int_{-\alpha}^{+\alpha} v\,d\varphi}{2\alpha} = \frac{\omega R \sin\alpha}{\alpha}. \tag{9.6}$$

Максимальное отклонение скорости от среднего значения (рис. 9.2, *в*)

$$\Delta v = v_{ср} - v_{min} = v_{ср}\left(1 - \frac{v_{min}}{v_{ср}}\right) = v_{ср}\left(1 - \frac{\omega R\cos\alpha}{v_{ср}}\right) = v_{ср}\left(1 - \frac{\alpha}{\operatorname{tg}\alpha}\right) =$$

$$= v_{ср}\left(1 - \frac{\pi}{z\operatorname{tg}\frac{\pi}{z}}\right), \ м/сек. \tag{9.7}$$

---

[1] z и число зубьев — не одно и то же. z по рис. 9.2, *а* равно числу зубьев, но бывают случаи, когда звездочки зубьев вообще не имеют, превращаясь в граненый барабан, или имеют половинное по сравнению с рис. 9.2, *а* число зубьев (зубья через один удаляются).

Ускорение цепи в соответствии с (9.4)

$$a = \frac{dv}{dt} = -\omega R \sin\varphi \frac{d\varphi}{dt} = -\omega^2 R \sin\varphi. \qquad (9.8)$$

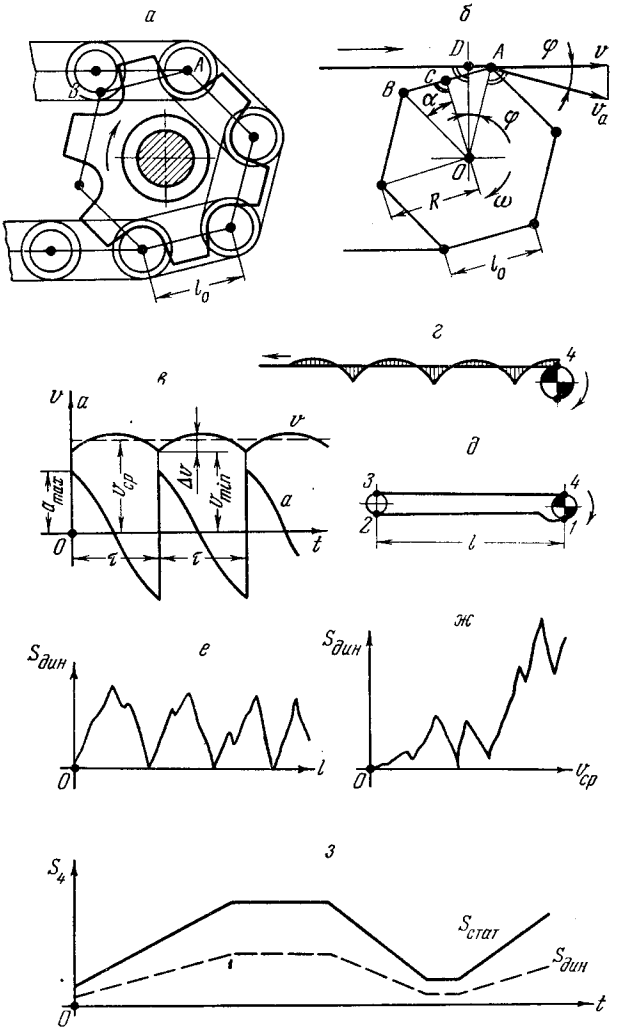


Рис. 9.2. Передача тягового усилия зацеплением

Максимальное ускорение соответствует $\varphi = -\alpha$ (началу зацепления очередного шарнира), тогда

$$a_{max} = \omega^2 R \sin\alpha.$$

Подставляя сюда ω из (9.6), $\sin\alpha$ из $\triangle AOC$ и α из (9.3), получим

$$a_{max} = \frac{2\pi^2 v_{ср}^2}{z^2 l_0}, \ м/сек^2. \qquad (9.9)$$

II. Динамические усилия в тяговых цепях при установившемся режиме работы

Динамические усилия при эксплуатационных расчетах не учитываются (§ 9.4), однако основы теории, излагаемые ниже, нужны для пояснения причин возникновения динамических усилий и мер их снижения.

Для объяснения природы динамических усилий предлагались различные гипотезы, однако вопрос этот разработан недостаточно и остается открытым.

А. Гипотеза цепи как жесткого тела

Цепь с полезным грузом считают абсолютно жестким телом, т. е. считается, что ускорения во всех точках контура одинаковы; ротор двигателя имеет бесконечную массу и вращается с постоянной скоростью. В соответствии с этим максимальное динамическое усилие в точке набегания цепи на приводную звездочку

$$S_{дин}=3ma_{max},\ кГ, \tag{9.10}$$

где a_{max} — максимальное ускорение цепи (9.9), $м/сек^2$;
m — общая масса цепей со скребками и полезного груза, $кГ\cdot сек^2/м$;
3 — коэффициент, учитывающий внезапность появления a_{max} (рис. 9.2, *в*) и наличие скачка ускорения от $-a_{max}$ до $+a_{max}$.

Выражение (9.10) применимо только для очень коротких конвейеров (до 15—20 *м*), когда цепь можно считать жестким телом. При обычных длинах (100—300 *м*) выражение (9.10) не соответствует действительности.

Б. Гипотеза цепи как упругого стержня

Цепь с полезным грузом заменяется упругим стержнем, к которому жестко присоединена часть массы полезного груза. Считается, что ротор двигателя имеет бесконечную массу и вращается с постоянной скоростью.

Пусть тяговая цепь — однородный упругий стержень бесконечной длины, движущийся со средней скоростью $v_{ср}$ (рис. 9.2, *г*), относительно которой скорость ведущей точки *4* непрерывно изменяется (рис. 9.2, *в*). Вдоль цепи со скоростью $b_р$ (4.65) пойдут упругие волны. При анализе динамики трогания с места ленточного конвейера (§ 4.9) было установлено, что динамическое усилие в точке *4* пропорционально скорости v_4 (4.67). В данном случае рассматривается установившееся движение со средней скоростью $v_{ср}$, поэтому динамическое усилие будет пропорционально не абсолютному значению скорости движения цепи, а отклонению ее от $v_{ср}$, максимальное значение которого (рис. 9.2, *в*) находится из (9.7). Максимальное динамическое усилие в соответствии с (4.67)

$$S_{max1}=\Delta v\rho b_р\zeta=v_{ср}\left(1-\frac{\pi}{z\,\mathrm{tg}\,\frac{\pi}{z}}\right)\rho_р b_р\zeta. \tag{9.11}$$

В данном случае погонная масса цепи с частью присоединенного к ней полезного груза

$$\rho_р=\frac{q_0+c_у q}{9{,}81},\ кГ\cdot сек^2/м^2, \tag{9.12}$$

где q и q_0 — погонные веса полезного груза и цепи со скребками, $кГ/м$;
$c_у = 0{,}3—0{,}5$ — коэффициент участия массы насыпного груза в колебательных движениях цепи.

Для средних условий S_{max1} (9.11) составляет 50—100 $кГ$, т. е. при бесконечной длине цепи динамические нагрузки незначительны, они значительно ниже усталостной прочности цепей и не заслуживают внимания. Для конвейера с конечной длиной l (рис. 9.2, *д*) картина изменяется. Динамическое возмущение вызывает упругую волну, которая движется от точки *4* к точкам *3*, *2*, *1*; отразившись в точке *1*, она возвращается обратно к точке *4*, где она отражается и идет снова к точке *1*, и так далее до бесконечности. Наибольшая величина динамического усилия в точке *4* будет при возвращении каждой волны в той же фазе, что и фаза возмущения («резонанс»). Если ψ коэффициент сохранения амплитуды динамического возмущения за один цикл про-

бега волны, то при амплитуде первой волны S_{max1} (9.11) амплитуды второй, третьей и т. д. волн после пробега их по контуру будут равны:

$$\left.\begin{aligned} S_{max2} &= S_{max1}\psi; \\ S_{max3} &= S_{max2}\psi = S_{max1}\psi^2; \\ &\cdots\cdots\cdots\cdots \\ &\cdots\cdots\cdots\cdots \\ S_{maxn} &= S_{max1}\psi^{n-1}. \end{aligned}\right\} \tag{9.13}$$

Максимальное динамическое усилие в точке *4* будет равно сумме амплитуд всех волн:

$$S_{max} = \sum_{n=1}^{\infty} S_{maxn} = \sum_{n=1}^{\infty} S_{max1}\psi^{n-1} = S_{max1}\sum_{n=1}^{\infty}\psi^{n-1}. \tag{9.14}$$

Поскольку $\psi < 1$, то ψ^{n-1} образует убывающую геометрическую прогрессию, сумма членов которой равна $\frac{1}{1-\psi}$, поэтому

$$S_{max} = \frac{S_{max1}}{1-\psi}, \tag{9.15}$$

где S_{max1} — максимальное динамическое усилие (9.11) при бесконечной длине цепи;
ψ — коэффициент сохранения амплитуды динамического возмущения за один пробег волны по контуру конвейера и обратно, определяемый опытным путем.

Если бы амплитуда волны после пробега сохранялась неизменной, т. е. если бы $\psi = 1$, то из (9.15) $S_{max} = \infty$, что естественно, так как в точке *4* прикладывается каждый раз новое возмущение, которое суммируется с ранее возникшими волнами, которые не затухают. Обычно $\psi = 0{,}5$—$0{,}75$ и S_{max} в 2—4 раза больше, чем S_{max1}. ψ связано с ζ, но эти коэффициенты далеко не идентичны; ζ учитывает рассеивание количества движения при расчете динамического усилия для одиночной волны, а ψ — суммарный эффект снижения амплитуды за цикл пробега по контуру (рассеивание при движении волны вдоль цепи, при проходе звездочек, при отражении в конечных сечениях и др.).

Фаза возвращающейся волны по отношению к фазе возмущения зависит от соотношения периода свободных колебаний T к периоду возмущения τ (9.5).

$$T = \frac{8l}{b_{ср}}, \ сек, \tag{9.16}$$

где $b_{ср}$ — средняя скорость волны на рабочей и холостой ветвях, *м/сек*;
l — длина конвейера, *м*.

Под T понимают время, через которое волна возвращается в точку *4* в той же фазе, что и фаза возмущения. Поскольку в точке *1* при отражении от свободного (ненатянутого) конца знак деформации цепи меняется на обратный, то T соответствует времени двух пробегов волны от точки *4* к *1* и назад, т. е. $8l$.

Отношение T к τ в соответствии с (9.16) и (9.5) равно

$$\frac{T}{\tau} = \frac{8lv_{ср}}{b_{ср}l_0}. \tag{9.17}$$

При увеличении длины конвейера l непрерывно изменяется соотношение (9.17), т. е. соотношение фаз возмущения и возвращающихся волн, и изменяются динамические усилия (рис. 9.2, *е*). Максимальные значения («резонанс») соответствуют выражению (9.15). При увеличении скорости цепи $v_{ср}$ при неизменной длине изменяется не только соотношение фаз, но и растет возмущение S_{max1} (9.11), поэтому динамические усилия с ростом $v_{ср}$ в целом повышаются (рис. 9.2, *ж*). При изменении l и $v_{ср}$ области малых значений динамических нагрузок узки, неустойчивы. Вероятность работы в этих областях очень мала, поэтому следует рассчитывать на возможность появления S_{max} (9.15).

Эксперименты показывают, что гипотеза упругого стержня приемлема для пластинчатых конвейеров (где полезный груз движется с цепью как одно целое) и для стационарных скребковых конвейеров небольшой длины (где масса цепей велика и при малых скоростях движения закон движения груза подобен закону движения цепи). Для современных забойных скребковых конвейеров она неприемлема.

В. Гипотеза скребкового конвейера как системы с параметрическими колебаниями

Цепь со скребками считают упругим стержнем, к которому присоединено тело переменной массы — полезный груз, закон движения которого отличен от закона движения цепи. Ротор двигателя имеет конечную массу и вращается с переменной скоростью. В приводе имеется элемент со сложной (нелинейной) механической характеристикой (турбомуфта). Статические сопротивления зависят от скорости. Подобная система с переменными основными параметрами (погонная масса, скорость вращения звездочки и др.) испытывает так называемые параметрические колебания. Гипотеза эта теоретически пока разработана слабо. По опытным данным (рис. 9.2, *з*), динамические усилия пропорциональны статическим, а их период равняется периоду собственных колебаний системы, как это и должно быть при параметрических колебаниях, тогда как по гипотезе упругого стержня динамические усилия не должны зависеть от статических (рис. 9.2, *е*), а их период должен равняться периоду возмущения τ (9.5).

По опытным данным (рис. 9.2, *з*) можно считать

$$S_{\text{дин}} = (0{,}3 - 0{,}4)\, S_{\text{стат}}. \qquad (9.18)$$

III. Меры борьбы с усталостным разрушением цепей

Динамические нагрузки при установившемся режиме достигают значительной величины, действуют со значительной частотой и вызывают усталостное разрушение цепей, когда цепи без внешних признаков износа начинают рваться после нескольких месяцев работы при относительно небольших статических нагрузках.

Борьбу с усталостью ведут повышением усталостной прочности цепей и снижением динамических нагрузок.

Повышение усталостной прочности достигают применением легированных сталей, термообработкой, выбором такой формы звеньев цепи, при которой имеют место наименьшие концентрации напряжений. Применение поверхностных методов упрочнения (дробеструйный наклеп, шлифовка поверхности и т. п.) не дает эффекта, так как цепь работает в коррозийной среде.

Снижение динамических нагрузок затрудняется неразработанностью теории. Если исходить из гипотезы упругого стержня, то снижения динамических нагрузок можно достичь увеличением числа граней звездочки z, что снижает $S_{\max 1}$ (9.11); назначением относительно невысоких скоростей движения цепи; применением демпфирующих устройств в приводе (турбомуфты, объемные гидропередачи), снижающих ψ, а следовательно, и $S_{\max}$ (9.15). Если исходить из гипотезы параметрических колебаний, то можно рекомендовать снижение статических нагрузок, в частности применение конвейеров с приводами по концам (§ 9.6).

IV. Динамические усилия в тяговых цепях при заклинивании и их ограничение

Тяговая цепь может резко затормозиться (заклиниться) в результате зацепления скребка за выступы и т. п. Кинетическая энергия вращающегося ротора гасится за счет деформаций тягового органа и деталей привода, из-за чего появляются значительные экстренные динамические нагрузки, для ограничения которых применяют предохранительные устройства (срезные штифты, фрикционные муфты, турбомуфты, дробовые муфты и т. д.), которые при достижении некоторого вращающего момента начинают проскальзывать, ликвидируя жесткую связь ротора с редуктором, тем самым ликвидируя возможность передачи ударной нагрузки со стороны ротора.

Качество предохранительных устройств оценивают по коэффициенту перегрузки

$$\lambda = \frac{S_{\max з}}{S_{\text{ном}}},$$

где $S_{\max з}$ — максимальное усилие в тяговом органе при заклинивании;
$S_{\text{ном}}$ — усилие при установившемся режиме с номинальной (паспортной) загрузкой конвейера.

В идеальном случае λ должно равняться кратности максимального момента двигателя (§ 2.5), для того чтобы предохранительное устройство давало возможность полностью использовать мощность двигателя, но не позволяло развиваться значительным экстренным динамическим усилиям.

§ 9.3. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ПО ЕМКОСТИ ЖЕЛОБА

I. Подземные конвейеры (угольные)

Формулу (2.10) несколько изменяют:

$$Q_{\text{и}} = 3600 F_{\text{т. м}} \psi c \, (v + v_{\text{под}}) \, \gamma, \; T/\text{ч}, \tag{9.19}$$

где $v_{\text{под}}$ — скорость движения комбайна, струга и т. п. (с плюсом, если $v_{\text{под}}$ направлено против движения цепи, и с минусом — при движении в одну сторону), *м/сек*.

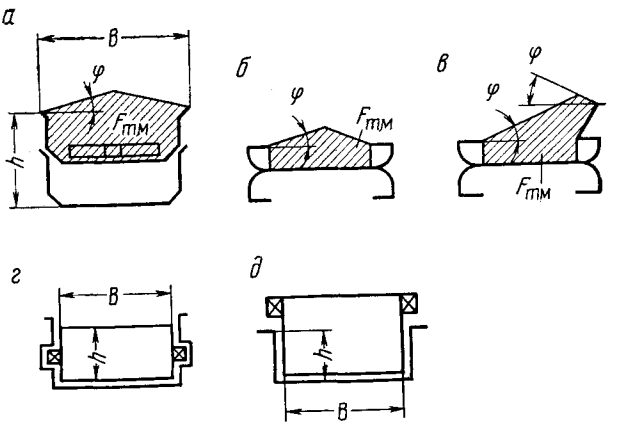


Рис. 9.3. Расчет производительности по емкости желоба

Если бы $v = v_{\text{под}}$, то при движении в одну сторону погрузка производилась бы все время на один скребок, конвейер был бы засыпан, производительность равнялась бы нулю, что и учтено в (9.19).

При определении $F_{\text{т. м}}$ (рис. 9.3, *а*, *б*, *в*) считают, что желоб загружается до краев (в забое это допустимо). Площадь направляющих для цепей не учитывают (рис. 9.3, *б*, *в*). $\varphi = 20—30°$. Коэффициент заполнения для горизонтального конвейера $\psi = 0{,}5—0{,}6$. Он учитывает наличие цепей и скребков и, главное, порционность волочения (рис. 9.1, *в*). При доставке вниз с углом падения 10° и выше наступает сплошное волочение (рис. 9.1, *г*) и заполнение увеличивается, что учитывают коэффициентом c (табл. 9.1). При доставке вверх, наоборот, заполнение падает.

Таблица 9.1

Значения коэффициента c угла наклона

Тип конвейера и вид груза	Угол наклона конвейера, *град*						
	—10 и более	—5	0	+10	+20	+30	+40
Подземный:							
рядовой уголь	1,5	1,3	1	0,7	0,3		
Стационарный:							
сухой уголь	—	—	1	0,85	0,65	0,50	
влажный уголь или промпродукт	—	—	1	1	1	0,75	0,50

Площадь $F_{т.м}$ ограничивается размерами конвейера, которые (рис. 9.3, *а*) лимитируются размещением между крепью (B) и возможностью загрузки конвейера комбайном (h). Для повышения $F_{т.м}$ применяют наставной борт с завальной стороны (рис. 9.3, *в*).

Повышение $Q_п$ за счет роста v ограничивается износом цепей и рештаков и динамическими нагрузками (§ 9.2). В настоящее время v доходит до 1—1,4 *м/сек*.

II. Конвейеры общего назначения

$Q_п$ находят по формуле (2.11). При этом

$$F_ж = Bh, \ м^2, \tag{9.20}$$

где B — ширина скребка, *м*;

h — высота скребка (рис. 9.3, *г*) или желоба (рис. 9.3, *д*), *м*.

Для горизонтального конвейера $\psi_ж = 0{,}6—0.8$. Коэффициент учета угла наклона приведен в табл. 9.1.

§ 9.4. ТЯГОВЫЕ РАСЧЕТЫ ОДНОПРИВОДНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Тяговые расчеты выполняют без учета динамических усилий, поскольку на расход энергии они практически не влияют (действуют циклически — имеют то положительный, то отрицательный знак), а расчеты цепей на прочность производят по статическим нагрузкам (§ 2.6).

I. Определение сил тяги

В общем случае приходится определять силы тяги для перемещения отрезков цепи прямолинейных и криволинейных в плане и поворотных пунктов. Местные сопротивления (пункт загрузки, пункт разгрузки и т. п.) не учитывают из-за их малости.

Для прямолинейного отрезка цепи (рис. 9.4, *а*), если считать, что вес полезного груза на цепь и скребки не передается, т. е. что полезный груз и цепь со скребками перемещаются как отдельные тела, силу тяги находят по (2.31).

Коэффициенты сопротивления движению

Условия работы	w'	w'_0
Подземные конвейеры:		
одноцепные	0,45—0,55	0,35
одноцепные с горизонтальным замыканием цепи	0,70—0,75	0,40
двухцепные	0,70—0,80	0,30
двухцепные на волнистой почве	1,0—1,2	0,40
Стационарные конвейеры:		
рядовой уголь, втулочные цепи	0,40—0,60	0,30—0,35
то же, катковые цепи	0,40—0,60	0,20—0,25
концентрат, втулочные цепи	0,40—0,60	0,20—0,25
то же, катковые цепи	0,40—0,60	0,14—0,20

Силу тяги для криволинейных в плане участков определяют по (2.34), (2.35) при $w'' = 0{,}4—0{,}5$. Выражения (2.34), (2.35) выведены в предполо-

жении $\beta < 5°$, однако здесь ими можно пользоваться и при больших углах, поскольку криволинейные участки имеют небольшую длину.

Силу тяги на поворотных пунктах (концевые звездочки) определяют из (2.37), (2.38).

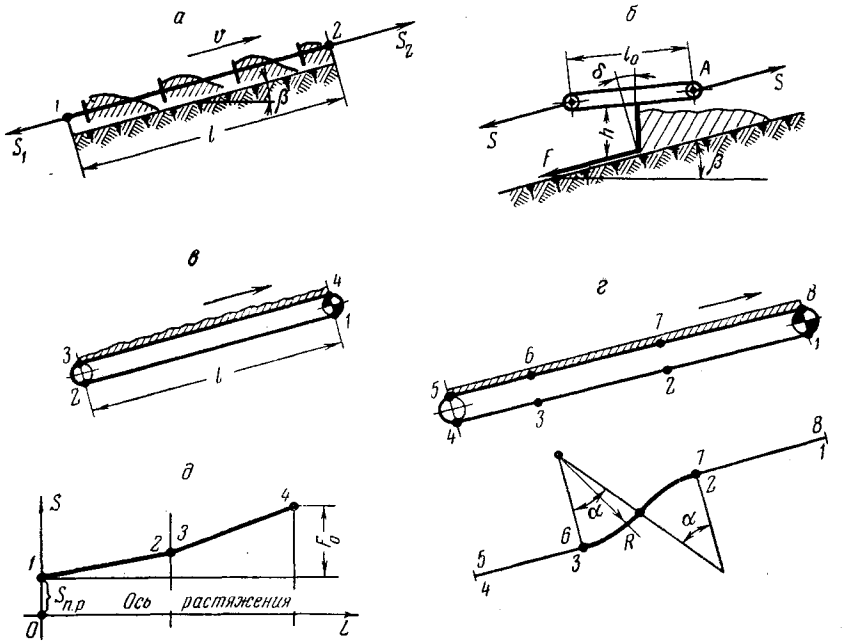


Рис. 9.4. Тяговые расчеты одноприводных конвейеров

II. Минимальное натяжение цепи по устойчивости скребков

При верхнем расположении цепей (рис. 9.3, *д*) при проталкивании груза скребок и звено цепи, к которому он прикреплен, неизбежно поворачивают на угол δ (рис. 9.4, *б*), который ограничивается по соображениям износа шарниров и устойчивости хода цепи.

Постановка задачи. Дано (рис. 9.4, *б*): l_0 — шаг цепи, *м*; h — высота скребка, *м*; β — угол наклона желоба; Q — производительность конвейера, *Т/ч*; v — скорость цепи, *м/сек*; l_c — расстояние между скребками, *м*. Определить S_{min} — минимальное натяжение цепей, при котором скребок поворачивается на допускаемый угол δ (2—3°).

Из выражения (2.5) определяют погонный вес груза q. Вес порции груза перед скребком

$$G = l_c q, \quad кГ. \tag{9.21}$$

Силу тяги груза F находят из (2.26). Считая, что F приложена к концу скребка, из условия равновесия моментов сил S и F относительно точки A получим $Sl_0 \sin\delta = Fh\cos\delta$, откуда

$$S_{min} = \frac{Fh\cos\delta}{l_0 \sin\delta} = \frac{Ql_c h\,(w'\cos\beta \pm \sin\beta)}{3{,}6vl_0 \operatorname{tg}\delta}, \quad кГ. \tag{9.22}$$

III. Расчет натяжений цепи и мощности двигателя

Постановка задачи. Дано: схема конвейера в профиле и в плане с размерами (рис. 9.4, *в*, *г*); данные для расчета сил тяги на прямолинейных и криволинейных участках; скорость цепи. Определить натяжение цепи в любой точке контура и мощность двигателя. Рассчитывают натяжения цепи исходя из минимума их величин, который может ограничиваться двумя факторами.

Для конвейеров всех типов имеется условие повсеместного растяжения цепи — в любой точке контура натяжение должно быть не менее $S_{н.р} = 200—300$ *кГ*. Для стационарных конвейеров с верхним креплением цепи на груженой ветви натяжение, кроме того, ограничивается условием устойчивости скребков (9.22).

Основным методом расчета является метод обхода контура (§ 2.4, § 4.4). Полагают в точке сбегания с привода натяжение равным $S_{н.р}$. Далее находят натяжения во всех точках контура и проверяют соответствие полученных натяжений требованиям устойчивости скребков (9.22). Если натяжение в какой-либо точке оказалось меньше минимального ($S_{н.р}$ или S_{min}), то полагают его равным минимальному и делают расчет обходом контура, начиная от этой точки (§ 4.4). Имея натяжения $S_{нб}$ и $S_{сб}$, из формулы ((2.43) находят тяговое усилие и из (2.60) — мощность двигателя. По максимальному натяжению проверяют прочность цепей (§ 10.2).

Для расчета с построением диаграммы натяжений (§ 4.4) нужно, чтобы силы тяги не зависели от абсолютной величины натяжений, иначе невозможно построить диаграмму до нанесения оси отсчета (рис. 4,6, *е*). Сила тяги на отклоняющей звездочке и на криволинейных в плане участках зависит от натяжений, поэтому расчет по диаграмме можно применить только для прямолинейных в плане конвейеров, пренебрегая к тому же сопротивлением отклоняющей звездочки. На рис. 9.4, *д* приведен расчет по диаграмме для конвейера с центральным расположением цепи (одно ограничивающее условие — $S_{н.р}$).

§ 9.5. ТЯГОВЫЕ РАСЧЕТЫ МНОГОПРИВОДНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Конвейеры могут иметь до четырех приводов (рис. 9.6). Приводы устанавливают только по концам конвейера.

I. Задача о распределении общего тягового усилия между приводами

У скребкового конвейера все приводы делают одинаковыми: с одинаковыми двигателями, числами граней звездочек и передаточными числами редукторов, следовательно, все двигатели вращаются с одинаковой скоростью и при одинаковых механических характеристиках они будут иметь одинаковую нагрузку вне зависимости от места расположения приводов.

У одинаковых (по паспорту) двигателей номинальные скольжения могут отличаться от паспортных значений в пределах допусков, из-за чего тяговое усилие может распределяться неравномерно (отклонение до 10—15%). Абсолютная величина скольжения (нормальное или повышенное) не играет роли, в отличие от ленточных конвейеров (где возможна разность диаметров барабанов и где играет роль упругость ленты), для которых повышенное скольжение существенно сглаживает неравномерность распределения (§ 4.3).

Средние скорости вращения обеих ведущих звездочек одинаковы, но мгновенные скорости, как правило, отличаются, так как углы φ (рис. 9.2, *б*) у звездочек в каждый момент времени различны. Поэтому при жестких механических характеристиках приводов имеется высокая мгновенная неравномерность распределения нагрузки между приводами, сглаживающаяся при применении приводов с повышенным скольжением (рис. 9.5, *б*). На среднем значении нагрузок повышение скольжения не сказывается.

В тяговых расчетах можно считать, что между одинаковыми двигателями тяговое усилие распределяется поровну, возможная неравномерность распределения учитывается при расчете мощности коэффициентом режима $k_р$ (табл. 2.1).

II. Расчет натяжений цепи

Дано: расчетная схема конвейера (рис. 9.5, *а*); данные для расчета сил тяги F_{1-2}, F_{3-4}; δ_1, δ_2 — доля каждого привода в общем тяговом усилии. Определить натяжение цепи в любой точке контура и тяговые усилия приводов F_1, F_2.

Для конвейера с криволинейными участками возможен расчет только методом обхода контура. Для расчета нужно знать тяговые усилия приводов, которые нам пока неизвестны, поэтому сначала производят расчет, считая, что имеется только один привод (скажем, привод *1*). Находят S_2, S_3, S_4 и общее тяговое усилие F_0 (§ 9.4) [1]. Разбивают F_0 на тяговые усилия первого и второго приводов — F_1 и F_2. Делают повторный расчет по контуру, но уже с учетом тяговых усилий приводов:

$$S_2 = S_1 + F_{1-2};\ S_3 = S_2 - F_2;\ S_4 = S_3 + F_{3-4}.$$

Если в какой-то точке натяжение окажется ниже допускаемого (§ 9.4), то расчет делают заново, начиная от этой точки.

Получив натяжение, находят тяговое усилие первого привода

$$F_1 = S_4 - S_1 \qquad (9.23)$$

и сравнивают с ранее определенным F_1. Если расхождение велико, то заново определяют $F_0 = F_1 + F_2$ с уточненным значением F_1 (9.23); по F_0 находят новые значения F_1, F_2 и повторяют расчет по контуру еще раз [2].

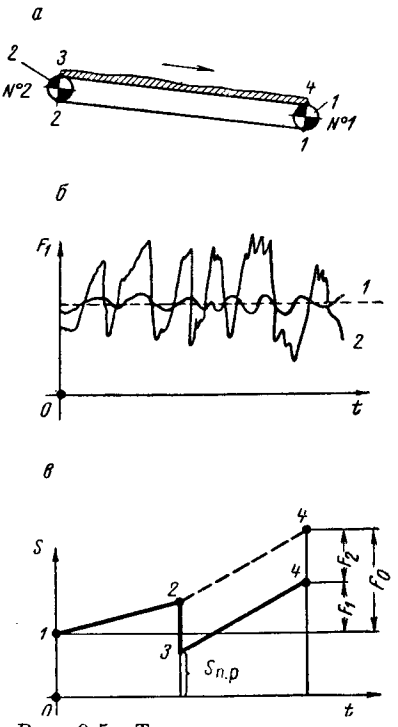


Рис. 9.5. Тяговые расчеты многоприводных конвейеров:

а — расчетная схема конвейера; *б* — тяговое усилие одного из приводов во времени, *1* — при мягкой характеристике привода, *2* — при жесткой характеристике; *в* — диаграмма натяжений для прямолинейного конвейера

[1] Сопротивление звездочек приводов учитывать при этом не нужно. Например, по рис. 9,5, *а* считаем $F_{2-3} = 0$, так как эта звездочка в действительности приводная.

[2] Необходимость в таком методе последовательных приближений объясняется тем, что силы тяги при криволинейных конвейерах зависят от натяжений, которые при предварительном расчете (с одним приводом) могут заметно отличаться от действительных.

Для прямолинейных в плане конвейеров расчет проще, так как его можно выполнить с построением диаграммы натяжений. Строят сначала диаграмму, считая, что имеется один привод *1* (пунктир на рис. 9.5, *в*), разбивают общее тяговое усилие F_0 между приводами (на F_1 и F_2), строят действительную диаграмму натяжений (жирная линия) и откладывают оси отсчета (§ 9.4.).

§ 9.6. ВЫБОР МЕСТА УСТАНОВКИ ПРИВОДОВ И ИХ КОЛИЧЕСТВА

Возможные варианты расположения приводов даны на рис. 9.6. Правила выбора аналогичны изложенным в § 4.6. Вопросы, связанные с натяжением цепи и мощностью двигателя, имеют некоторые особенности.

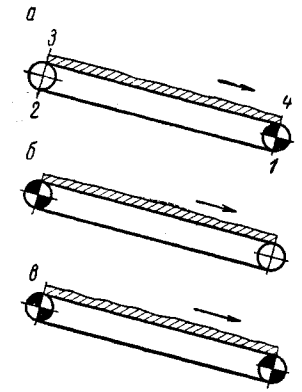


Рис. 9.6. Варианты места расположения приводов

Для одноприводного прямолинейного конвейера мощность практически не зависит от места установки привода, так как силы тяги ветвей не зависят от натяжений [1]. Для криволинейных конвейеров силы тяги ветвей зависят от натяжений, и расположение привода может в принципе влиять на мощность, но это влияние несущественно и не является основанием для выбора места привода. Максимальное натяжение цепи в схемах *а* и *б* практически одинаково. Таким образом, соображения максимального натяжения цепи и мощности двигателя для одноприводных конвейеров роли не играют.

Для конвейера, не имеющего направляющих для цепи, при волнистой почве цепь на грузовой ветви всплывает из груза вверх тем сильнее, чем сильнее натянута цепь. В подобном случае вариант *б* лучше варианта *а*, так как при варианте *б* грузовая ветвь натянута слабее. Вариант *б* удобнее также для транспорта груза с твердыми включениями, так как груз не проходит через приводную звездочку, на которой твердое включение, попадая между цепью и звездочкой, может вызвать изгиб звеньев цепи.

Обычно для всех одноприводных конвейеров по соображениям удобства монтажа и эксплуатации принимается вариант *а*. Иногда принимают вариант *б* (волнистая почва, невозможность установки привода внизу по конструктивным соображениям).

Количество приводов для многоприводного конвейера равно отношению общей мощности конвейера (подсчитанной в предположении наличия одного привода) к номинальной мощности одного привода. Размещение этих конвейеров может влиять на максимальное натяжение цепи, поэтому следует сравнить результаты численных расчетов натяжения (например, при трех приводах можно два из них поставить внизу или же вверху) и принять вариант с меньшими натяжениями. Обычно при двух приводах оба устанавливают внизу (по соображениям удобства эксплуатации), при трех приводах — два внизу, один вверху.

[1] Если пренебречь сопротивлением отклоняющей звездочки.

§ 9.7. ПРИБЛИЖЕННЫЕ ТЯГОВЫЕ РАСЧЕТЫ

Для одноприводных конвейеров мощность двигателя определяют из (2.68). Максимальное натяжение цепи практически равно тяговому усилию (рис. 9.4, *д*), поэтому для серийно изготовляющихся конвейеров, у которых мощность двигателя приведена в соответствие с прочностью цепи, проверку последней можно не производить, считая, что проверка по мощности одновременно является и проверкой прочности цепи. Для многоприводных конвейеров формула (2.68) дает общую мощность приводов. Проверка по мощности в данном случае не является и проверкой по прочности, так как натяжение не равно общему тяговому усилию. Для проверки прочности цепи нужно производить детальный расчет.

Литература к гл. 9: 47, 99, 149, 182.

ГЛАВА 10

ПОДЗЕМНЫЕ СКРЕБКОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

§ 10.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Вид транспортируемого груза — уголь, порода и в специальном исполнении конвейеров — руда. Производительность до 450 *Т/ч*. Она ограничивается скоростью цепи, размерами конвейерного става. Длина в одном агрегате ограничивается прочностью тягового органа и доходит до 400 *м*.

Трасса в плане прямолинейная с местными изгибами (для передвижных конвейеров). Особые конструкции могут иметь изгиб до 90°.

Конвейеры нормального исполнения работают при углах наклона до 30°. При больших углах происходит скатывание материала. Специальные конструкции (тормозные конвейеры) работают при углах до 45°.

Достоинства: большая механическая прочность цепи и рештачного става, малые размеры, простота сборки-разборки, возможность использования для других операций (в качестве опоры для струга, дороги для перемещения комбайна или врубовой машины и т. п.), возможность механической передвижки на новую машинную дорогу.

Недостатки: несовершенство самого принципа работы (механическое волочение), большая металлоемкость и вес, значительное измельчение груза, интенсивный износ цепей и рештаков.

Скребковые конвейеры начали применять в Советском Союзе с 1937 г. В настоящее время скребковые конвейеры являются основным видом транспорта в забое угольных шахт для пологих пластов. Применяется и для транспортирования из подготовительных забоев, особенно наклонных выработок.

Опытные образцы испытываются на добычных участках рудных шахт, где могут найти значительное распространение.

§ 10.2. УСТРОЙСТВО СОСТАВНЫХ ЧАСТЕЙ

Тяговые цепи. Основные требования: малый погонный вес при значительной прочности, износоустойчивость, технологичность изготовления и малая стоимость, удобство крепления скребков, простота сборки-разборки, надежность соединения. Для передвижных конвейеров — возможность изгиба в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Штампованная разборная цепь (рис. 10.1, *а*) состоит из внутреннего звена *1*, боковых звеньев *2* и соединительного пальца *3*. Ее достоинства: простота изготовления, возможность сборки-разборки в любом месте. Недостатки: малая усталостная прочность (из-за высокой концентрации напряжений, обусловливаемых формой звена), малый срок службы,

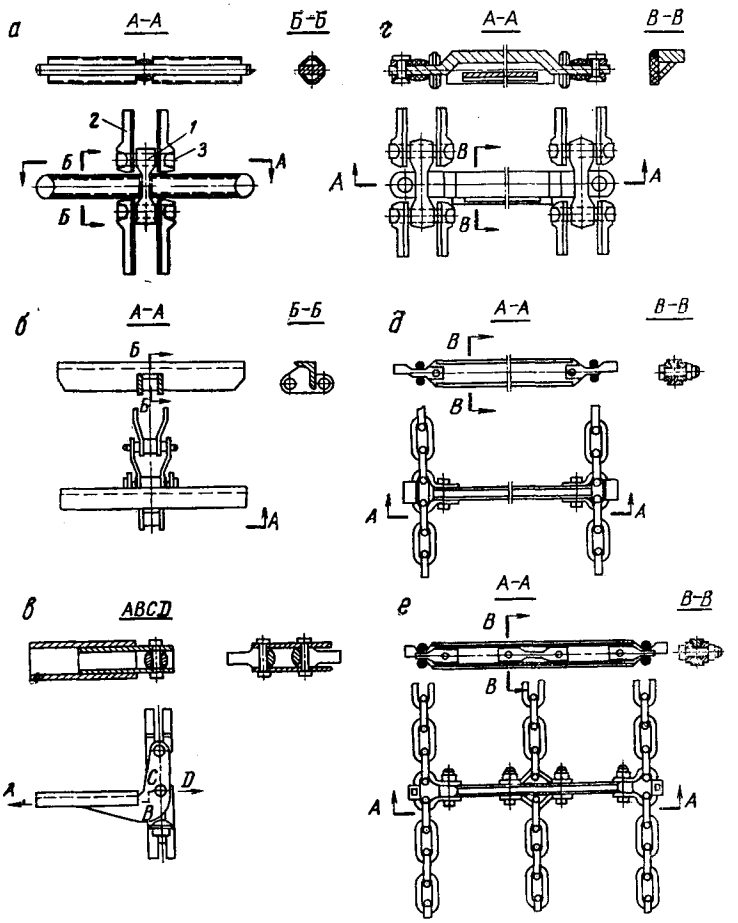


Рис. 10.1. Тяговые органы скребковых конвейеров

большой вес, самопроизвольное рассоединение при ослаблении натяжения. Применяется на разборных конвейерах.

Кольцевая цепь (рис. 10.1 *д*, *е*) допускает изгиб в горизонтальной и вертикальных плоскостях, имеет высокую прочность и малый вес. Недостатки: возможность сборки только в определенных местах, сложность соединительных звеньев, вытяжка при работе.

Цепь изготавливают из прутков стали сваркой. От диаметра и материала прутков зависят механические свойства цепи.

Цепи этого типа находят все большее распространение и являются наиболее перспективными.

Пластинчатая цепь (рис. 10.1, *б*) имеет малый шаг и вес, проста в изготовлении, имеет большой срок службы. Недостатки: меньшая проч-

ность по сравнению с другими при одинаковом весе, возможность самопроизвольного рассоединения. В СССР применяют на конвейерах легкого типа, в США — основной тип цепи.

Таблица 10.1

Характеристика тяговых цепей подземных конвейеров

Цепи	Шаг цепи, *мм*	Диаметр прутка (пальца), *мм*	Вес 1 *пог. м*, *кГ*	Разрывное усилие, *кГ*
Разборная штампованная . .	80	18	8,4	22 000 (сталь 45Г2) 29 000 (сталь 40Х)
Круглозвенные цепи	50	13	3,2	16 000
То же	64	18	6,5	30 000
»	86	23	11,2	55 000
Плоские пластинчатые	100	16	10,3	25 000
Пластинчатые с изогнутыми пластинами	До 200 *мм*	—	—	До 160 000

Проверку цепи на прочность производят по формуле (2.72) по максимальному статическому натяжению S_{max}, соответствующему установившемуся режиму работы конвейера (§ 9.4, § 9.5) при $m = 6—8$.

При двух цепях

$$m = \frac{2S_{раз}}{k_н S_{max}}, \qquad (10.1)$$

где $S_{раз}$ — разрывное усилие одной цепи;
S_{max} — суммарное максимальное натяжение обеих цепей;
$k_н$ — 1,1 (для кольцевых и $k_н = 1{,}3$ (для штампованных и пластинчатых) — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между цепями.

Скребки (рис. 10.1) должны иметь большую жесткость (не гнуться), небольшой вес, удобно и надежно соединяться с цепями. Каждый скребок может транспортировать ограниченную по длине порцию угля. Величина порции наибольшая при транспортировании вниз и наименьшая при транспортировании на подъем, поэтому шаг скребков принимают от 1200—1000 *мм* (доставка по падению) до 600—400 *мм* (доставка по восстанию).

Приводные станции состоят из двигателя *1*, редуктора *2*, ведущего вала со звездочками *3* (рис. 10.8, *а*).

Двигатели — как правило асинхронные с короткозамкнутым ротором (§ 10.3). Пневмодвигатели имеют ограниченное применение.

Соединение двигателя с редуктором либо непосредственное, либо через муфту. Муфта может быть соединительной (пальцевая, цепная и т. д.) или предохранительной (турбомуфта, дробемуфта и др.).

Дробемуфта (рис. 10.2, *а*) облегчает пуск двигателя, устраняет удары в редукторе из-за люфтов, которые выбираются постепенно, и ограничивает максимальное усилие в приводе за счет проскальзывания шариков *3*. При ней двигатель и корпус *1* быстро раскручиваются, а затем шарики уплотняются и муфта передает резко возрастающий момент, вызывающий рывок тяговой цепи при пуске. При заклинивании цепи диск *2* останавливается, вся мощность двигателя идет на нагрев муфты, защита против чего затруднительна, из-за этого дробемуфты применяют редко.

Турбомуфты применяют предохранительного типа (рис. 10.2, *б*) с дополнительным объемом и с несимметричными колесами. Масло при установившемся режиме между насосным *2* и турбинным колесом *1* движется по малому кругу циркуляции. При заклинивании цепи колесо *1* останавливается, масло переходит на большой круг циркуляции (пунктир на рис. 10.2, *б*) и выбрасывается в дополнительный объем *3*, заполнение рабочего объема уменьшается и максимальный момент муфты снижается.

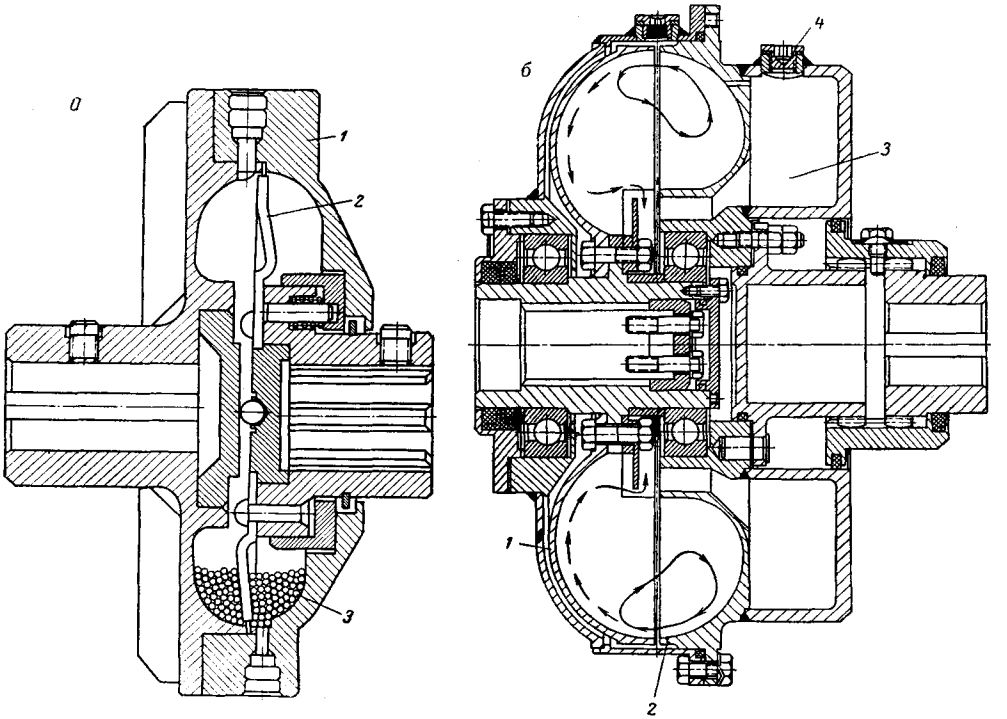


Рис. 10.2. Предохранительные муфты:
а — дробемуфта; *б* — турбомуфта

Вся мощность при этом идет на нагрев масла; защитой является или плавкая пробка *4*, или термореле. Муфта облегчает пуск двигателя и устраняет удары из-за люфтов. Ускорение тяговой цепи при пуске может как уменьшаться, так и увеличиваться (по сравнению с приводом без муфты), что зависит от скорости заполнения муфты маслом из дополнительного объема. Если заполнение быстрое, то возникает рывок цепи при запуске, если слишком медленное, то конвейер может совсем не запуститься (из-за длительной работы с большим скольжением нагреется масло и сработает тепловая защита).

Муфты сглаживают мгновенную неравномерность распределения нагрузки между приводами (§ 9.5), снижают в некоторой степени динамические нагрузки при установившемся движении и при заклинивании (§ 9.2). В настоящее время турбомуфты широко применяют, но их характеристики не всегда соответствуют требованиям.

Головной вал со звездочками несет на себе одну, две или три звездочки. С увеличением числа зубьев увеличивается диаметр звездочек, но сни-

жаются износ шарниров цепи и зубьев звездочки и динамические усилия в цепи (§ 9.2). Для устранения соскакивания цепей по обеим сторонам каждой ведущей звездочки имеются две направляющие звездочки (рис. 10.7, *а*). Для борьбы с заклиниванием цепи на зубе звездочки каждую из них снабжают сбрасывателем, представляющим массивную лапу, охватывающую звездочку.

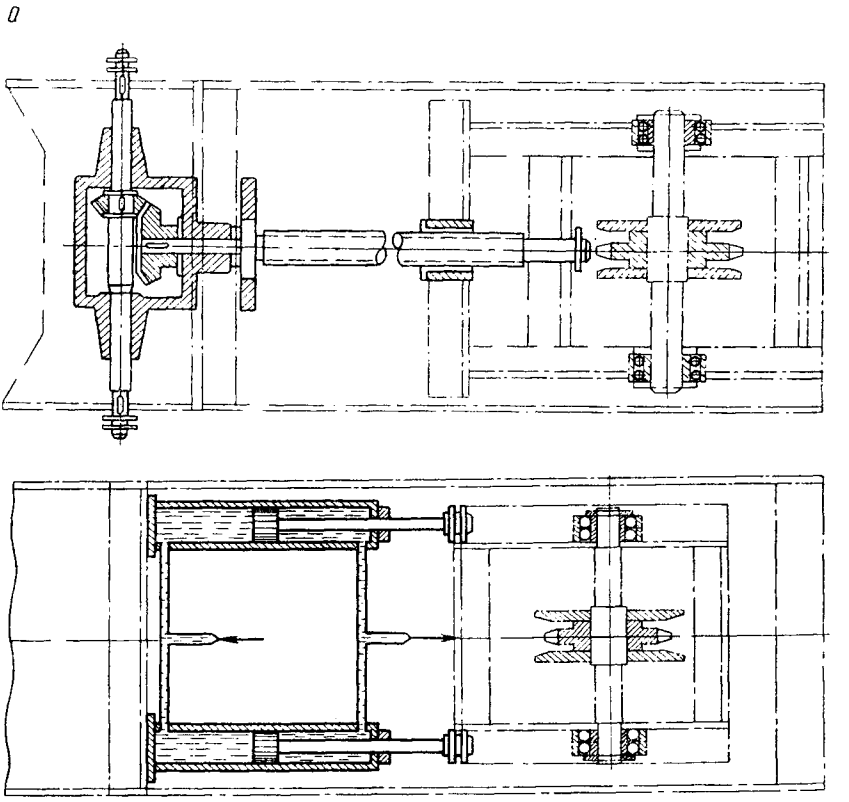


Рис. 10.3 Натяжные станции

Приводы снабжают различными вспомогательными приспособлениями: лебедками для подтягивания конвейера, опустившегося вниз при передвижке (рис. 10.7, *в*), приспособлениями для передвижки привода и его крепления и др.

Натяжные станции бывают с передвижной концевой секцией или (в большинстве случаев) с неподвижной секцией (рис. 10.3); с винтовым (рис. 10.3, *а*) или гидравлическим (рис. 10.3, *б*) приводом.

Их располагают в хвосте конвейера, а контроль натяжения (по провисанию цепи за приводом) производят в голове, что неудобно, поэтому в ряде конструкций предусмотрено натяжение цепи приводом. Один конец цепи жестко стопорят (при помощи специальных зацепов) и короткими толчками реверсированного двигателя производят натяжение цепи. Привод от обратного вращения удерживается храповым механизмом, встраиваемым в редуктор или надеваемым на конец головного вала. Этот способ требует квалификации, иначе возможны несчастные случаи —

травмирование человека, соединяющего цепь. Поэтому иногда окончательное натяжение производят с помощью винтового устройства с малым ходом, располагаемого в головной части конвейера.

Рештачный став конвейера набирают из отдельных секций длиной 1—2,5 *м*, называемых рештаками. Основные требования к ним: минимальный вес, наименьшие размеры, большая износостойкость, прочность и жесткость конструкции, возможность изгиба рештачного става в горизонтальной и вертикальной плоскостях (для передвижных конвейеров и волнистой почвы), наименьшая стоимость.

Рештаки разделяют по назначению — для агрегатных (рис. 10.4, *д*) и доставочных (рис. 10.4, *а*), одноцепных и многоцепных, реверсивных и нереверсивных конвейеров; по форме сечения — прямоугольные (рис. 10.4, *в*), трапецеидальные (рис. 10.4, *а*), полукруглые и сложной формы (рис. 10.4, *г*); по способу соединения — с жестким легкоразъемным соединением (для разборных) и с соединением, допускающим взаимный поворот рештаков (для передвижных конвейеров).

В современных конструкциях рештачный став выполняет ряд вспомогательных функций. В показанном на рис. 10.4, *д* сечении рештака тяжелого передвижного конвейера предусмотрен нож *1* для отдирки земника и чистки почвы при передвижке конвейера. Желоб *3* предназначен для размещения кабеля освещения, кабеля верхнего привода конвейера и др. В желоб *2* укладывают кабель комбайна.

Основные задачи усовершенствования конструкций рештачного става: повышение износостойкости и уменьшение стоимости рештаков. Износостойкость повышают увеличением толщины рештаков, термообработкой, применением износостойких полимерных материалов и др.

К вспомогательному оборудованию скребковых конвейеров относится ряд механизмов и приспособлений, не предназначенных непосредственно для транспортирования угля. Это — передвижчики, расштыбовщики, приспособления для удержания конвейера от сползания и подтягивания его, приспособления для отдирки земника и т. д.

Передвижчики предназначены для передвижки конвейера на новую машинную дорогу без разборки. Они представляют собой домкраты различных типов: реечные, винтовые, гидравлические, пневматические и др.

Конструкция домкратов определяется способом передвижки конвейера: фронтальным или фланговым. При фронтальной передвижке конвейер передвигается сразу по всей длине. Домкраты располагаются по всей длине конвейера через 8—12 *м*, питаются от общей магистрали и включаются все одновременно.

При фланговой передвижке конвейер передвигают отдельными участками длиной 10—12 *м*. Конвейер при таком способе передвижки получает изогнутую в плане форму (рис. 10.5, *а*). Передвижку можно осуществлять индивидуальными переносными или групповыми домкратами, расположенными по всей длине конвейера и включаемыми поочередно. Вторая схема предпочтительнее, так как она исключает тяжелый ручной труд по перетаскиванию домкратов, однако требует применения более дорогостоящего оборудования.

Расштыбовщики бывают шнековые (рис. 10.5, *б*), скребковые, ковшовые и др. Они удаляют штыб, попадающий на холостую ветвь. Разборные конвейеры не нуждаются в расштыбовщиках, так как при ежедневной разборке происходит заодно и очистка холостой ветви от штыба. Передвижные конвейеры из-за накопления штыба на холостой ветви испыты-

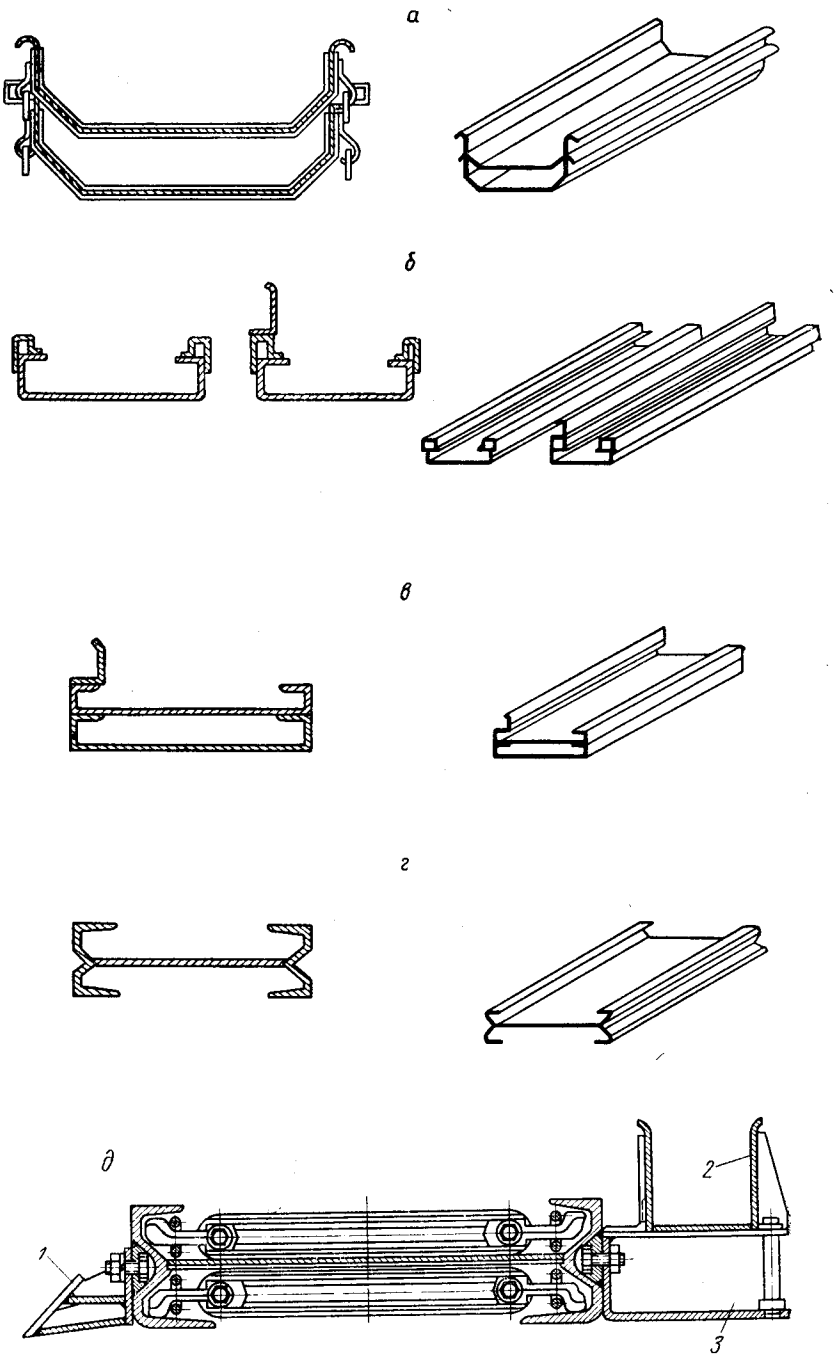


Рис. 10.4. Рештаки:

а — унифицированные рештаки одноцепного конвейера; *б* — рештаки конвейера для тонких пластов; *в* — рештаки двухцепного конвейера с закрытыми цепями; *г*, *д* — рештаки передвижного конвейера

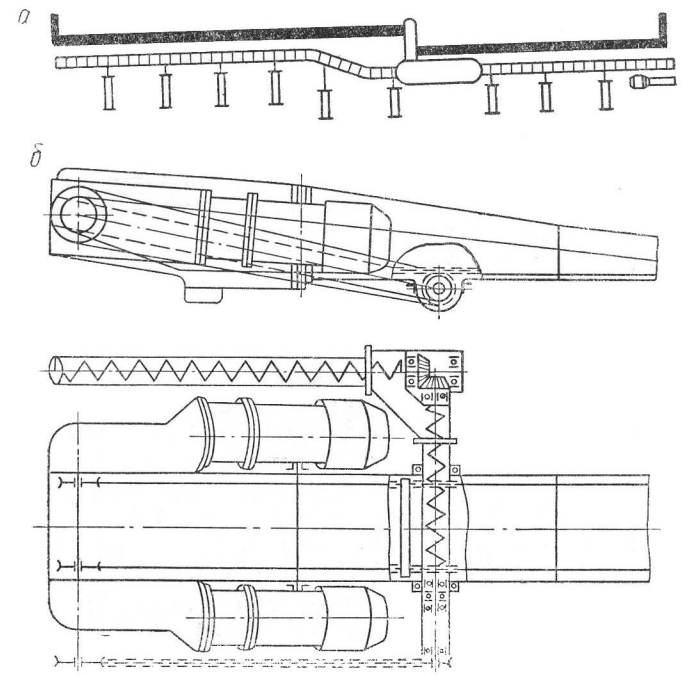


Рис. 10.5. Вс
могательное о
рудование

вают повышенное сопротивление холостой цепи, вплоть до заклинивания ее. Расшибовщики усложняют конструкцию конвейера, но повышают надежность и экономичность, устраняют тяжелый ручной труд по очистке.

Приспособления для удержания и подтягивания конвейеров необходимы для компенсации сползания конвейера при передвижке. Это сползание тем сильнее, чем выше угол падения пласта.

Наиболее простыми приспособлениями для удержания являются стойки (простые и гидравлические), для которых на приводной и натяжной станциях предусматривают специальные гнезда.

Тали, укрепленные к стойкам крепи, удерживают привод и одновременно служат для его подтягивания (рис. 10.5, *в*).

Перегружатели — короткие конвейеры (рис. 10.5, г), которые устанавливают между скребковым конвейером в лаве и транспортным механизмом на штреке, когда с увеличением мощности конвейеров значительный вес приводной станции (до 3 *Т* и более) не позволяет располагать ее достаточно близко к берме штрека во избежание осыпания последней или при расположении почвы пласта на небольшом уровне над почвой штрека, когда мал перепад высоты для загрузки последующего транспортного механизма.

§ 10.3. ЭЛЕКТРОПРИВОД И АВТОМАТИЗАЦИЯ

Электропривод — как правило короткозамкнутый асинхронный электродвигатель с синхронной скоростью вращения 1500 *об/мин*, напряжением 380 или 660 *в*.

В связи с ростом мощности конвейеров увеличивается потребная мощность двигателя, ограничиваемая его размерами. Задачу решают либо применением нескольких двигателей обычного типа (§ 9.5, § 9.6), либо применением одного двигателя специального типа с повышенной мощностью. В принципе задачу можно решить и применением объемной гидропередачи: на штреке устанавливают электродвигатель и насос, а на конвейере — гидродвигатель, соединенный шлангами с насосом. При этом размеры привода уменьшаются, снижаются динамические нагрузки при установившемся режиме (§ 9.2) и перегрузки при заклинивании, возможно регулирование скорости движения цепи. Пока из-за сложности гидропередач подобная система находит ограниченное применение.

Автоматизация контроля работы ставит целью отключение двигателя при остановке цепи из-за перегрузки и при порыве цепи в любом месте (для двухцепных конвейеров — при порыве одной цепи).

На одноцепном конвейере (рис. 10.6, *а*) при порыве цепи в любом месте ее движение у датчика *1* прекращается. Датчик должен реагировать на скорость движения (реле скорости). Из-за сложения колебаний (§ 9.2) целая цепь на сбегающей ветви может иногда останавливаться, поэтому во избежание ложных срабатываний время выдержки реле на отключение принимают 2—3 *сек*.

В двухцепном конвейере (рис. 10.6, *б*) при порыве одной цепи ее движение за точкой сбегания прекращается на очень короткое время (≈0,1 *сек*). Так как вторая цепь продолжает двигаться, скребки перекашиваются и увлекают порванную цепь. Установка датчиков скорости в точке сбегания не может дать эффекта, поскольку здесь нужна выдержка времени на отключение 2—3 *сек*, а цепь останавливается приблизительно на 0,1 *сек*. По этой причине на каждой цепи перед точкой набегания

устанавливают датчики 2, реагирующие на разрыв 3 цепи (70—100 *мм*) с минимально возможной выдержкой времени на отключение. Двигатель отключается не сразу после порыва, а только тогда, когда разрыв 3 подойдет к приводу.

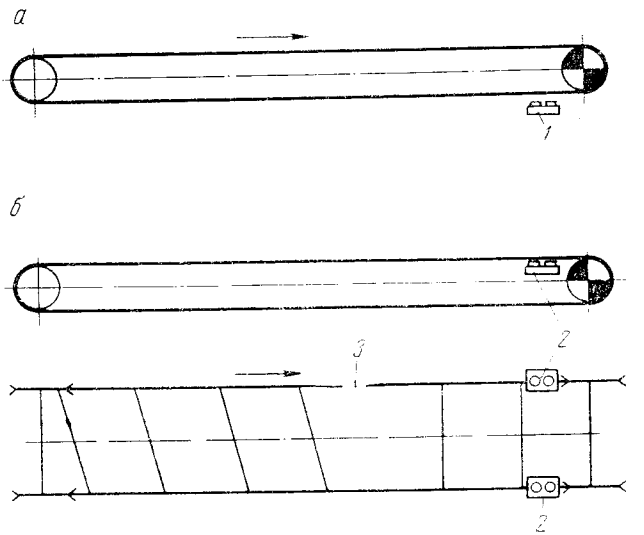


Рис. 10.6. Технологические схемы автоматизации:
а — для одноцепного конвейера; *б* — для двухцепного конвейера

Датчик, реагирующий на разрыв, выполнить сложнее, чем датчик скорости. Наиболее надежные датчики скорости и разрыва — электромагнитного типа.

§ 10.4. ТИПЫ И ПАРАМЕТРЫ КОНВЕЙЕРОВ ДЛЯ УГОЛЬНЫХ ШАХТ

Конвейеры разделяют по следующим признакам:

по характеру выполняемых функций — доставочные, агрегатные и тормозные. Доставочными называются конвейеры, выполняющие только функцию транспортирования и конструируемые для средних горногеологических условий. Агрегатными называются конвейеры, предназначаемые для работы в комплексе с каким-либо агрегатом (или группой агрегатов), конструируемые для обслуживания определенных механизмов и выполняющие кроме транспортирования другие функции: например, опоры для комбайна, струга и пр. Тормозные конвейеры предназначены для работы при больших углах наклона;

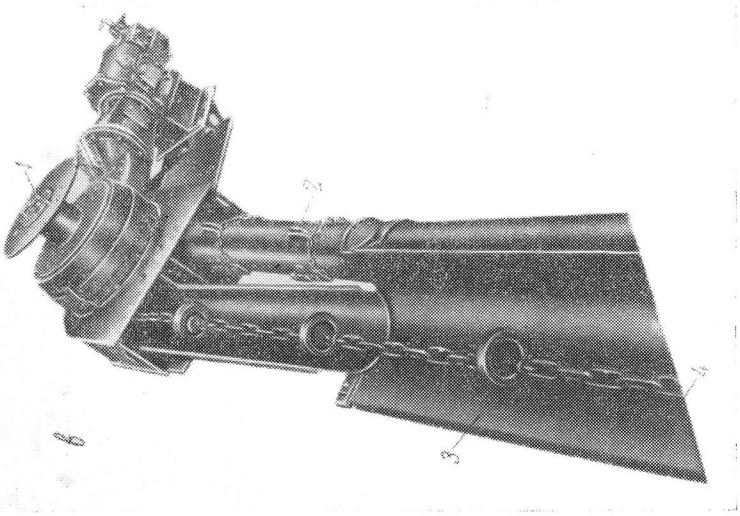
по мощности пластов — для пластов средней и большой мощности и для тонких пластов;

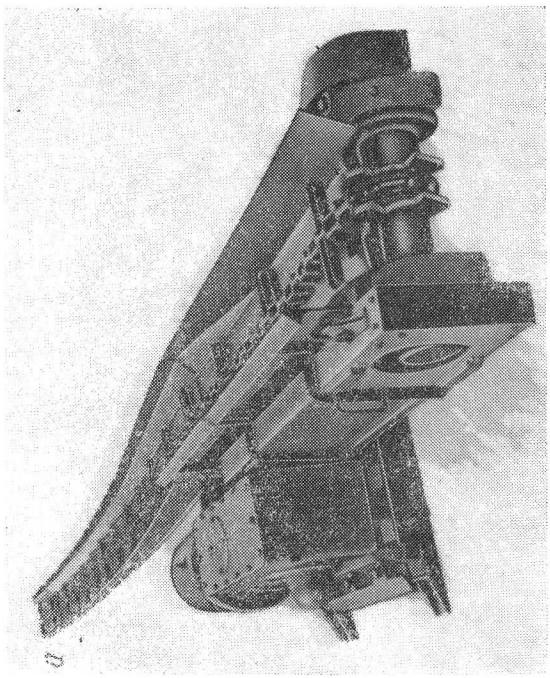
по количеству цепей — одноцепные, двухцепные и трехцепные;

по количеству приводов — одноприводные и многоприводные;

по характеру замыкания цепи — с вертикальным замыканием (рис. 10.7, *а*), горизонтальным замыканием (рис. 10.7, *б*), с пространственным (сложным) замыканием;

по характеру движения тягового органа — реверсивные и нереверсивные;





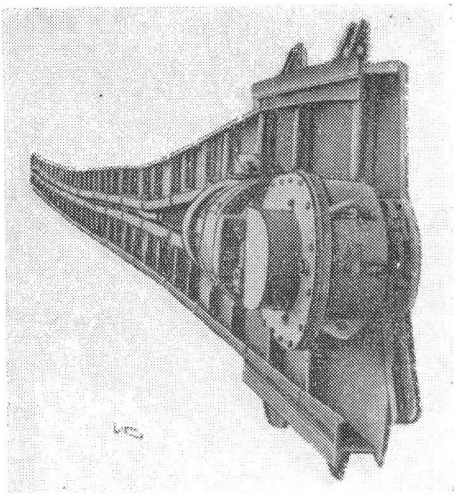


Рис. 10.7. Скребковые конвейеры одноцепные
а — одноцепной разборный; *б* — с консольными скребками; *в* — тормозной конвейер, *1* — лебедка для подтягивания, *2* — холостая ветвь, *3* — рештак рабочей ветви, *4* — цепь со скребками в виде дисков

по способу перемещения на новую машинную дорогу — разборные, перемещаемые после разборки по частям, и передвижные, перемещаемые без разборки. Последние, в свою очередь, делятся на жесткие, передвигаемые по всей длине одновременно, и изгибающиеся, передвигаемые по частям с изгибом рештачного става.

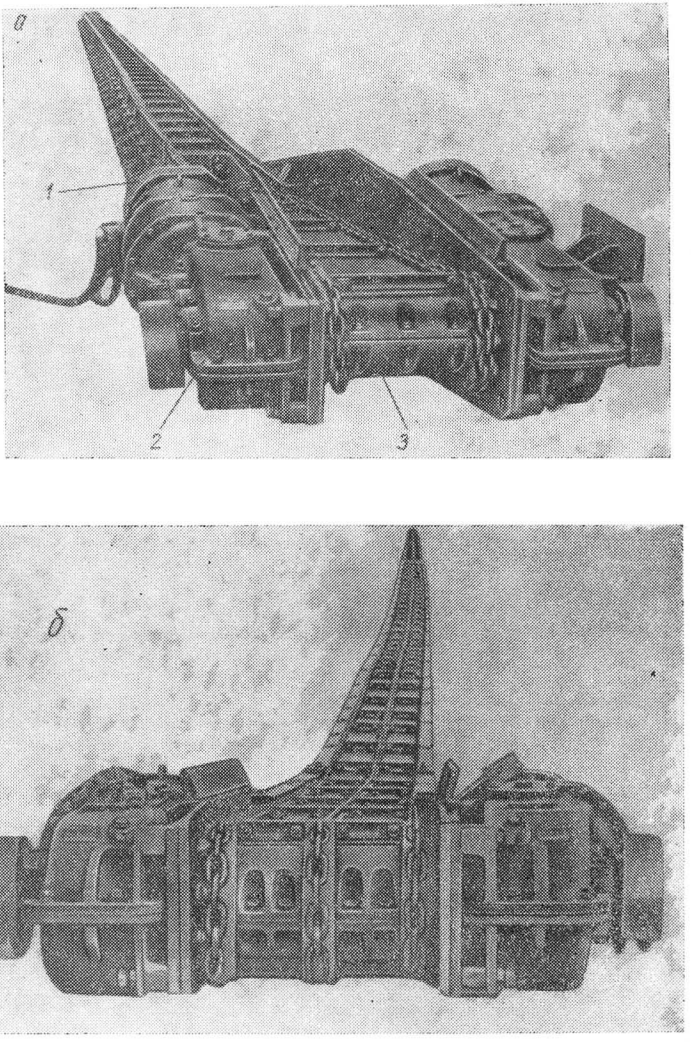


Рис. 10.8. Скребковые конвейеры с кольцевыми цепями:
а — двухцепной: *1* — двигатель, *2* — редуктор, *3* — приводная звездочка; *б* — трехцепной

Доставочные конвейеры имеют рештаки облегченного типа (рис. 10.4,*а*), обычно одну штампованную разборную цепь. Двухцепные доставочные конвейеры имеют рештаки по типу, изображенному на рис. 10.4, *в*. При работе с взрывонавалкой и при перемещении комбайна по ставу конвейера рештаки выполняются утяжеленного типа.

Таблица 10.2

Основные характеристики конвейеров параметрического ряда

Тип конвейера	Краткая характеристика	Область применения	Наибольшая производительность, *т/ч*	Длина, *м*	Мощность одного двигателя, *квт*	Количество двигателей
С-48	Одноцепной разборный легкий	Короткие лавы Подмосковного бассейна с особо слабой кровлей	70	60	15	1
С-53	Одноцепной разборный доставочный	Для комбайновых лав небольшой длины и производительности. Для просеков и печей	120	120	22	1
С-53/Л	То же, что С-53, но с приводом меньшей мощности	Транспорт при камерной системе разработок, для мощных пластов, разрабатываемых слоями	60	60	7	1
СР-52	Двухцепной разборный	Для лав тонких пологих пластов при неспокойной гипсометрии	120	200	22	1—2
СР-70	То же	Длинные лавы на пологих пластах мощностью 0,9 *м* и более	260 300	300 250	32	1—4
СР-73	Двухцепной разборный доставочный, тормозной	Для лав и выработок наклонных пластов	180	150	22	1
СК-38	Одноцепной разборный с консольными скребками	Для комбайновых лав пологих пластов мощностью 0,8—0,9 *м*	120	165	22	1—2
СК-105	Одноцепной с консольными скребками. Передвигается без разборки, жесткий	Для работы в многокомбайновом комплексе при мощности 0,7 *м* и более	150	150	22	2
СП-40	Двухцепной передвижной изгибающийся	Для комбайновых лав мощностью 0,5—0,8 *м*	120	170	22	1—2
СП-48	То же	Для комбайновых лав мощностью 0,9 *м* и более	150 170	260 220	32	1—4
СП-63	»	Для комбайновых лав мощностью 0,8 *м* и более	220 260	250 180	32	1—4
СП-63/1	Двухцепной передвижной	Для комбайновых лав Подмосковного бассейна	120	80	32	1
СП-63/К	Двухцепной передвижной жесткий	Лавы Подмосковного бассейна для работы с комплексом ОМКТ	120	80	32	1
СП-63/$С_1$	Двухцепной передвижной изгибающийся	Для струговых установок типа УСБ	250	300	40	2
СП-63/$С_2$	Двухцепной передвижной жесткий	Для комплексов со струговыми установками	250	300	40	4
СП-73	Двухцепной передвижной изгибающийся	Для лав большой длины и производительности	350	300	40	1—4

Конвейеры для тонких пластов имеют горизонтальное замыкание цепи, секции укорочены (рис. 10.4, *б*).

В качестве тягового органа агрегатных конвейеров применяют, как правило, круглозвенные цепи. Рештаки утяжеленного типа (рис. 10.4, *г*) соединяют болтами. Сечение современного конвейера с круглозвенными цепями показано на рис. 10.4, *д*. Общие виды конвейеров показаны на рис. 10.7 и 10.8.

Некоторые типы конвейеров выполняют с трехцепным тяговым органом. Третья цепь нагрузки практически не несет, однако препятствует перекосу и заклиниванию скребков при порыве одной из ветвей. При порыве на нижней ветви место порыва выходит на верхнюю ветвь и может быть обнаружено, тогда как при двух цепях после порыва одной из них перекос скребков может достичь такой величины, что цепь выскакивает из направляющих и заклинивается.

При больших углах наклона применяют тормозные конвейеры (рис. 10.7, *в*).

Характеристика современных конвейеров по параметрическому ряду приведена в табл. 10.2.

Приняты обозначения: С — одноцепной разборный, СР — двухцепной разборный, СК — одноцепной с консольными скребками, СП — передвижной. Цифры — ширина желоба в сантиметрах.

Скребковые конвейеры, применяемые за рубежом, по своим параметрам в основном подобны конвейерам параметрического ряда, но некоторые конструкции имеют отличия. Так, например, конвейер S 50/60 фирмы «Бритиш Джефри Даймонд» (Англия) имеет производительность до 445 *т/ч* при скорости цепи до 1,07 *м/сек* и мощности двигателя до 120 *квт*. Некоторые фирмы выпускают конвейеры с объемным гидроприводом. Широко применяют пластинчатые цепи.

Развитие скребковых конвейеров идет по линии создания агрегатных передвижных конвейеров большой мощности.

§ 10.5. ТИПЫ И ПАРАМЕТРЫ КОНВЕЙЕРОВ ДЛЯ РУДНЫХ ШАХТ

Наиболее вероятная область применения — горизонты выпуска руды из очистных блоков взамен малопроизводительных скреперных установок.

Основные типы конвейеров: с верхней несущей ветвью (по типу угольных) и с нижней несущей ветвью без рештачного става.

Конвейер с нижней несущей ветвью (рис. 10.9) состоит из привода *1*, тяговой цепи *2*, натяжной станции *3* и очистных приспособлений *4*. Нижняя — рабочая ветвь движется по рельсам *5*, уложенным на почве выработки, верхняя — по направляющим *6*, подвешенным к кровле. Натяжная станция винтового типа расположена в тупике аккумулирующего штрека (орта) и крепится к почве анкерными болтами. Очистные цепи производят сбрасывание материала, оставшегося на цепях, иначе куски руды попадут в привод. Дополнительно устанавливают очиститель щеточного типа. Для предотвращения всплывания скребков из руды передняя грань скребка наклонена под углом 50—60°, а задняя выполнена в виде удлиненного прямоугольника для пригрузки скребка рудой. Надежность работы конвейера с нижней ветвью зависит от прочности тягового органа и защиты его от перегрузок (что должно гарантировать отсутствие порыва цепи под завалом), от очистки цепи и от отсутствия всплывания скребков из руды. Условия эти не всегда выполняются, поэтому

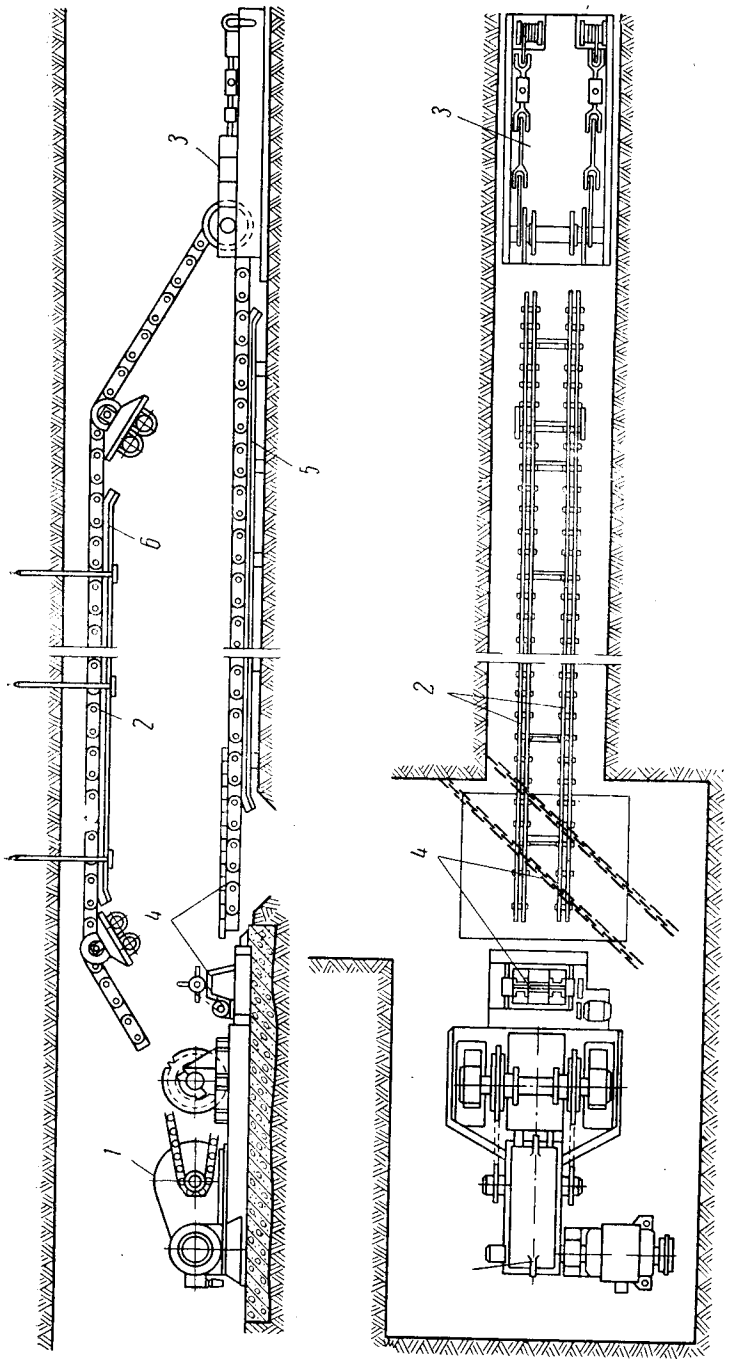


Рис. 10.9. Скребковый конвейер для рудных шахт

могут применяться и конвейеры с верхней несущей ветвью при условии специального изготовления: повышенная износостойкость, предотвращение попадания руды между цепью и звездочкой.

Конвейеры с нижней несущей ветвью находят применение для крепких абразивных тяжелых руд при установке в выработках, не деформируемых горным давлением; с верхней ветвью — при мягких неабразивных рудах для работы в неустойчивых выработках.

Недостаточный опыт эксплуатации скребковых конвейеров не дал пока возможности разработки параметрического ряда. Характеристики некоторых конвейеров приведены в табл. 10.3.

Таблица 10.3

Характеристика скребковых конвейеров рудной промышленности

Параметры	Единица измерения	Тип конвейера			
		КРП-3	НИИгормаш	КС-1	КДЦ-30
Длина доставки	*м*	50	27	50	30
Производительность	*Т/ч*	500	150	300	500
Мощность двигателя	*квт*	100	—	32	55
Скорость движения цепи	*м/сек*	0,16	0,18	0,15	0,22
Тяговое усилие	*кГ*	35000	—	—	—
Тип цепи		Пластинчатая	Круглозвенная	Круглозвенная ∅ 18 *мм*	Круглозвенная
Расстояние между цепями	*мм*	600	—	—	—
Разрывное усилие одной цепи	*Т*	150	—	30	50
Общий вес	*Т*	33	—	—	—

§ 10.6. РАСЧЕТ

Постановка задачи. Дано: A — сменная производительнысть, T; l — длина лавы, *м*; β — угол падения; мощность пласта; основные данные о технологии процесса добычи в лаве (тип добычного механизма, способ передвижки конвейера, тип крепи и т. д.). Требуется выбрать конвейер (из изготовляющихся) и установить количество приводов (если оно может изменяться).

Из (2.14) находим $Q_р$ и выбираем конвейер (табл. 10.2), имеющий достаточную производительность по емкости желоба и соответствующий требованиям технологии и мощности пласта. Для гарантии можно проверить его производительность по (9.19). Находим коэффициент неравномерности для тяговых расчетов (2.20) и соответствующее значение $Q_р$ (2.14) и q (2.5).

Производим тяговый расчет в предположении, что имеется один привод (§ 9.4). Если прочность цепи (10.1) недостаточна, то выбираем другой конвейер, если мощность оказалась выше мощности одного двигателя, то принимаем соответственно несколько двигателей и производим повторный тяговый расчет (§ 9.5).

Пример. Дано: $A = 200$ T в смену; $l = 120$ *м*; $\beta = 10°$; мощность пласта 1,2 *м*; груз — уголь, $\gamma = 0{,}9$ $T/м^3$; технология добычи — комбайн типа «Донбасс-1Г», индивидуальная крепь, переноска конвейера разборкой; $t_{н.о} = 4{,}8$ *ч* — плановое оперативное время.

Расчетный грузопоток для проверки производительности по емкости желоба (2.14)

$$Q_р = \frac{A k_0}{t_{п.о}}; \quad Q_р = 85 \ т/ч.$$

По $Q_р$ и технологии добычи выбираем конвейер С-53 (табл. 10.2), имеющий скорость цепи $v = 0{,}73$ *м/сек*, погонный вес цепи со скребками $q_0 = 13{,}5$ *кГ/м*, разрывное усилие цепи $S_{раз} = 22\,000$ *кГ*, мощность двигателя $N = 32$ *квт*.

Паспортная производительность $Q_п = 120$ *т/ч* не нуждается в проверке ввиду средних условий применения.

Средняя производительность (2.13)

$$Q_{ср} = \frac{A}{t_{п.о}}; \quad Q_{ср} = 43 \ т/ч.$$

Время движения груза вдоль конвейера

$$\tau = \frac{l}{v} = \frac{120}{0{,}73} = 165 \ сек = 0{,}046 \ ч.$$

Из (2.20) коэффициент неравномерности для тягового расчета

$$k = 1 + \frac{k_0 - 1}{\sqrt{\frac{Q_{ср}\tau}{G}}}; \quad k = 1{,}87.$$

Погонный вес груза (2.5)

$$q = \frac{Q_{ср} k}{3{,}6 v}; \quad q = 30 \ кГ/м.$$

Для схемы конвейера по рис. 9.6, *а* из (2.31)

$$F_{3\text{-}4} = lq\,(w' \cos\beta - \sin\beta) + lq_0\,(w_0' \cos\beta - \sin\beta) = 120 \cdot 30\,(0{,}45 \cos 10° - \sin 10°) +$$

$$+ 120 \cdot 13{,}5\,(0{,}35 \cos 10° - \sin 10°) = 1480 \ кГ;$$

$$F_{1\text{-}2} = lq_0\,(w_0'' \cos\beta + \sin\beta) = 120 \cdot 13{,}5\,(0{,}35 \cos 10° - \sin 10°) = 760 \ кГ.$$

Для диаграммы натяжений по рис. 9.4, *б*

$$S_1 = S_{п.р} = 300 \ кГ;$$

$$S_2 = S_1 + F_{1\text{-}2} = 300 + 760 = 1060 \ кГ;$$

$$S_3 = S_2;$$

$$S_4 = S_3 + F_{3\text{-}4} = 1060 + 1480 = 2540 \ кГ.$$

Запас прочности (2.72)

$$m = \frac{S_{разр}}{S_{max}} = \frac{22\,000}{2540} = 8{,}7.$$

Тяговое усилие привода (2.43)

$$F_0 = S_4 - S_1 = 2540 - 300 = 2240 \ кГ.$$

Мощность двигателя (2.60)

$$N = \frac{F_0 v k_р}{102\eta} = \frac{2240 \cdot 0.73 \cdot 0.8}{102 \cdot 0{,}85} = 13 \ квт.$$

Поскольку прочность цепи и мощность двигателя достаточны, то конвейер удовлетворяет условиям.

§ 10.7. ЭКСПЛУАТАЦИЯ, ОХРАНА ТРУДА

Монтаж целесообразно произвести предварительно на поверхности и опробовать конвейер вхолостую. При транспортировании узлов в шахту не рекомендуется разбирать блок редуктор — двигатель, особенно при наличии турбомуфты. До начала монтажа необходимо установить пусковую аппаратуру и положить коммутационные линии для энергоснабжения и освещения.

Сборку конвейера начинают с привода. Внимание нужно обратить на обеспечение удобной и надежной перегрузки на последующий транспортный механизм, обеспечение соосности отдельных узлов и укрепление привода с целью предохранения его от сползания.

Зазор между крепью и рештаками должен быть не менее 50 *мм*.

После сборки конвейера заливают масло в редуктор и турбомуфту, проверяют наличие смазки во всех остальных узлах конвейера и производят запуск. Работа конвейера вхолостую должна продолжаться 10—15 *мин*. После этого следует опробовать работу конвейера под нагрузкой примерно такое же время.

При эксплуатации конвейера нужно контролировать исправность цепей и рештаков. Следует производить периодическую очистку цепи от штыба. Деформированные звенья и скребки должны быть своевременно удалены и заменены новыми. Нужно контролировать надежность и исправность замковых соединений. Стыки секций не должны иметь порогов. В конвейерах, передвигаемых без разборки, замки должны обеспечивать соответствующий люфт. Редукторы должны работать без стука и шума, не должно быть течи смазки, повышенных люфтов и зазоров. Особого внимания требуют турбомуфты. Ежедневно следует проверять биение муфты во время запуска, а также расштыбовку муфты и редуктора. Необходимо следить за уровнем масла, поддерживая требуемый уровень. Полная замена масла производится через 2—3 месяца работы, частичная — по мере надобности. Температура работающей муфты не должна превышать 90° С, так как при 92° С происходит плавление сплава в защитной пробке.

Текущий ремонт производят силами ремонтной бригады участка непосредственно на рабочем месте. Сроки ремонта — 1 раз в два месяца. Объем ремонта — регулировка и промывка всех узлов, замена изношенных деталей, проверка электроаппаратуры.

Для капитального ремонта все узлы конвейера выдают из шахты и передают ремонтному предприятию.

Согласно Правилам охраны труда, запрещается осмотр и ремонт работающих скребковых конвейеров, движение людей по конвейеру, перевозка леса конвейерами, не приспособленными для этого, и перевозка оборудования всеми видами конвейеров, предусматривается предупредительная сигнализация при запуске конвейерной линии. Съемка движущегося леса должна производиться за задний по ходу конец.

§ 10.8. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Капитальные затраты на скребковый конвейер включают стоимость конвейера, пуско-регулирующей и коммутационной аппаратуры, а также стоимость вспомогательного оборудования (§ 10.2), которая составляет 3—6% основного. Так, например, для конвейера СП-63 при производи-

тельности в 220 *Т/ч* и длине 150 *м* стоимость конвейера составит 9500 руб. (95%); стоимость вспомогательного оборудования — 560 руб. (5%).

Для вновь проектируемой установки ориентировочная стоимость может быть найдена по тонне веса конструкции.

Ориентировочные стоимости скребковых конвейеров, *руб/Т* *

Двухцепные с калиброванными цепями	450—600
Двухцепные с разборными штампованными цепями	250—300
Одноцепные разборные	200—250
С консольными скребками	200—250

Штат по обслуживанию составляют электрослесари по ремонту (примерно 0,2—0,4 *чел-смены* на механизм), рабочие по переноске, по расштыбовке, машинисты конвейера. По практическим данным, на 1000*Т* суточной добычи по Донбассу трудоемкость составляет: рабочих по переноске конвейеров без разборки 2—6 *чел/смен*, с разборкой — 6—14 *чел-смен*, машинисты — 3—5 *чел-смен*.

Так, например, по указанному конвейеру СП-63 годовые эксплуатационные расходы составляют 43 600 руб. (90% — зарплата, 5% — энергия, 5% — амортизация). Для указанных условий при длине 100 *м* себестоимость составляет 0,1 *руб/Т*.

Литература к гл. 10: 47, 59, 93, 99, 109, 142, 149, 155, 162, 177, 183.

ГЛАВА 11

СКРЕБКОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

§ 11.1. КОНВЕЙЕРЫ ОБЫЧНОГО ТИПА

I. Общие сведения

Скребковые конвейеры обычного типа применяют для транспортирования неабразивных грузов средней и малой твердости мелко- и среднекусковатых. Производительность ограничивается сечением желоба и скоростью движения цепи и доходит до 750 *Т/ч*. Длина — до 80 *м*. Хотя прочность цепи и допускает ее увеличение, условия применения конвейера этого не требуют.

Трасса конвейера прямолинейна, без искривлений в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Наибольший угол наклона, определяемый пересыпанием угля через скребки, составляет 40—45°.

Основным достоинством является возможность разгрузки в любом месте по длине, что и определяет их основную область применения. Недостатки те же, что у подземных скребковых конвейеров (§ 10.1).

Основная область применения — распределительный конвейер (по бункерам, дробилкам и т. п.) на обогатительных и брикетных фабриках.

* Данные приведены применительно к серийному выпуску (более 50 шт. в год) и значительной длине (более 150 *м*). При уменьшении количества выпускаемых образцов стоимость каждого возрастает в 2—2,5 раза. При снижении длины до 50 *м* стоимость возрастает в 1,2—1,3 раза.

II. Устройство составных частей

Цепи применяют пластинчатые (рис. 11.1). В соответствии с ГОСТ 588—64 их изготовляют следующих типов: В — пластинчатые втулочные (рис. 11.1, *б*); ВР — пластинчатые втулочно-роликовые (рис. 11.1, *в*);

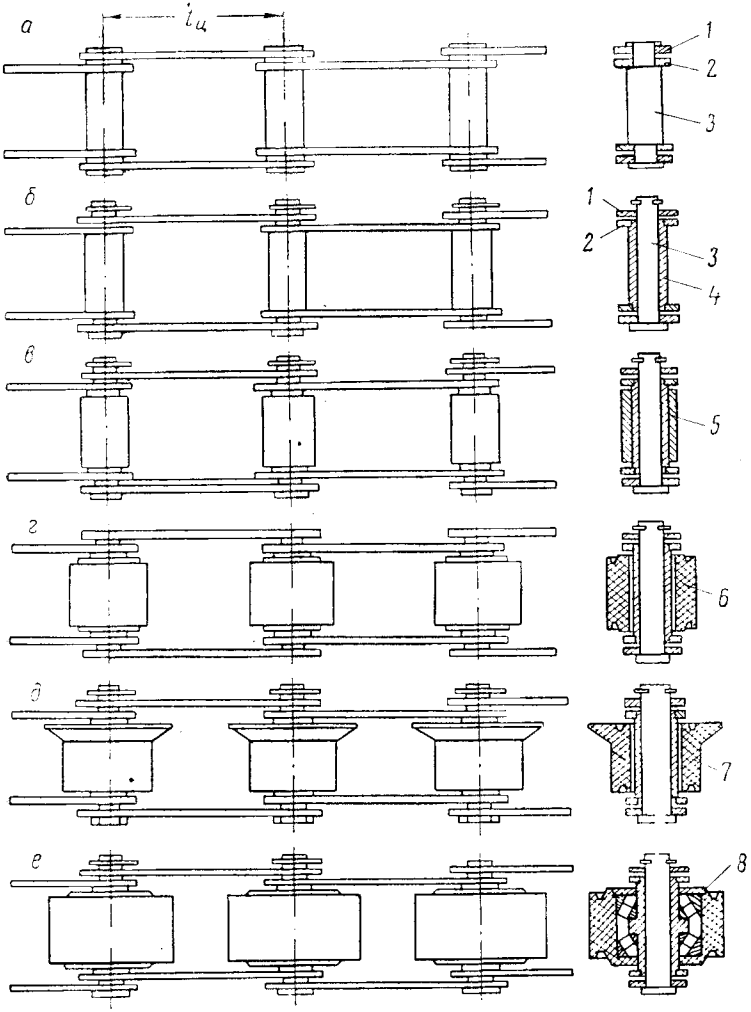


Рис. 11.1. Цепи цепных конвейеров общего назначения

ВК — пластинчатые втулочно-катковые с гладкими катками (рис. 11.1, *г*); ВКГ — пластинчатые катковые с гребнями на катках (рис. 11.1, *д*); ВКП — с гладкими катками на подшипнике (рис. 11.1, *е*). Буквой $t_ц$ на рис. 11.1 обозначен шаг цепи.

На рис. 11.1, *а* показана штыревая цепь. Она состоит из наружных пластин *1*, внутренних *2* и валика *3*. От выпадения валик (штырь) удерживается шплинтом или стопорной шайбой. Цепь проста, дешева, но обладает малой износоустойчивостью из-за значительных контактных на-

пряжений между пластиной и пальцем, малым сроком службы и малой надежностью. Хотя цепи этого типа распространены, изготовление их в качестве тяговых ГОСТ 588—64 не предусматривает.

Во втулочных цепях указанные недостатки устранены. Благодаря тому, что во всех втулочных цепях валик 3 (рис. 11,1, *б*) наглухо закреплен в проушинах внешних пластин *1*, а втулка *4*, свободно вращающаяся на валике *3*, жестко связана с внутренними пластинами *2*, действующая в шарнире сила распределяется по всей поверхности соприкосновения валика со втулкой и удельные давления по трущимся поверхностям получаются сравнительно небольшими.

Наличие ролика *5* (диаметр которого меньше ширины пластины) в цепях типа ВР улучшает условия их прохождения по звездочкам.

В цепях ВК, ВКГ и ВКП применены ролики с диаметром, бо́льшим ширины пластины (катки) *6*, *7*. Катки движутся по направляющим, в результате чего сопротивления движению цепей ниже, чем для цепей В и ВР, но стоимость и вес их выше.

В цепях ВКП каток *8* посажен на подшипнике, что обеспечивает минимальные сопротивления движению.

ГОСТом предусмотрен шаг цепи 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000 и 1200 *мм* и диаметры соединительных валиков 9, 11, 13, 16, 20, 24, 30, 36, 44 и 55 *мм*. Разрушающая нагрузка цепей с одинаковыми геометрическими параметрами колеблется в зависимости от категории прочности. Стандартный ряд разрушающих нагрузок: 12,5; 20; 30; 50; 70 и 100 *Т*.

Цепи изготовляют двух типов: I — (неразборная конструкция) с двусторонней расклепкой валиков и запрессованными втулками; II — разборная конструкция — со свободной посадкой валиков и соединением втулок с пластинами на лысках.

Вес цепей колеблется от 5 до 74 *кГ/м*. Скребки (рис. 11.2, *а*, *б*) имеют прямоугольное или трапецеидальное сечение и изготовляются из стали толщиной 5—8 *мм*, шириной 200—1200 *мм*, а высотой в 2—4 раза меньше ширины. К цепям скребки крепятся в верхней или средней части; крепление производят болтами и гайками; для увеличения жесткости скребка в средней его части приваривают металлическую полосу обычно в форме уголка. Шаг скребков принимают для крупнокусковатых материалов равным двойному шагу цепи, для средне- и мелкокусковатых — равным шагу цепи

Отдельную группу образуют ящичные конвейеры. У них скребки снабжены боковыми стенками (рис. 11.2, *в*), образуя сплошной движущийся желоб. Достоинство: отсутствие трения между боковыми стенками и материалом, недостаток; большой вес движущихся частей.

Желоб выполняют из стали. Для повышения износоустойчивости днище желоба футеруют каменным литьем и другими материалами.

Для разгрузки материала в днище желоба выполняют отверстия, перекрываемые продольными или поперечными задвижками. Задвижки с движением поперек желоба при неполном раскрытии допускают разгрузку материала одновременно в нескольких местах. Они требуют увеличенных (по сравнению с конвейерами с продольными задвижками) габаритов для установки конвейера.

Управление задвижками может производиться вручную или при помощи электро-, пневмо- или гидропривода, что является более перспективным, так как дает возможность дистанционного управления.

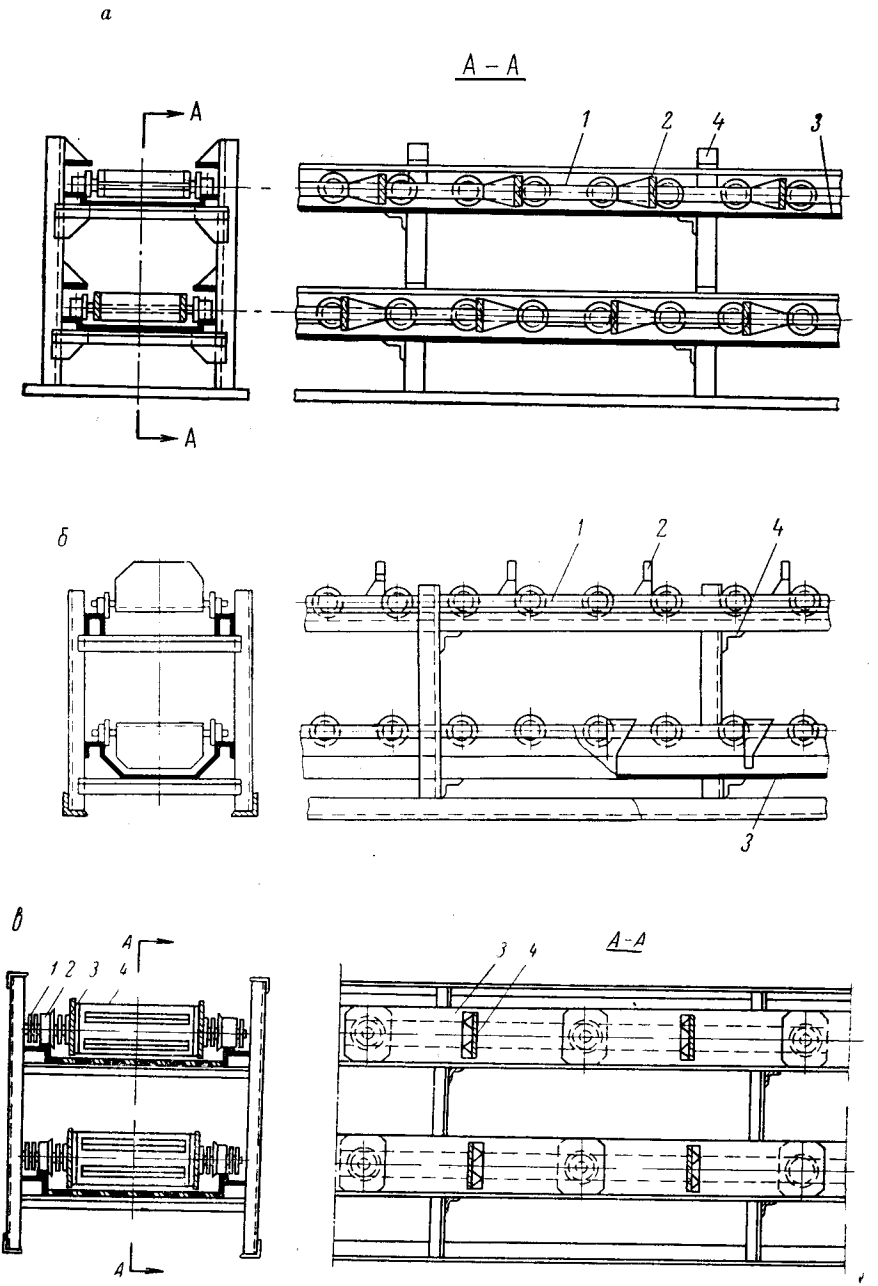


Рис. 11.2. Сечения конвейеров:

а — конвейер с центральным креплением цепи и двумя несущими ветвями, *1* — цепь, *2* — скребок; *3* — желоб, *4* — поддерживающая конструкция; *б* — конвейер с консольным креплением скребков и нижней несущей ветвью, *1* — цепь, *2* — скребок, *3* — желоб, *4* — поддерживающая конструкция; *в* — ящичный конвейер, *1* — цепь, *2* — каток, *3* — боковая стенка, *4* — скребок

Привод стационарного скребкового конвейера, состоящий из электродвигателя (асинхронного с короткозамкнутым ротором), редуктора и приводного вала со звездочками, имеющими 5—8 зубьев, располагается в конце грузовой ветви скребкового конвейера. В конструкции привода должна предусматриваться предохранительная муфта максимального момента, предохраняющая конвейер от поломок при возможных перегрузках.

III. Типоразмеры конвейеров

Скребковые конвейеры классифицируют по следующим признакам:

по назначению: транспортные и распределительные;

по месту расположения несущей ветви — с нижней несущей ветвью, верхней несущей ветвью и двумя несущими ветвями;

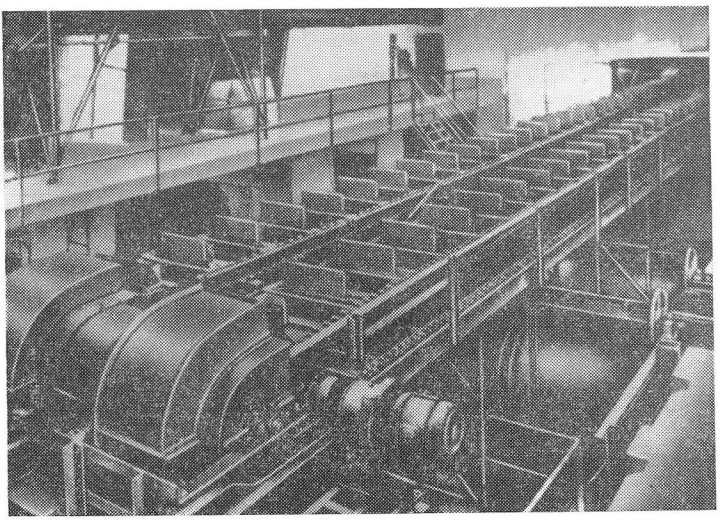


Рис. 11.3. Общий вид скребкового конвейера нормального исполнения

Таблица 11.1

Конвейеры скребковые общего назначения

Тип конвейера	КСГС-450, КСОС-450	КСГС-600, КСОС-600	КСГС-800, КСОС-800	КСГС-1000, КСОС-1000	КСГС-1200, КСОС-1200
Ширина скребка, *мм*	450	600	800	1000	1200
Высота скребка, *мм*	200	250	250	320	400
Скорость движения цепи, *м/сек*	0,4	0,5	0,5; 0,63	0.5; 0,75	0,63
Производительность, *т/ч*	90	180	240; 310	390; 590	740
Длина конвейера, *м*	50	50	60	60	60
Тип цепи	ВКГ	ВКГ	ВКГ	ВКГ	ВКГ
Шаг цепи, *мм*	320	320	320	320	400

Примечание. КСГС — конвейер скребковый с закрытыми секциями (глухими); КСОС — конвейер скребковый с открытыми секциями.

по конструкции желоба — закрытые и открытые;

по характеру крепления скребков — с верхним и средним креплением цепи. Верхнее крепление цепи обеспечивает движение ее по незасоренным направляющим, но требует большего натяжения цепи и значительно ухудшает использование полезной площади скребка и желоба.

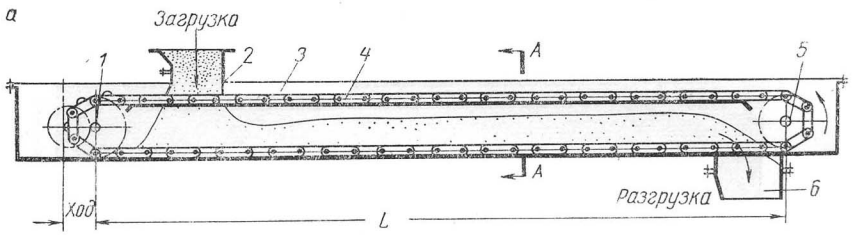
Общий вид скребкового конвейера показан на рис. 11.3. Основные характеристики конвейеров приведены в табл. 11.1.

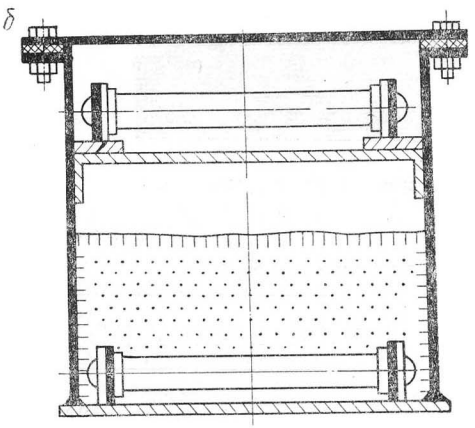
IV. Особенности расчета

Расчет подобен расчету подземных конвейеров. При верхнем креплении цепей натяжение проверяют по устойчивости скребков (9.19).

§ 11.2. КОНВЕЙЕРЫ СПЛОШНОГО ВОЛОЧЕНИЯ

Конвейер (рис. 11.4) разделен горизонтальной перегородкой на два отделения — верхнее (порожняковое) и нижнее (грузовое). Тонкий слой





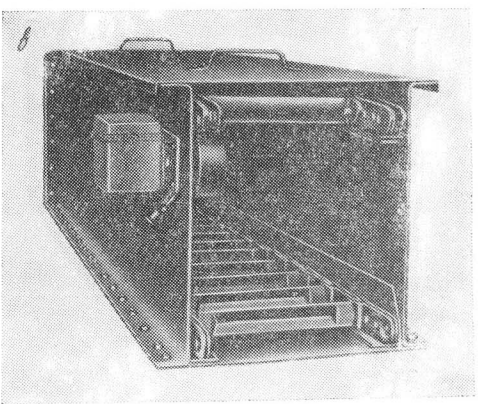


Рис. 11.4. Конвейер сплошного волочения:

а —общая схема, *1* — натяжная звездочка, *2* — загрузочный желоб, *3* — кожух, *4* — цепь со скребками, *5* — приводная звездочка, *6* — разгрузочный желоб; *б* — поперечное сечение; *в* — общий вид секции

материала, непосредственно проталкиваемый скребками, увлекает в движение всю массу материала. Такая картина остается верной при малых скоростях движения (до 0,3—0,4 *м/сек*). При больших скоростях динамика

процесса увеличивает проскальзывание материала относительно скребка и производительность конвейера резко падает.

Главные достоинства: возможность транспортирования пыле- и газообразующих материалов, возможность полной или частичной разгрузки в любом месте, возможность транспортирования взрывоопасных грузов. Недостатки: интенсивный износ цепей и желоба, большой расход энергии, сложность и трудоемкость ремонта при обрыве цепи.

Их применяют для транспортирования грузов, которые нужно изолировать: взрывоопасные (сушенка на брикетных фабриках), ядовитые и т. п.

Производительность до 300 *Т/ч*, длина до 100 *м*, угол наклона до 22°.

Литература к гл. 11: 16, 26, 27, 55, 62, 80, 100, 170.

Раздел IV

ПЛАСТИНЧАТЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

ГЛАВА 12

ПЛАСТИНЧАТЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

§ 12.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Принцип действия — перемещение груза на пластинах *1* (рис. 12.1, *а*), присоединенных к тяговой цепи *2*. Цепь с пластинами образует пластинчатую ленту, перемещающуюся на роликах *3* по направляющим *4*. Тяговые цепи приводятся в движение приводной станцией *5*, натяжение создается натяжной станцией *6*. Можно устанавливать (рис. 12.1, *б*) промежуточные приводные *2* и натяжные станции *1* («уравнители»).

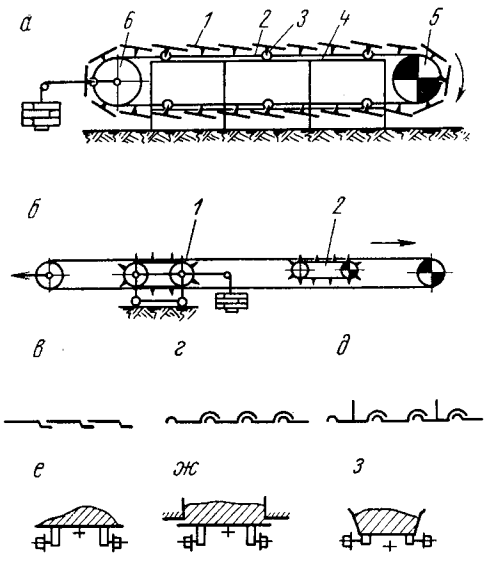


Рис. 12.1. Принципиальные схемы пластинчатых конвейеров

Конвейеры классифицируют по следующим признакам:

по назначению — подземные (для угольных и для рудных шахт); общего назначения (стационарные конвейеры для поверхности шахт и обогатительных фабрик);

по типу опор пластинчатой ленты — с ходовыми роликами (рис. 12.1, *а*) (ролик перемещается вместе с лентой); с неподвижными (стационарными) роликами;

по форме пластин в продольном сечении — с гладкими пластинами (рис. 12.1, *в*); с волнистыми пластинами (рис. 12.1, *г*); с поперечными перегородками (рис. 12.1, *д*);

по форме поперечного сечения — без бортов (с плоской лентой — рис. 12.1, *е*); с бортами, неподвижными (рис. 12.1, *ж*) и подвижными (с желобчатой лентой — рис. 12.1, *з*);

по количеству приводов — одноприводные (рис. 12.1, *м*); многоприводные (рис. 12.1, *б*).

Вид груза — практически любой. Производительность до 400 *т/ч* и более. Длина конвейера на один привод до 600 *м*. При промежуточных приводах — до 2000 *м*. В плане конвейер допускает изгибы с радиусом до 20 *м* при ходовых роликах с гребнями и до 3 *м* при наличии направляющих роликов. Угол наклона при гладких пластинах 28° вверх и 22° вниз, при ребристых пластинах — до 40°.

Достоинствами являются возможность транспортирования по криволинейным выработкам и при больших углах наклона, транспортирование без перегрузок на большие расстояния, возможность транспортирования тяжелых и абразивных грузов. Недостатки: большая металлоемкость, сложность конструкции, большая стоимость, заштыбовка нижней ветви.

Пластинчатые конвейеры широко используются в качестве питателей. В последнее десятилетие в Советском Союзе и за рубежом ведутся работы по созданию и внедрению подземных пластинчатых конвейеров. В угольной промышленности они находят применение для транспорта по промежуточным, основным горизонтальным и наклонным выработкам; в рудной — в качестве средства транспорта по аккумулирующим и забойным выработкам.

В подземных условиях пластинчатые конвейеры наиболее перспективны для криволинейных выработок, наклонных выработок при углах наклона 18—40°, в ряде случаев для аккумулирующих выработок рудных шахт.

На фабриках конвейеры применяют в основном для транспортирования тяжелых, крупнокусковатых, абразивных, а также горячих материалов.

§ 12.2. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ПО ЕМКОСТИ ЛЕНТЫ

Производительность находят аналогично § 4.2. Для плоской ленты (рис. 12.2, *а*) $Q_п$ определяют из (4.3), (4.4).

Для желобчатой ленты (рис. 12.2, *б*) $h_1 = (0{,}65—0{,}75)\ h$, $\varphi = 15—20°$ для угля и $\varphi = 25°$ для руды. F_1 находится из (4.1); F_2 — по форме желоба, например по рис. 12.2, *б* как трапеции; $\psi = 1$.

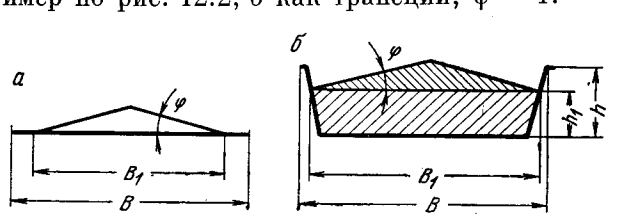


Рис. 12.2. Расчетные схемы к определению производительности по емкости несущего органа

c можно определять по эмпирической формуле (при $\beta \leqslant 30°$)

$$c = \frac{100 - \beta}{100}. \qquad (12.1)$$

Скорость движения цепи достигает 1,25 *м/сек*.

Минимальная ширина полотна определяется кусковатостью (§ 1.1). Для рядового угля

$$B_{min} = 1{,}7a_{max} + 200\ мм. \qquad (12.2)$$

§ 12.3. ТЯГОВЫЕ РАСЧЕТЫ ОДНОПРИВОДНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Тяговые расчеты выполняют без учета динамических усилий (§ 9.4).

I. Определение сил тяги

В общем случае приходится определять силы тяги для перемещения отрезков полотна прямолинейных и криволинейных в плане и поворотных пунктов. Местные сопротивления (загрузка, разгрузка и т. д.) не учитывают по их малости.

Силу тяги на прямолинейных в плане участках определяют из (2.32), на криволинейных — из (2.34), (2.35).

Для подземных конвейеров $w' = 0{,}025—0{,}03$; $w'' = 0{,}08—0{,}11$. Для стационарных конвейеров на катковых цепях $w' = 0{,}10—0{,}15$, на втулочных $w' = 0{,}2—0{,}25$.

II. Минимальное натяжение цепей по провесу

Пластинчатая лента не должна касаться опорных конструкций, для чего цепь нужно натянуть с такой силой, чтобы гарантировать зазор между пластинчатым полотном и опорными конструкциями.

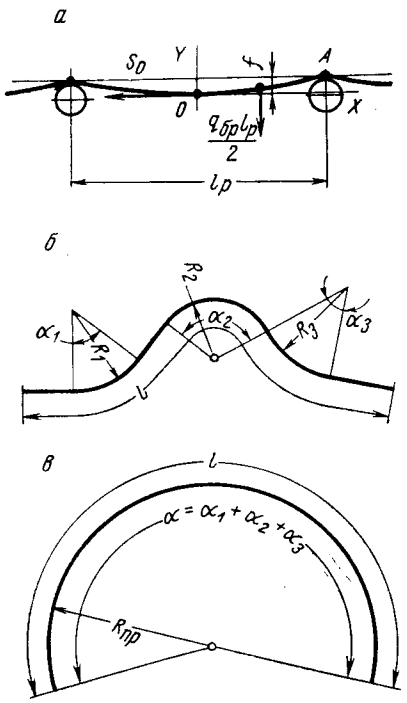


Рис. 12.3. Схемы к тяговому расчету

Постановка задачи. Дано (рис. 12.3, *а*): $l_р$ — расстояние между роликами, *м*; $q_{бр}$ — суммарный погонный вес полезного груза, пластин и цепей, *кГ/м*; f — допускаемая стрела провеса, *м* (принимается обычно 40% конструктивного зазора, т. е. от зазора между опорными конструкциями и пластинчатым полотном без учета провеса последнего). Определить S_{min} — минимально допускаемое натяжение цепи.

Разрежем тяговый орган в центре пролета, действие отрезанной части заменим натяжением S. Из условия равновесия правой части пролета, т. е. из условия равенства моментов сил S и $\frac{q_{бр}l_р}{2}$ относительно точки A получим

$$S_{min} = \frac{ql_р^2}{8f}. \qquad (12.3)$$

III. Расчет натяжений цепи и мощности двигателя

Постановка задачи аналогична § 9.4. Если конвейер имеет много искривлений в плане (рис. 12.3, *б*), то его можно условно заменить конвейером, искривленным по всей длине (рис. 12.3, *в*). Угол поворота такого конвейера α равен сумме углов поворота отдельных кривых, а радиус $R_{пр}$ находят из того расчета, чтобы при известном α длина конвейера равнялась действительной длине l:

$$R_{пр} = \frac{l}{2\pi} \cdot \frac{360}{\alpha}. \qquad (12.4)$$

Расчет натяжений и мощности двигателя аналогичен § 9.4. Условия, ограничивающие натяжение цепи: повсеместное растяжение цепи (§ 9.4) и провес пластинчатой ленты (12.3).

§ 12.4. ТЯГОВЫЕ РАСЧЕТЫ МНОГОПРИВОДНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Вопросы распределения нагрузки между приводами, расчета натяжений ленты и мощности приводов полностью аналогичны § 9.5.

Расчет натяжений цепи при наличии уравнителей

На конвейерах, устанавливаемых в наклонных выработках, применяют уравнители (рис. 12.1, *б*), т. е. промежуточные натяжные станции. В месте их установки натяжения верхней и нижней ветвей снижаются на одинаковую величину (см. ниже), почему они, не очень точно, называются «уравнителями» Конструктивно их выполняют в виде промежуточного гусеничного привода без двигателя с зацеплением за верхнюю и нижнюю ветви, смонтированного на тележке, которая оттягивается грузом. С точки зрения тягового расчета уравнитель можно условно заменить звездочкой, зацепляющейся за верхнюю и нижнюю ветви, оттягиваемую натяжным грузом (рис. 12.4, *а*).

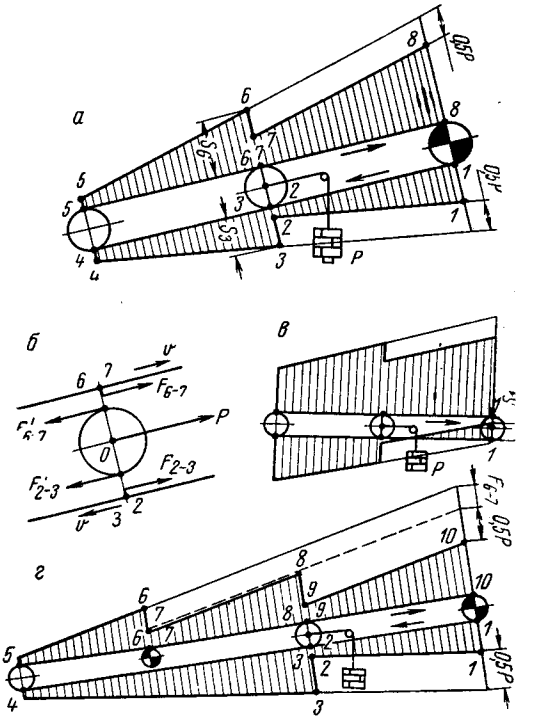


Рис. 12.4. Тяговые расчеты многоприводных конвейеров с уравнителями

Расчет следует производить только с построением диаграммы натяжений на контуре конвейера, когда натяжение цепей откладывается по перпендикуляру к тяговому органу (рис. 12.4, *а*).

Сначала диаграмму строят без уравнителей (тонкая линия). Затем определяют усилие уравнителя P (рис. 12.4, *б*). Момент сил F'_{6-7} и F'_{2-3} относительно O равен нулю, так как звездочка не имеет двигателя, поэтому $F'_{6-7} = F'_{2-3} = P/2$. Усилия, передаваемые звездочкой цепям F_{6-7} и F_{2-3}, как реакции, равны по величине силам $F'_{6-7} = F'_{2-3}$, но обратны по направлению, т. е. сила F_{6-7} действует на верхнюю цепь по направлению движения (двигательный режим), а сила F_{2-3} — на нижнюю цепь действует против направления движения (тормозной режим). В результате на диаграмме натяжения при уравнителе (жирная линия) образуются две равные ступеньки на обеих ветвях величиной $0{,}5P$. Максимальная величина силы P определяется из условия, чтобы в точках *7* и *2* натяжение не было ниже допускаемого:

$$P_{max} = 2(S_3 - S_{min});$$

$$P_{max} = 2(S_6 - S_{min}),$$

где $S_в$ и $S_з$ — натяжение цепей на верхней и нижней ветвях в месте установки уравнителя, получаемые по диаграмме (рис. 12.4, *а*);

S_{min} — минимально допускаемое натяжение цепей (§ 12.3).

Из двух значений P выбирается меньшее. Как видно из рис. 12.4, *а*, уравнитель снижает максимальное натяжение цепи на $0{,}5P$. Поскольку натяжение на обеих ветвях привода уменьшилось на одинаковую величину, то тяговое усилие привода, а следовательно, и мощность двигателя остаются неизменными.

На горизонтальных конвейерах уравнитель установить невозможно, так как сила тяги холостой ветви положительна, и установка уравнителя вызовет сжатие цепи на сбегающей ветви привода (рис. 12.4, *в*).

Если конвейер имеет несколько приводов и уравнителей, то порядок расчета следующий: сначала строят диаграмму натяжений в предположении, что уравнителя нет и имеется только один привод, скажем, головной (тонкая линия на рис. 12.4, *г*), общее тяговое усилие разбивают между приводами и соответственно перестраивают диаграмму (пунктирная линия); полученную диаграмму перестраивают с учетом уравнителей (жирная линия).

§ 12.5. ВЫБОР МЕСТА УСТАНОВКИ ПРИВОДОВ И ИХ КОЛИЧЕСТВА

Варианты расположения приводов и уравнителей показаны на рис. 12.5.

Правила выбора, соображения о натяжении цепи и мощности двигателя аналогичны § 9.6.

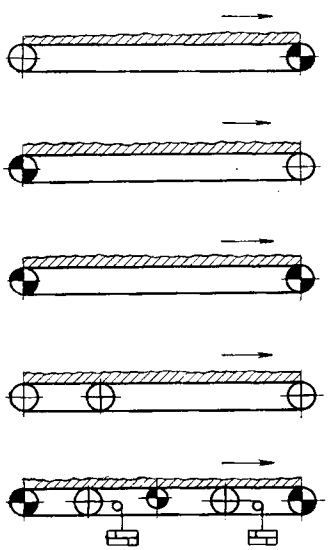


Рис. 12.5. Схемы расположения приводов и уравнителей

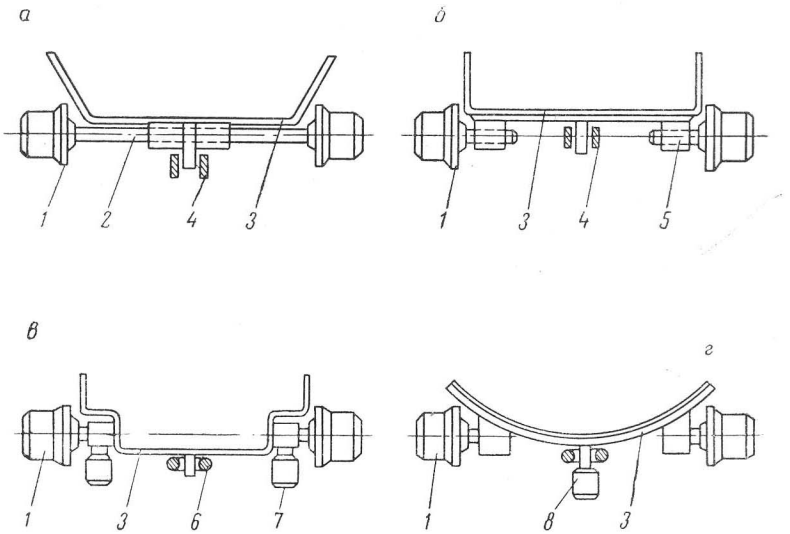
Особенности — применение промежуточных приводов и уравнителей и вопрос ослабления цепи на сбегающей ветви при запуске.

Количество приводов (включая и промежуточные) определяют по мощности (§ 9.6). Количество уравнителей произвольно. Для выбора места расположения приводов (и уравнителей) нужно взять несколько вариантов, рассчитать натяжение цепи (§ 12.4) и выбрать вариант с меньшим натяжением.

При пуске в ход (одноприводного или многоприводного конвейера) набегающая ветвь привода начинает двигаться, а сбегающая только провисает — она не двигается до тех пор, пока волна растяжения не дойдет до точки сбегания по контуру конвейера. Провисающая сбегающая ветвь может заклиниться в направляющих, а цепь — выйти из зацепления со звездочкой. Чем больше длина цепи от точки набегания до точки сбегания, тем больше цепи нужно «аккумулировать» за счет провеса сбегания ветви, поэтому один привод может обеспечить пуск конвейера ограниченной длины ($\approx$500 *м*). С этой точки зрения приводы рационально распределять равномерно по длине конвейера.

§ 12.6. УСТРОЙСТВО СОСТАВНЫХ ЧАСТЕЙ

Пластинчатое полотно состоит из цепей, роликов, набора пластин и крепежных приспособлений. Основными требованиями к полотну



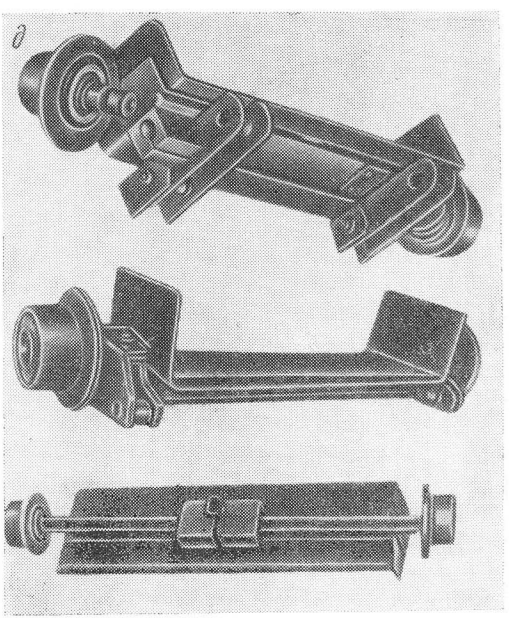


Рис. 12.6. Пластинчатое полотно:

а — трапецеидальные пластины с двумя ходовыми роликами со сквозной осью и пластинчатой цепью; *б* — коробчатая пластина с роликами на полуосях; *в* — ступенчатая пластина с ходовыми и направляющими роликами на полуосях с кольцевой цепью; *г* — полукруглая пластина с двумя ходовыми роликами, с центральным направляющим роликом и кольцевой цепью; *д* — общий вид коробчатых пластин; *1* — ходовой ролик; *2* — ось; *3* — пластина; *4* — пластинчатая цепь; *5* — полуось; *6* — кольцевая цепь; *7* — направляющий ролик боковой; *8* — направляющий ролик центральный

являются: наибольшая жесткость при наименьшем весе, наибольшая прочность при наименьшей стоимости, обеспечение наименьших коэффициентов сопротивлений движению, большая износоустойчивость, возможность легкой сборки и разборки.

Цепи применяют пластинчатые и круглозвенные (§ 10.2, § 11.1), одну или две.

Пластины выполняют в поперечнике полукруглого, трапецеидального, прямоугольного и других сечений (рис. 12.6). Их изготовляют штамповкой из стали толщиной 3—4 *мм*. При длине пластин, большей ширины несущего полотна, их называют длинными, в противном случае — корот-

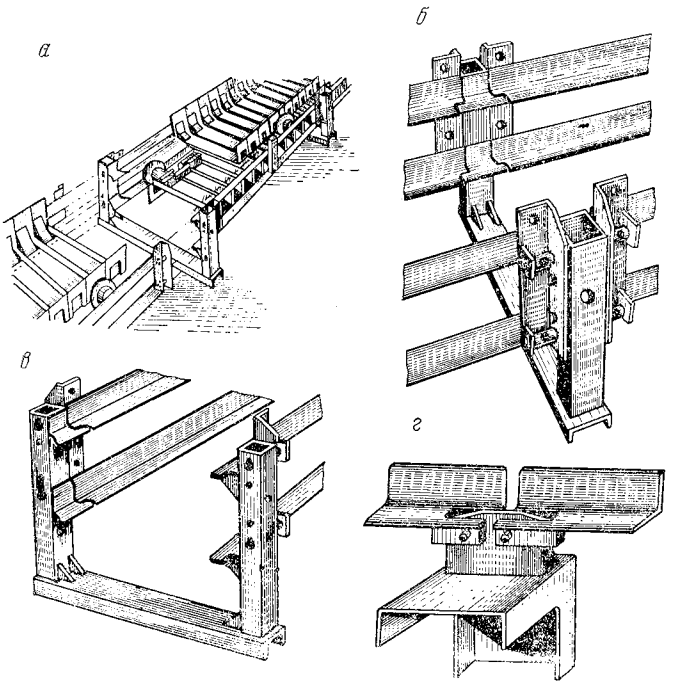


Рис. 12.7. Опорная конструкция:

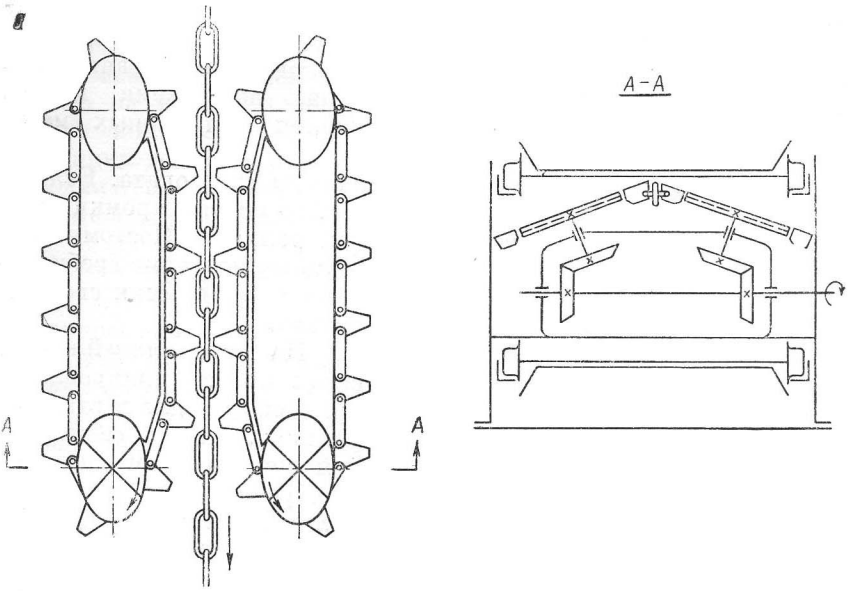
а — общий вид; *б*, *в* — сопряжение направляющих по ломаной линии; *г* — сопряжение со вкладышами

кими. Длинные пластины обеспечивают бо́льшую устойчивость пластинчатого полотна, но требуют бо́льших размеров привода.

Пластины выполняют гладкими или слабоволнистыми для горизонтальных конвейеров и волнистыми или со специальными перегородками — для наклонных. Для увеличения жесткости пластин их снабжают поперечными и продольными полосами, но это способствует налипанию материала. Общий вид коробчатых пластин показан на рис. 12.6, *д*.

Ролики различают двух типов — ходовые и направляющие. Последние применяются в изгибающихся конвейерах для направления полотна в месте изгиба конвейера (рис. 12.6).

При радиусах изгиба более 20 *м* достаточно надежное направление обеспечивают ходовые ролики с ребордами. При меньших радиусах изгиба необходимы направляющие ролики. Ходовые ролики монтируют на подшипниках качения, направляющие — на подшипниках качения и на подшипниках скольжения. Ролики крепят или на сквозных длинных осях, или на коротких консольных. Подшипники защищают от грязи уплотнениями сальникового или лабиринтного типа. В полость



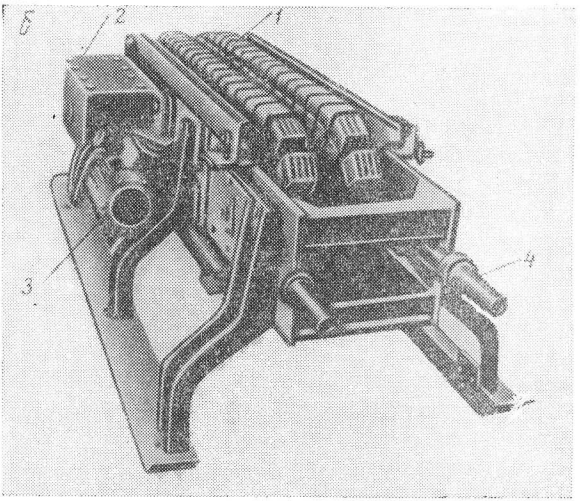
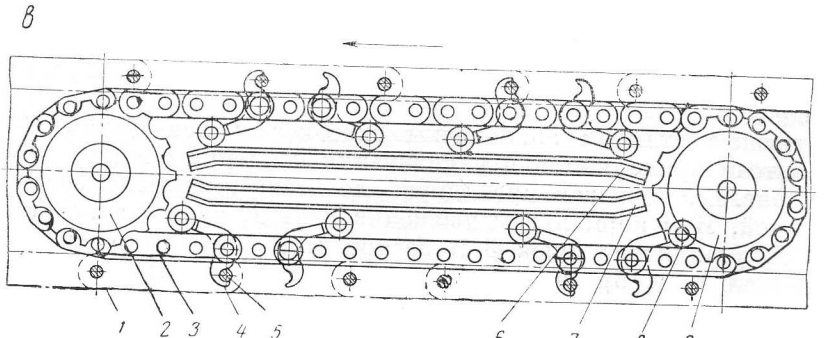


Рис. 12.8. Промежуточные приводы и уравнители:

а — привод гусеничного типа; *б* — привод с магнитами, *1* — магнит, *2* — редуктор, *3* — двигатель, *4* — натяжное устройство; *в* — уравнитель, *1* — тяговая цепь, *2*, *9* — звездочки, *3* — цепь уравнителя, *4* — кулак, *5* — шарнир тяговой цепи, *6*, *7* — направляющие, *8* — ролик, вводящий кулаки в зацепление



уплотняющего устройства закладывают смазку, рассчитанную на длительный срок работы. Расстояние между роликами (шаг роликов) принимают кратным шагу пластин в пределах 0,9—1,6 *м*. Усовершенствование полотна идет по пути стандартизации элементов, повышения прочности и уменьшения веса (в частности применения полимерных материалов).

Опорные конструкции (рис. 12.7) выполняют из проката. Если изготовлять направляющие из обычного проката, то острые кромки изнашиваются сами и изнашивают гребни ходовых роликов. Поэтому следует применять специальный профиль с закругленными по форме гребня кромками и термически его обрабатывать.

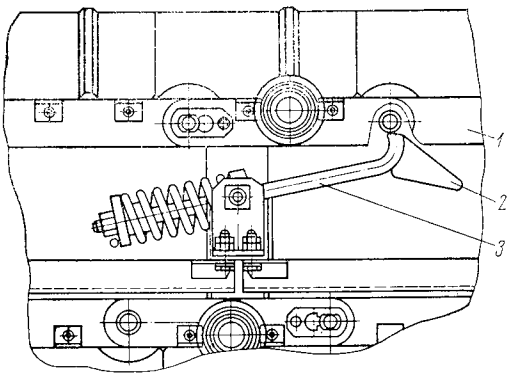


Рис. 12.9. Ловитель

На криволинейных участках трассы прикрепляют направляющие для вертикальных роликов. Длина секции опорной конструкции для подземных условий 2—2,5 *м* на прямолинейных участках и 1,25—1,6 *м* на криволинейных с радиусом более 20 *м*.

Концевые приводы по конструкции аналогичны приводам скребковых конвейеров (§ 10.2). Дополнительно вводят тормозное устройство, которое необходимо вследствие значительной величины движущихся масс и малых коэффициентов сопротивления движению.

В том случае, когда применяют привод без тормозного устройства, на другом конце конвейера устанавливают тормозную головку.

Промежуточные приводы применяют в тех случаях, когда необходимо одним ставом конвейера транспортировать материал на большое расстояние. По способу зацепления с ведомой цепью различают привод гусеничного типа, привод со звездочками, привод с магнитами.

Гусеничный привод (рис. 12.8, *а*) имеет ведущую цепь. Изменение шага цепей (вытягивание) нарушает правильность зацепления. От этого свободен магнитный привод (рис. 12.8, *б*), состоящий из ряда постоянных магнитов, прикрепленных к цепям промежуточного привода.

Конструкции промежуточных приводов находятся пока в стадии разработки.

Уравнитель — это промежуточная натяжная станция (рис. 12.8, *в*) или, что то же, промежуточный привод без двигателя. Уравнитель снижает максимальное натяжение цепи на наклонных конвейерах (§ 12.4). Усилие для подтягивания уравнителя создают грузом (рис. 12.1, *б*), пневмо- или гидродомкратом.

Натяжные станции аналогичны скребковым конвейерам (§ 10.2).

Ловители применяют для улавливания цепи при обрыве.

На рис. 12.9 показан простейший ловитель амортизирующего типа с пружиной. При нормальном движении цепь *1*, нажимая на клиновой выступ *2*, утапливает крюк *3* и беспрепятственно проходит над ним. При обрыве цепи и обратном движении ее происходят улавливание и остановка цепи.

Существуют более сложные ловители с электроприводом, гидроприводом и т. д.

Смазывающие устройства позволяют поддерживать сопротивления движению на минимальном уровне, уменьшая расход энергии и износ элементов конвейера.

Принцип действия всех смазывающих устройств одинаков — под действием движущихся элементов конвейера смазыватель подает капельную порцию жидкой смазки на шарнир цепи или ролика.

§ 12.7. ЭЛЕКТРОПРИВОД И АВТОМАТИЗАЦИЯ

Электроприводом служат, как правило, короткозамкнутые асинхронные двигатели, однако из-за их жесткой пусковой характеристики возникают значительные динамические усилия и ослабление цепи за приводом (§ 4.9). Для обеспечения плавного пуска применяют турбомуфты с плавным заполнением рабочего объема или объемные гидропередачи (§ 10.2).

К системе автоматического контроля работы конвейера предъявляют следующие требования:

а) контроль целости цепи, что осуществляют аналогично скребковым конвейерам (§ 10.3);

б) контроль скорости цепи с целью отключения двигателя при заклинивании цепи (§ 10.3);

в) контроль и регулирование натяжения цепи — увеличение натяжения в период запуска и снижение его для периода установившейся работы, что может быть выполнено автоматической натяжной станцией, например, с гидроцилиндрами и датчиками нагрузки на подшипники натяжного вала;

г) контроль состояния пластинчатого полотна. Практика показывает, что при деформации днища более 40 *мм* и бортов более 50 *мм* происходит проваливание или заклинивание полотна. Контроль можно осуществлять магнитно-индукционными датчиками;

д) контроль провала полотна, который можно осуществлять контрольным проводником, протянутым под полотном конвейера; автоматизированный конвейер должен иметь тормоза и ловители.

§ 12.8. ТИПЫ И ПАРАМЕТРЫ ПОДЗЕМНЫХ КОНВЕЙЕРОВ

Конвейеры угольных шахт классифицируют по следующим признакам:

по назначению — для горизонтальных выработок, для наклонных выработок и для забоев;

по виду трассы в плане — прямолинейные и изгибающиеся.

Штековые конвейеры, как правило, изгибающиеся, поэтому тяговым органом является одна кольцевая цепь. Пластины — коробчатой формы, плоские или слабоволнистые. При длине конвейера 400—500 *м* применяют один головной привод. При большей длине — один головной, один хвостовой. При длине больше 1000—1300 *м* вводят промежуточные приводы. Общий вид изгибающегося штекового конвейера приведен на рис. 12.10.

Уклонные конвейеры предназначены для работы в прямолинейных наклонных выработках со значительными углами наклона. Для них применяют пластинчатые цепи, способные воспринимать значительные тяговые усилия. Количество цепей обычно две, реже (для небольших

конвейеров) — одна. Приводы оборудуют тормозами. Пластины волнистого профиля при значительных углах наклона разделяют перегородками. По длине конвейера на расстоянии 4—12 *м* устанавливают ловители. При большом количестве промежуточных приводов (более двух) между приводами ставят уравнители.

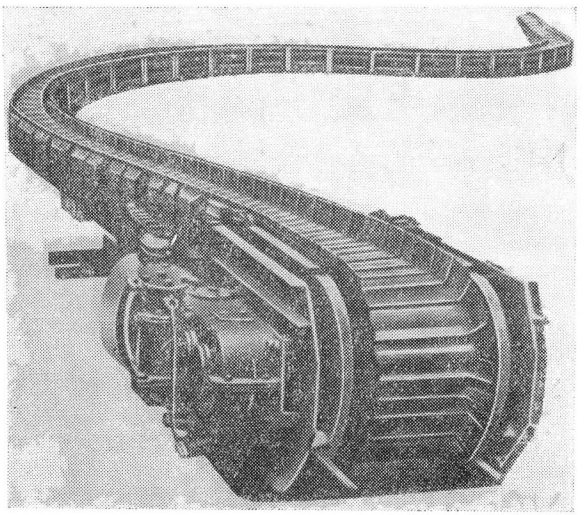


Рис. 12.10. Общий вид штрекового изгибающегося конвейера

Забойные конвейеры должны иметь минимальные размеры, закрытую конструкцию, аналогичную рис. 12.11, предотвращающую заштыбовку и поломку пластин. Пока забойные конвейеры применения не нашли.

Параметрический ряд на пластинчатые конвейеры приведен в табл. 12.1. Индексы: П — штрековый изгибающийся, ПН — для наклонных (до 35°) выработок. Цифры после букв означают ширину пластинчатого полотна в сантиметрах.

Забойные рудные пластинчатые конвейеры предназначены для работы на горизонте выпуска руды из-под завала горной массы. В соответствии с этим конвейер выполняется полностью закрытой конструкции

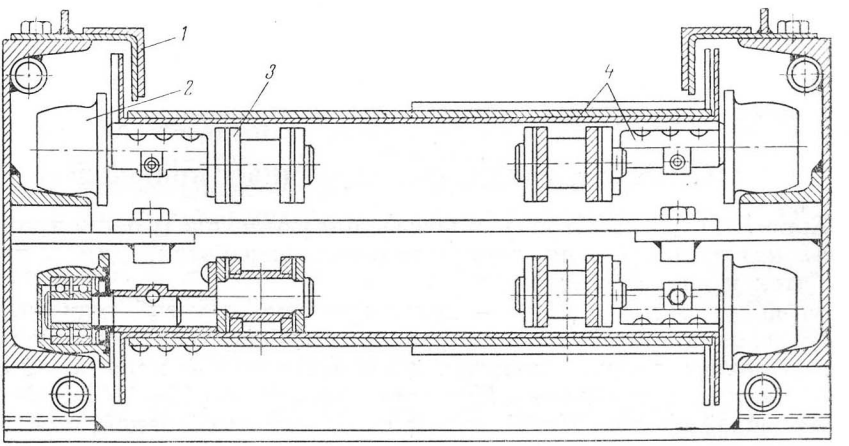


Рис. 12.11. Сечение рудного конвейера:
1 — защитные уголки; 2 — ролики; 3 — цепь; 4 — пластина

в особо прочном исполнении (рис. 12.11). Производительность таких конвейеров 300—600 *т/ч*, длина 30—50 *м*. Пластины — плоские или коробчатой формы. В ряде конструкций усиливаются приварными полосами.

Таблица 12.1

Подземные пластинчатые конвейеры угольных шахт

Тип конвейера	Характеристика	Область применения	Производительность, *т/час*	Наибольшая установленная мощность, *квт*
П-50	Изгибающийся одноцепной с кольцевой цепью	Промежуточные и подэтажные горизонтальные выработки	340	65
П-65	То же	Капитальные горизонтальные выработки	500	65
П-80	»	То же	900	120
П-100	»	»	1400	100
П-120	»	»	1800	100
ПН-65	Двухцепной с кольцевой цепью	Участковые наклонные выработки с углом наклона до 35°	250	190
ПН-80	Двухцепной с пластинчатыми цепями	Капитальные наклонные выработки с углом наклона до 35°	900	190

Цепи пластинчатые типа В или ВР с шагом 150—200 *мм*. Цепей обычно две. Один головной привод.

Конвейеры для аккумулирующих выработок имеют более облегченную конструкцию. Применяют конвейеры в рудных шахтах пока в единичных случаях. Характеристики отечественных конвейеров даны в табл. 12.2.

Таблица 12.2

Подземные пластинчатые рудные конвейеры

Параметры	Забойные конвейеры		Конвейеры для аккумулирующих выработок	
	НИГРИ-58	КПР-60	ПГ-60	КР-2
Производительность, *т/ч*	300	600	500	450
Длина конвейера, *м*	50	50	60	50
Скорость движения цепи, *м/сек*	0,2	0,2	0,45	0,31
Ширина пластинчатой ленты, *мм*	500	1000	700	500
Тип тяговой цепи	Пластинчатая		Пластинчатая	Круглозвенная
Шаг цепи, *мм*	200	320	200	80
Мощность двигателя, *квт* . . .	2×20	40	32	2×32

§ 12.9. ПЛАСТИНЧАТЫЕ КОНВЕЙЕРЫ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Общий вид пластинчатого конвейера общего назначения приведен на рис. 12.12. Конструктивные отличия от подземных: станина собирается из уголковой или швеллерной стали из секций длиной 4—6 *м*, соединяемых между собой сваркой; конвейер может иметь неподвижные борта, прикрепляемые к станине конвейера, или подвижные, образованные

самими пластинами; выполняться вообще без бортов. Высота борта колеблется от 100 до 320 *мм*; ширина полотна до 1600 *мм*; цепи пластинчатые с шагом до 630 *мм*. Компоновка узлов привода определяется в первую очередь обеспечением бо́льшего удобства обслуживания. Электрооборудование — в открытом или защищенном исполнении.

Длина конвейеров до 150—200 *м*. Конструктивно возможно выполнение конвейеров большей длины, но этого не требуют условия применения. Угол транспортирования — до 40—45°.

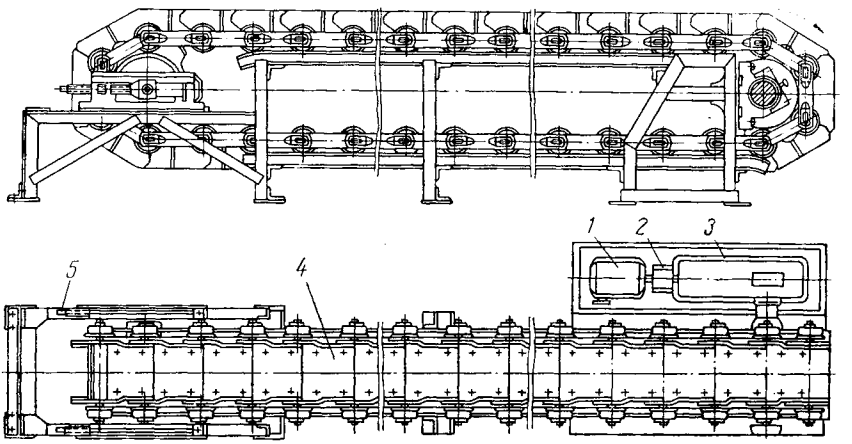


Рис. 12.12. Пластинчатый конвейер общего назначения:

1 — двигатель; *2* — муфта; *3* — редуктор; *4* — пластинчатая лента; *5* — натяжная головка

Конвейеры находят ограниченное применение для транспортирования тяжелых, абразивных, крупнокусковатых грузов, горячих материалов и при углах наклона до 35—45°.

§ 12.10. РАСЧЕТ

Постановка задачи и порядок расчета аналогичны расчету скребкового конвейера (§ 10.6). Специфические расчетные формулы приведены в § 12.2, 12.3, 12.4.

§ 12.11. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Стоимость доставки пластинчатыми конвейерами из-за малого опыта работы может быть подсчитана только ориентировочно. При серийном изготовлении стоимость конвейера составит 60, 80 и 145 *руб/м* соответственно для конвейеров П-50, П-65 и П-80.

Затраты на монтаж конвейеров принимают по практическим данным: для П-50 и П-65 — 5 *руб/м*, П-80—10 *руб/м*; при определении затрат по зарплате можно принимать двух рабочих в смену при обслуживании всех конвейеров горизонта.

При этом для конвейеров П-50

$$C = 32{,}5 + 17{,}4L;$$

для конвейеров П-65

$$C = 32{,}9 + 21{,}5L;$$

для конвейеров П-80

$$C = 37{,}3 + 35{,}1L;$$

где C — годовая стоимость эксплуатации, тыс. руб.;

L — суммарная длина конвейеров, *км*.

Для конвейера П-50 при длине $L = 0{,}5$ *км*, производительности 340 *Т/ч* и коэффициенте эксплуатации $k_э = 0{,}3$ (47.6) себестоимость транспортирования составит 0,034 *руб/Т*.

Литература к гл. 12: 7, 8, 26, 47, 59, 80, 93, 149, 155, 177, 183.

Раздел V

ЭЛЕВАТОРЫ

ГЛАВА 13

ЭЛЕВАТОРЫ

§ 13.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Принцип действия элеватора — перемещение груза в ковшах, прикрепленных к тяговому органу. Составные части (рис. 13.1, *а*): тяговый орган с ковшами, приводная станция, загрузочный башмак с натяжным устройством и кожух с направляющими.

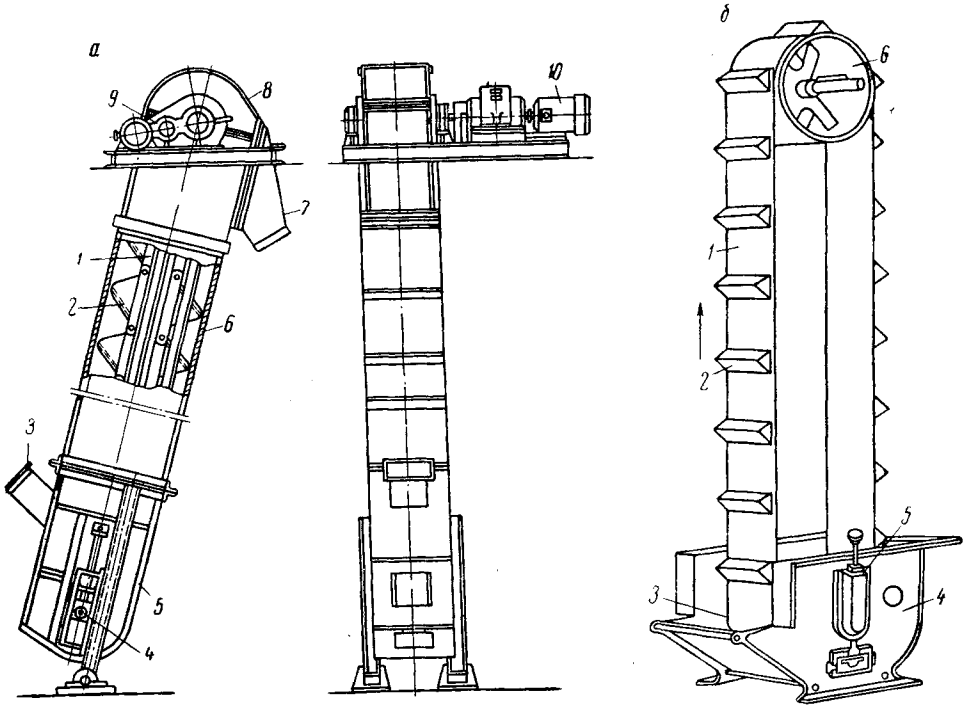


Рис. 13 1. Элеваторы:

а — цепной тихоходный с сомкнутыми ковшами, *1* — цепь, *2* — ковш, *3* — загрузочный желоб, *4* — натяжное устройство, *5* — загрузочный башмак, *6* — кожух с направляющими, *7* — разгрузочный рукав, *8* — разгрузочная головка, *9* — редуктор, *10* — двигатель; *б* — ленточный быстроходный с расставленными ковшами, *1* — лента, *2* — ковши, *3* — натяжной барабан, *4* — загрузочный башмак, *5* — натяжное устройство, *6* — приводной барабан

Элеваторы классифицируют по следующим признакам:

по назначению — транспортирующие; обезвоживающие; багер-элеваторы (обезвоживающие, осуществляющие зачерпывание материала из зумпфа);

по углу наклона — вертикальные; наклонные;

по виду тягового органа — ленточные; цепные;

по расположению ковшей — с сомкнутыми ковшами (рис. 13.1, *а*); с расставленными ковшами (рис. 13.1, *б*);

по способу загрузки — зачерпыванием; засыпанием;

по способу разгрузки — самотечная (рис. 13.4, *а*, *б*); центробежная (рис. 13.4, *в*);

по скорости движения — тихоходные (до 1 *м/сек*); быстроходные (более 1 *м/сек*).

Элеваторы применяют для кусковатых, зернистых и пылевидных грузов. Ограничения к применению — значительная кусковатость материала, липкость, большая твердость и значительная абразивность.

Производительность ленточных элеваторов составляет до 80 *Т/ч*, высота — до 50 *м*, цепных — соответственно до 400 *Т/ч* и до 75 *м*.

Углы наклона ленточных элеваторов 90°, цепных от 45 до 90°. Достоинства: возможность транспортирования под большим углом наклона, небольшие размеры в плане, высокая производительность. Недостатки: большой вес движущихся частей, невозможность транспортирования крупнокусковатых материалов, малая надежность в работе, особенно для цепных элеваторов.

Применяются на поверхности шахт и на фабриках в условиях стесненной по размерам площадки. Обезвоживающие и багер-элеваторы одновременно с транспортированием производят и обезвоживание материала.

§ 13.2. УСТРОЙСТВО СОСТАВНЫХ ЧАСТЕЙ

Ковшовая лента (рис. 13.2, *а*) имеет тяговый орган — ленту или цепь (одну или две). Ленты имеют ту же конструкцию, что и у ленточных конвейеров. Ширина 500—800 *мм* (на 40—50 *мм* больше ширины ковша). В качестве цепи применяют пластинчато-втулочную, как обладающую меньшим весом.

Ковши применяют со скругленным днищем (рис. 13.2, *а*, *б*) и остроугранные (рис. 13.2, *в*). Первые, в свою очередь, бывают глубокие и мелкие. Глубокие ковши предназначены для транспортирования сухих легкосыпучих грузов. Емкость их от 0,75 до 15,5 *л*. Мелкие ковши имеют примерно тот же диапазон емкостей и служат для транспортирования влажных и слипающихся грузов.

Ковши со скругленным днищем применяют в основном в быстроходных элеваторах при загрузке зачерпыванием и разгрузке выбрасыванием. Их крепят к тяговому органу на расстоянии от 300 до 600 *мм*.

Остроугранные ковши, снабженные боковыми направляющими на днище (рис. 13.2, *в*), предназначены для транспортирования тяжелых и абразивных материалов. Емкость колеблется в пределах 1,5—130 *л*. Применяют в тихоходных элеваторах при самотечной разгрузке и загрузке засыпанием. При этом они крепятся вплотную один за другим (направляющие на днище переднего ковша служат лотком для материала при разгрузке заднего).

Ковши изготовляют из листовой стали штамповкой или сваркой. К ленте или цепям ковши крепят болтами (рис. 13.2).

Приводные станции имеют обычную конструкцию (см. главы 5, 10, 11, 12). Особенность — применение стопорных устройств, предохраняющих от самопроизвольного обратного движения при выключенном двигателе. Наиболее распространены бесшумные остановы храпового типа. Общий вид приводной станции приведен на рис. 13.3, *а*.

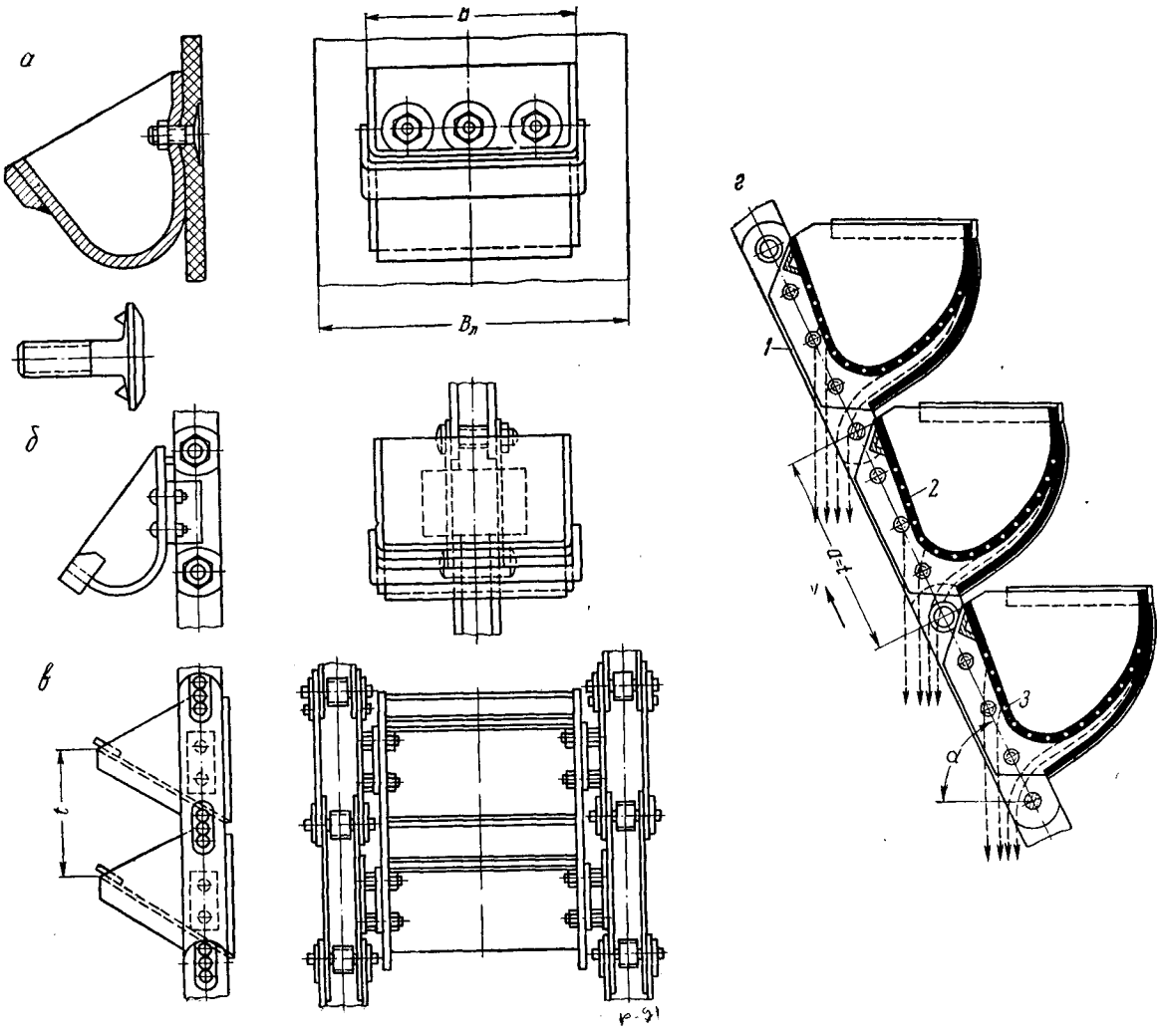


Рис. 13.2. Тяговый орган элеватора:

а — крепление глубокого ковша со скругленным днищем к ленте; *б* — крепление мелкого ковша со скругленным днищем к одноцепному тяговому органу; *в* — крепление остроугранного ковша к двухцепному тяговому органу; *г* — тяговый орган обезвоживающего элеватора, *1* — цепь, *2* — ковш, *3* — отверстия для слива воды

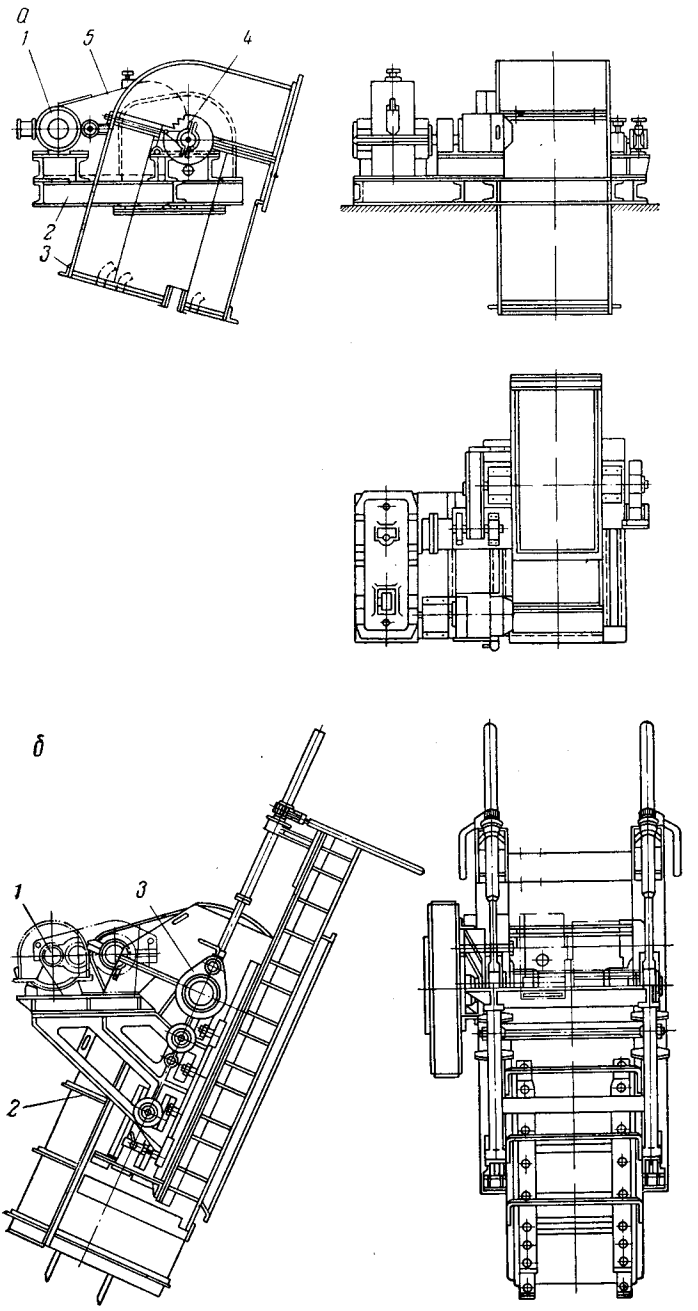


Рис. 13.3. Приводные головки элеваторов:

а — транспортирующего, *1* — двигатель, *2* — рама, *3* — кожух, *4* — храповое устройство, *5* — редуктор; *б* — обезвоживающего, *1* — двигатель, *2* — кожух, *3* — натяжное устройство

Загрузочный башмак служит для загрузки материала. На нем крепят натяжное устройство. На элеваторах основное натяжение тягового органа создается собственным весом, поэтому применяют винтовые устройства с малым ходом и малой силой натяжения.

Форма загрузочного башмака зависит от способа загрузки. При загрузке зачерпыванием груз засыпается через желоб в кожух и при огибании звездочек зачерпывается ковшами.

При загрузке засыпанием заполнение ковшей производится специальным питающим механизмом (дозатором или питателем), работу которого синхронизируют с движением цепи так, чтобы обеспечить своевременное и полное заполнение ковшей при наименьшем просыпании.

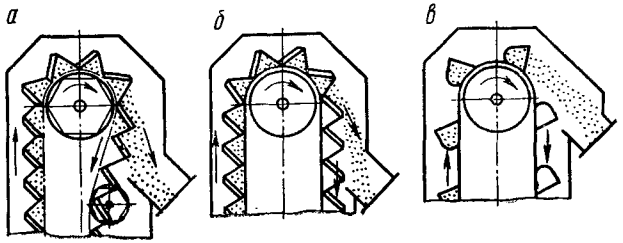


Рис. 13.4. Схемы разгрузки:

а — свободная самотечная; *б* — свободная направленная; *в* — центробежная

При разгрузке материал может или высыпаться или выбрасываться. Принципиальные схемы разгрузочных головок приведены на рис. 13.4.

Кожух с направляющими служит для ограждения и является опорой всего элеватора. Концы направляющих опираются на фундаменты. Длинные элеваторы имеют дополнительные промежуточные опоры. Для улавливания оборвавшейся цепи устанавливают ловители.

Составные части обезвоживающих элеваторов имеют некоторые особенности. Загрузочный башмак находится в воде, материал зачерпывается вместе с водой. По мере движения ковшей вода вытекает через специально предусмотренные отверстия. Для того чтобы вода не попадала в последующий ковш, ковши укрепляют раздельно, а элеватор устанавливают под углом 60—70° или при сомкнутых ковшах устанавливают водосбрасывающий козырек (рис. 13.2, *г*).

Поскольку башмак заполнен водой, то натяжное устройство располагают у привода (рис. 13.3, *б*).

Время движения ковша от поверхности воды до места разгрузки должно быть достаточным для обезвоживания — для крупного материала 20—25 *сек*, для мелкого 40—50 *сек*.

Для сокращения длины, на которой происходит обезвоживание, принимают малые скорости движения: 0,25—0,27 *м/сек* — для крупнокускового и 0,15—0,17 *м/сек* — для мелкого материала. Малые скорости позволяют применять звездочки с малым числом граней (до четырех).

Нижнюю часть багер-элеваторов выполняют без кожуха и приспосабливают для крепления к багер-зумпфу.

§ 13.3. ТИПЫ И ПАРАМЕТРЫ ЭЛЕВАТОРОВ

Тип транспортирующего элеватора должен соответствовать условиям применения (табл. 13.1).

Таблица 13.1

Таблица для выбора типа элеватора

Характеристика перемещаемого материала		Способ загрузки	Способ разгрузки	Тип ковшей	Скорость движения ковшовой ленты, *м/сек*	Тип элеватора
Крупность и свойства	Род материала					
Зернистый и мелкокусковой $a \leqslant 50$ *мм* неабразивный	Уголь	Зачерпыванием	Центробежная	Цилиндрические	Ленточного 1,25—1,6—2,0, цепного 1,25—1,6	Ленточный (реже цепной)
Зернистый и мелкокусковой абразивный	Руда, песчинки, шлаки, порода, песок	Засыпанием Зачерпыванием	Самотечная направленная Центробежная	Остроугольные Цилиндрические	0,8—1,0 1,6—1,8	Цепной Ленточный
Средне- и крупнокусковой $a > 50$ *мм*	Уголь	Засыпанием	Самотечная направленная	Остроугольные	0,4—0,6	Цепной
Порошкообразный легкий	Угольная пыль	Зачерпыванием	Свободная самотечная	Цилиндрическая	0,6—0,8	То же

Современные транспортирующие элеваторы изготовляют двух основных типов: тихоходные наклонные (рис. 13.1, *а*, табл. 13.2) (двухцепной, с сомкнутыми остроугольными ковшами, загрузка засыпанием, самотечная разгрузка) и быстроходные вертикальные (рис. 13.1, *б*) (ленточные расставленные ковши со скругленным днищем, загрузка зачерпыванием, разгрузка центробежная).

Таблица 13.2

Характеристика транспортирующих элеваторов

Параметры	Тип элеватора				
	ЭТН-4	ЭТН-5	ЭТН-6	ЭТН-8	ЭТН-10
Производительность по углю, *Т/ч*	60	100	160	250	400
Наибольшая длина, *м*	30	40	40	40	35
Ширина ковша, *мм*	400	500	600	800	1000
Емкость ковша, *л*	25	40	60	100	160
Размер максимального куска, *мм*	100	100	150	150	150
Шаг цепи, *мм*	320	320	400	500	500
Скорость цепи, *м/сек*	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Угол наклона, *град*	60—83	60—83	60—83	60—83	60—83
Потребная мощность электродвигателя на каждые 5 *м* длины элеватора, *квт*	1,8	2,65	4,5	7,5	11,5

Примечание. ЭТН — элеватор транспортирующий наклонный, цифра — ширина ковша в дециметрах.

Параметры обезвоживающих элеваторов приведены в табл. 13.3.

Таблица 13.3

Характеристика обезвоживающих элеваторов

Тип элеватора[1]	Производительность[2], *Т/ч*				Ширина ковша, *мм*	Емкость ковша, *л*	Угол наклона, *град*	Шаг цепи, *мм*	Шаг ковшей, *мм*
	класс 0—13		класс 13—150						
	скорость движения цепи, *м/сек*								
	0,17	0,25	0,17	0,25					
ЭО-4С	—	—	14	20	400	16	60—75	320	320
ЭО-4	9	13	—	—	400	20	60—75	320	640
ЭО-6С	—	—	28	41	600	40	60—75	400	400
ЭО-6	17	25	—	—	600	50	60—75	400	800
ЭО-10	43	—	—	63	1000	125	60—75	400	800

Примечания. 1. ЭО — элеватор обезвоживающий; буква «С» присваивается элеваторам с сомкнутыми ковшами.
2. При обезвоживании угля с насыпным весом 0,9 *Т/м*³.

§ 13.4. РАСЧЕТ

Постановка задачи. Дано: Q — производительность, $T/ч$; l — длина, $м$; β — угол подъема; характеристика груза. Определить: тип элеватора, его конструктивные параметры, мощность двигателя.

Выбор типа элеватора производится по табл. 13.1. Приняв скорость, коэффициент заполнения ковшей $\psi_к = 0{,}6—0{,}8$ для глубоких и остроугранных ковшей, 0,4—0,6 — для мелких, из (2.12), находят погонную емкость ковшей $\frac{i_0}{a_0}$ и по ней принимают в соответствии с характеристикой элеватора (табл. 13.2; 13.3) емкость ковшей и шаг ковшей. Вылет ковша $l_к$ проверяют по кусковатости:

$$l_к \geqslant (2{,}0 \div 2{,}5)\, a_{max} \text{ — для рядовых}$$

и

$$l_к \geqslant (4{,}0 \div 5{,}0)\, a_{ср} \text{ — для сортированных грузов.}$$

Силы тяги ветвей находят из (2.32); w' аналогично § 9.4; q находят из (2,5); q_0 принимают ориентировочно по выражению

$$q_0 = mQ,\ кГ/м,$$

где m — опытный коэффициент, принимаемый по справочникам. Величина его колеблется в пределах 0,35—1,2.

Расчет натяжений производят методом обхода контура, начиная от точки *2* (рис. 2.8, *а*), где оно минимально, и принимают 300—400 $кГ$ для цепных и 150—200 $кГ$ — для ленточных.

При загрузке зачерпыванием учитывают сопротивление зачерпыванию

$$F_{2-3} = (2 \div 5)\, q,\ кГ.$$

По наибольшему натяжению выбирают тяговый орган по прочности (§ 11.1, § 5.1). Мощность двигателя находят из (2.62). Для ленточных элеваторов натяжение на сбегающей ветви привода проверяют по сцеплению (§ 4.3).

§ 13.5. МОНТАЖ, ЭКСПЛУАТАЦИЯ, ОХРАНА ТРУДА

Качественный монтаж элеватора является главным условием его надежной работы. При нарушении соосности головок, спиральной сборке кожуха, нарушении соосности направляющих и звездочек возникают серьезные неполадки, в первую очередь соскакивание цепи со звездочек, что вызывает деформацию деталей и узлов элеватора вплоть до порыва тяговых цепей, деформации валов и т. д.

До начала монтажа производят проверку фундамента и проемов под элеватор и разбивку осей — продольной оси элеватора и осей приводной и натяжной головок; закрепляют и выверяют башмак, на который последовательно устанавливают секции элеватора, проверяя правильность установки каждой секции. В соединениях кожухов кладут картонные прокладки толщиной 2—3 $мм$. Закрепив и выверив приводную головку, устанавливают редуктор и двигатель.

Правильность монтажа проверяют по соответствию проектным отметкам, соосности головок и отсутствию спиральности кожуха. После выверки и закрепления всего элеватора проверяют вручную вращение приводной звездочки, редуктора и двигателя, а затем включают звездочку от электродвигателя вхолостую на срок до 2 $ч$. При этом дрожание головки не допускается. После обкатки головки натягивают тяговый орган.

Отрезки цепи (ленты) перед сборкой укладывают у нижнего люка кожуха элеватора. Укрупненные отрезки элементов тягового органа при помощи лебедки или тали постепенно протягивают в кожух элеватора снизу вверх. При монтаже цепного элеватора после переброски цепи через звездочку дальнейшее перемещение цепей производится вращением звездочки. Нижним концом цепи огибают натяжную звездочку, натягивают талью и замыкают. Перед соединением цепи натяжное устройство устанавливают в наивысшее положение. Предварительное натяжение тягового органа должно быть таково, чтобы после получения необходимого для работы натяжения за счет подтягивания натяжного устройства оставалось неиспользованным $^3/_4$ хода последнего.

Монтаж ленты ленточного элеватора производят в том же порядке.

При эксплуатации пуск элеватора следует производить на холостом ходу во избежание механических и электрических перегрузок. Затвор на выпускном люке следует держать открытым. После пуска открывают затвор на загрузочном люке и регулируют заполнение ковшей элеватора.

Остановку осуществляют в обратном порядке.

Текущий ремонт производит цеховой персонал. При текущем ремонте проверяют вкладыши подшипников, шейки валов, зубчатое зацепление и звездочки, крепление и состояние ковшей, состояние тягового органа, приемных и выдающих устройств. При ремонте подтягивают крепление ковшей, заменяют изношенные звенья и ковши. Проверяют профиль зуба и наваривают или заменяют звездочки. Проверяют и исправляют люки и задвижки. Приемную и выдающую течки ремонтируют или заменяют новыми. Межремонтный период — 700 *ч* для цепного элеватора и 1200 *ч* — для ленточного. Капитальные ремонты производят по графику.

§ 13.6. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Капитальные затраты включают стоимость механического оборудования (металлоконструкции, приводная и натяжная станции, загрузочный и разгрузочный башмаки), ковшовой ленты, прочего оборудования и монтажа. Стоимость элеватора рассчитывают по весу металла (400—450 *руб/Т*). Стоимость ковшовой ленты рассчитывают в зависимости от ее длины. Так, например, для ковшовой ленты с острогранными расставленными ковшами один комплект (два ковша, четыре звена) стоит в зависимости от ширины от 35 до 60 руб. Стоимость прочего оборудования (турбомуфта, редуктор, электродвигатель) принимается по прейскуранту. Стоимость монтажа принимают по ценнику. Так, например, для элеватора длиной 12,8 *м* с шириной ленты 600 *мм* стоимость составляет 5200 руб. (72% — стоимость механического оборудования, 15% — ковшовой ленты, 5,5% — монтажа, 7,5% — прочего оборудования).

Трудоемкость обслуживания — примерно 0,1 *чел-смены* на механизм в смену. Амортизационные отчисления — 28%. Срок службы ковшовой ленты 1,5—2 года. Так, для элеватора производительностью 160 *Т/ч* годовые эксплуатационные расходы составят 1800 руб. (64% — амортизация, 22% — зарплата, 14% — электроэнергия). Себестоимость транспортирования примерно от 0,2 до 0,4 *руб/Т·км*.

Литература к гл. 13: 16, 26, 27, 47, 51, 62, 80, 100, 161, 170.

Раздел VI

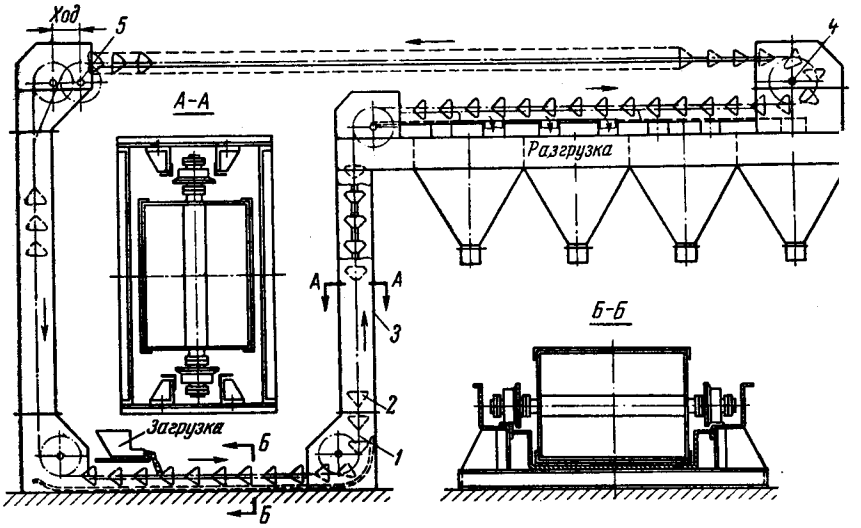
КОНВЕЙЕРЫ СПЕЦИАЛЬНЫЕ

ГЛАВА 14

СПЕЦИАЛЬНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ С ТЯГОВЫМ ОРГАНОМ

§ 14.1. КОВШОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Различают скребково-ковшовые и ковшовые конвейеры. Первые имеют (рис. 14.1, *а*) жестко прикрепленные к цепям ковши, которые на горизонтальных участках работают как скребки обычного скребкового конвей-



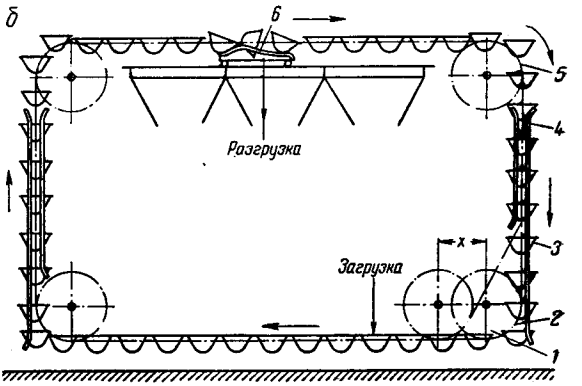


Рис. 14.1. Ковшовые и скребково-ковшовые конвейеры:

а — скребково-ковшовый конвейер, *1* — цепь, *2* — ковш, *3* — кожух, *4* — приводная звездочка, *5* — натяжная звездочка; *б* — ковшовый конвейер, *1* — натяжная звездочка, *2* — цепь, *3* — ковш, *4* — направляющие, *5* — приводная звездочка, *6* — разгрузочная кривая

ера, волоча груз по плоскому настилу; в конце горизонтального участка, в месте перехода к вертикальному ковши автоматически загружаются зачерпыванием и поднимают груз как ковшовые элеваторы.

Производительность конвейеров этого типа доходит до 100 *т/ч*, длина горизонтальных участков — до 100 *м*. Тяговым элементом служат пластинчатые цепи с шагом 200—500 *мм*. Ковши емкостью до 70 *л* выполняются из стали толщиной 3—8 *мм* сваркой.

Ковшовые конвейеры (рис. 14.1, *б*) имеют ковши V-образной формы, шарнирно подвешенные к цепям так, что центры тяжести порожнего и груженого ковша располагаются ниже точки подвески. Благодаря этому ковши и на горизонтальных и на вертикальных участках не меняют своего положения. Для обеспечения разгрузки ковши наезжают днищем или специальными роликами на направляющую шину, которая в случае необходимости может передвигаться по длине конвейера, обеспечивая разгрузку в любой точке его фронта.

В качестве тягового элемента применяют пластинчатые цепи с шагом 320—630 *мм*. Емкость ковша доходит до 400 *л*. Производительность до 400 *т/ч*.

Общими достоинствами ковшовых и скребково-ковшовых конвейеров являются возможность транспортирования по сложной трассе без перегрузки и разгрузка в любом месте. Ковшовые конвейеры, кроме того, обеспечивают меньшее крошение и истирание материала.

Недостатки: большой вес движущихся частей, большая металлоемкость, сложность конструкции, высокая стоимость.

Область применения — транспортирование мелко- и среднекусковых материалов по сложной трассе.

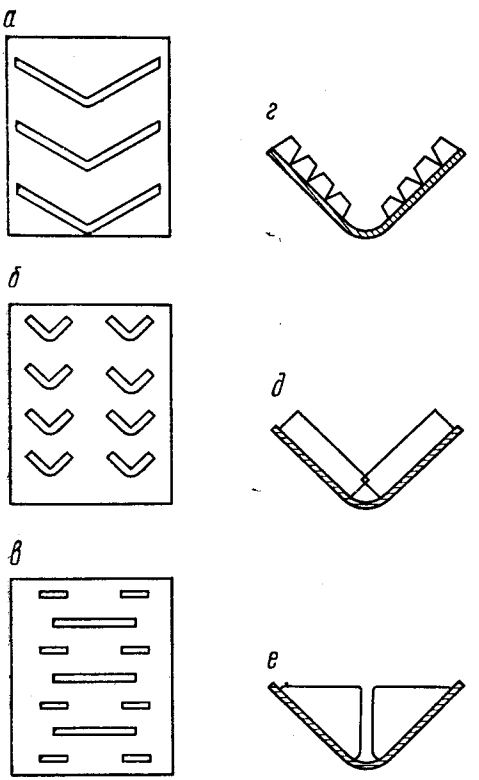


Рис. 14.2. Ленты для крутых подъемов:

а — с крупными угловыми выступами; *б* — с мелкими угловыми выступами; *в* — с прямоугольными выступами, *г* — с высокими трапецеидальными выступами; *д*, *е* — с выступами, перекрывающими сечение

§ 14.2. ЛЕНТОЧНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ СПЕЦИАЛЬНЫХ ТИПОВ

I. Конвейеры для больших углов наклона

Существенным недостатком ленточного конвейера является возможность работы только при малых углах наклона (17—18°). Для увеличения угла разработаны конвейеры со сложной поверхностью ленты. На ленте выштамповывают углубления или привулканизовывают полосы и пластины (тоже из резины). Такие конструкции (рис. 14.2, *а*, *б*, *в*) позволяют повысить угол транспортирования до 20—30° Для бо́льших углов применяют ленты с прикрепленными фигурными пластинами. Эти пластины (рис. 14.2, *г*, *д*, *е*) при придании ленте лотковой формы частично или пол-

ностью перекрывают ее сечение, обеспечивая транспортирование при углах 40—60°.

Недостатками таких лент являются: усложнение конструкции и ее значительное удорожание; усложнение движения ленты по нижней ветви;

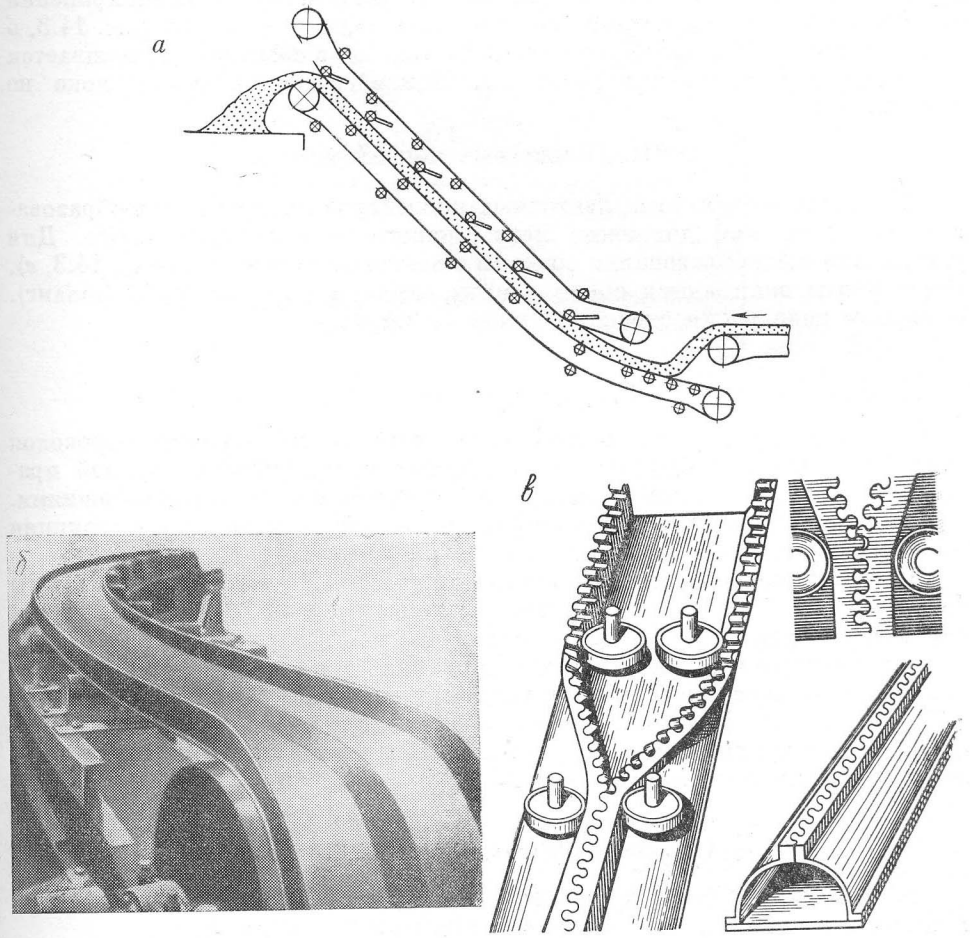


Рис. 14.3. Специальные типы конвейеров:

а — конвейер с прижимной лентой; *б* — изгибающийся конвейер с коробчатой лентой; *в* — шланговый конвейер

возможность применения только одного ведущего барабана (даже без отклоняющего); усложнение очистки ленты.

Применяют также конвейеры с прижимной лентой, лежащей на транспортируемом грузе и прижимающей его к несущей (основной) ленте (рис. 14.3, *а*). Для увеличения силы прижатия используют резиновые колеса. Известны конвейеры и с цепной (тяжелой) прижимной лентой.

Угол транспортирования доходит до 35—40°. Недостатки: усложнение и удорожание конструкции; повышенный износ ленты.

Описанные конструкции применяют редко.

II. Изгибающиеся конвейеры

Условия работы в шахте — значительное число криволинейных выработок требуют создания изгибающихся ленточных конвейеров. Принцип их работы заключается или в механическом предохранении от сбегания или применении специальных типов лент. На рис. 14.3, *б* показан конвейер с коробчатой лентой. Лента от сбегания удерживается боковыми вертикальными роликами. Конвейеры практически пока не применяются.

III. Шланговые конвейеры

Недостатком обычных ленточных конвейеров является пылеобразование, особенно при движении ленты навстречу воздушной струе. Для устранения пылеобразования созданы шланговые конвейеры (рис. 14.3, *в*). Борта ленты запираются специальными замками, образуя трубу (шланг). В горном деле распространения пока не имеют.

IV. Сетчатые конвейеры

Сетчатые конвейеры имеют ленту, свитую из плоских проволок (рис. 5.1). Лента собирается из отдельных проволочных спиралей правой и левой навивки, соединяемых друг с другом поперечными стержнями.

В остальном конструкция сетчатого конвейера подобна конструкции обычного ленточного конвейера с плоской лентой.

Сетчатые конвейеры могут иметь длину 200—300 *м* при ширине ленты до 2,0—2,4 *м*. Угол наклона сетчатых конвейеров на 2—3° больше, чем для ленточных.

Используют их для транспортирования горячего материала, в частности для охлаждения брикетов после прессования. Скорость движения 0,05—0,15 *м/сек*. Для увеличения времени охлаждения брикеты перегружаются с верхней ветви на нижнюю, благодаря чему проходят путь, вдвое больший длины конвейера.

§ 14.3. ЛЕНТОЧНО-ЦЕПНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

В ленточно-цепных конвейерах тяговым органом является цепь, а несущим — лента, что позволяет применять легкую ленту.

Движение ленте передается либо трением (рис. 14.4, *а*), либо механическими зажимами (рис. 14,4, *б*). Цепи применяют как пластинчатые, так и круглозвенные (§ 10.2, § 11.1).

Число прокладок в ленте определяется требованиями не механической прочности, а жесткости в продольном и поперечном направлениях и составляет две-три. Толщина верхней обкладки 6—9 *мм*, нижней 1,5—3 *мм*. При сцеплении ленты с тяговым органом за счет силы трения толщину нижней обкладки увеличивают до 5—8 *мм*.

Приводные станции аналогичны станциям пластинчатого конвейера. На концевых станциях кроме звездочек монтируют барабаны, свободно огибаемые лентой.

При жестком креплении ленты к цепям применяют единое натяжное устройство для цепи и ленты. При сцеплении ленты с цепью трением применяют обособленные натяжные устройства для ленты и цепи.

Ленточно-цепные конвейеры можно применять для транспортирования кускового не сильно абразивного груза среднего объемного веса. Производительность до 200—500 *Т/ч*. Длина одной установки практически не ограничена (за счет применения промежуточных приводов). Угол наклона (при обычных лентах) составляет 10—18°. С применением лент

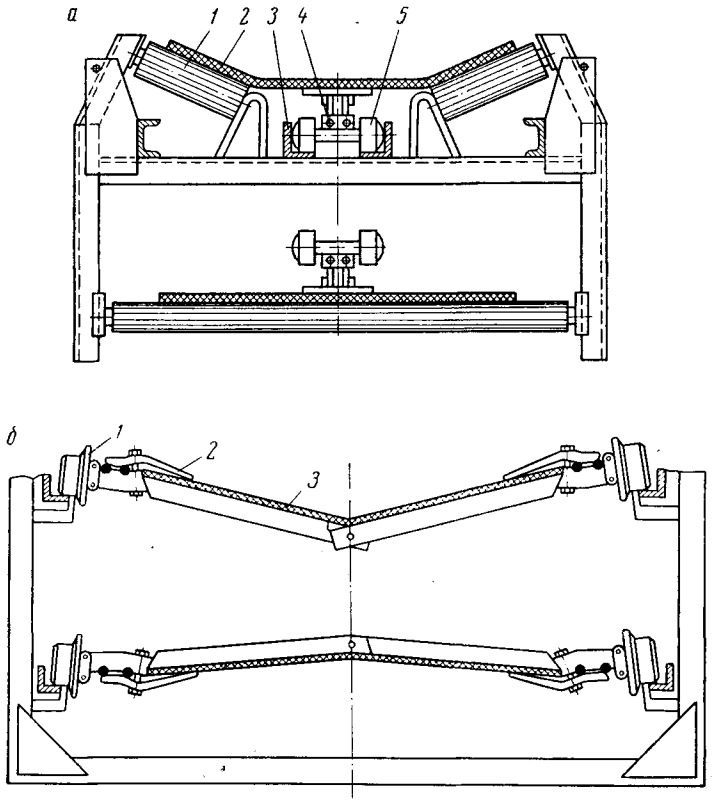


Рис. 14.4. Ленточно-цепной конвейер:

а — сечение конвейера со свободно лежащей лентой, *1* — роликоопора, *2* — лента, *3* — направляющая, *4* — цепь, *5* — ходовые ролики несущей тележки; *б* — сечение конвейера с жестким соединением цепи с лентой, *1* — цепь с роликами, *2* — зажим, *3* — лента

специальных типов (гофрированных, ячейковых и пр.) угол наклона может доходить до 35—40°.

При жестком креплении гофрированной ленты к цепи конвейер может изгибаться в горизонтальной плоскости.

Считалось, что ленточно-цепные конвейеры по сравнению с обычными ленточными снизят затраты за счет снижения стоимости ленты и уменьшения штата обслуживающего персонала (за счет устранения пунктов перегрузки).

Опыт эксплуатации показал, что ленточно-цепные конвейеры сложны, имеют большие размеры, стоимость их эксплуатации не ниже, чем у ленточных конвейеров.

В настоящее время они имеют ограниченное применение на уклонах. Ведутся работы по созданию изгибающихся конвейеров.

§ 14.4. ЛЕНТОЧНО-КАНАТНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Ленточно-канатные конвейеры, как и ленточно-цепные, являются конвейерами с разделением функций несущего и тягового органов. Функцию грузонесущего органа выполняет лента, тягового — канат.

Конвейер (рис. 14.5, *а*) состоит из ленты *5*, канатов *4*, приводного устройства *6*, натяжных тележек *2*, *3*, натяжных грузов *1* и поддерживающих конструкций *7*.

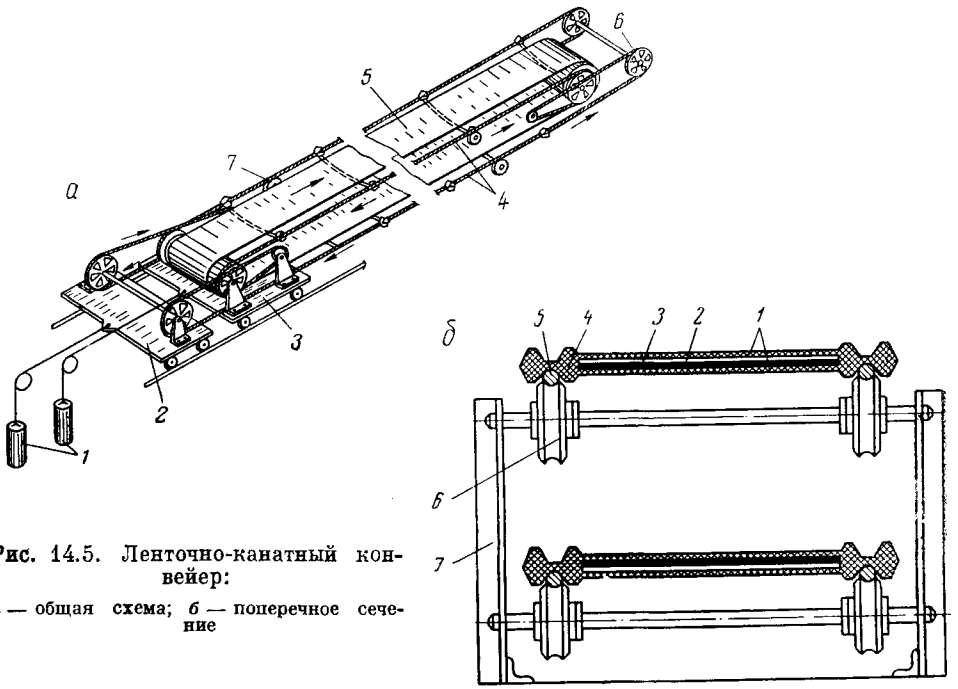


Рис. 14.5. Ленточно-канатный конвейер:

а — общая схема; *б* — поперечное сечение

Лента имеет обкладки *1* (рис. 14.5, *б*), тканевые прокладки *2* и металлические полосы *3*, заделываемые в ленту на расстоянии около 0,5 *м* для создания поперечной жесткости. Утолщенными частями *4* лента опирается на канаты *5*, поддерживаемые шкивами *6*, укрепленными на стойках *7*.

Канаты имеют диаметр 20—50 *мм*. Увеличение диаметра каната увеличивает его жесткость и усложняет обращение с ним (особенно счалку).

Приводное устройство должно отвечать тем же требованиям, что и привод бесконечных канатных откаток (§ 33.2). Дополнительным требованием является синхронизация движения ведущих канатов, что достигается введением дифференциала или применением электрических методов по типу двухбарабанного привода ленточного конвейера (§ 4.3).

Натяжное устройство, как правило, обособленное для канатов и для ленты. В качестве натяжных устройств используются грузовые или автоматические натяжные станции (§ 5.3).

Поддерживающие конструкции представляют собой ряд стоек *7* (рис. 14.5, *б*) с укрепленными на них поддерживающими шкивами для верхней и нижней ветви каната.

Производительность таких конвейеров обычно 300—400 *т/ч*. Длина на один привод по горизонтали доходит до 4 *км*. Предельный угол наклона (по условию сцепления ленты с канатом) 12°.

Основная цель применения — создание длинных конвейеров с легкой дешевой лентой. Практика эксплуатации показала, что лента специальной конструкции стоит дорого, конвейер имеет ряд недостатков: малый угол наклона, сложность ремонта ленты, соскакивание ленты с канатов и др. Применяют в шахтах и на карьерах в очень ограниченном количестве.

§ 14.5. КОНВЕЙЕРНЫЕ ПОЕЗДА

Конвейерный поезд — это отрезок пластинчатой ленты (рис. 14.6), который передвигается по направляющим промежуточными приводами. Длина отрезка 100—120 *м* — несколько более расстояния между приводами. При движении отрезок (поезд) последовательно передается

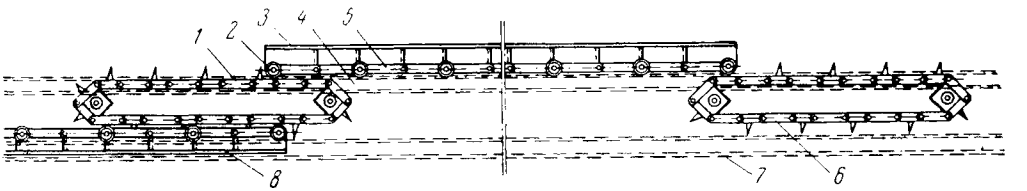


Рис. 14.6. Конвейерный поезд:

1, 6 — промежуточные приводы; *2* — катки; *3* — пластины; *4* — направляющая верхней ветви; *5* — цепь пластинчатого полотна; *7* — направляющая нижней ветви; *8* — поезд на нижней ветви

от одного промежуточного привода к другому, причем приводы включаются попеременно по мере попадания на него очередного поезда.

Порожние поезда движутся по нижней (холостой) ветви, выходят в конце на верхнюю ветвь и после загрузки перемещаются по верхней ветви. Производительность достигает 100—200 *т/ч*. Длина практически не ограничена. Работают обычно по горизонтали, но могут преодолевать местные подъемы до 10—15°. В плане допускают изгибы радиусом до 6—12 *м*. Особенностью является возможность работы по разветвленной трассе. В месте разветвления опорные конструкции образуют подобие стрелочного перевода, и поезд можно направлять по желанию в том или ином направлении.

Основное назначение конвейерных поездов — транспорт на шахтах с разветвленной сетью выработок при малых расстояниях и небольших грузопотоках. В СССР опыта применения их пока нет.

Литература к гл. 14: 16, 26, 32, 47, 62, 99, 148.

ГЛАВА 15

СПЕЦИАЛЬНЫЕ КОНВЕЙЕРЫ БЕЗ ТЯГОВОГО ОРГАНА

§ 15.1. ВИНТОВЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

I. Общие сведения

Принцип действия — перемещение материала по желобу вращающимся винтом. Винтовой конвейр (шнек) состоит (рис. 15.1, *а*)

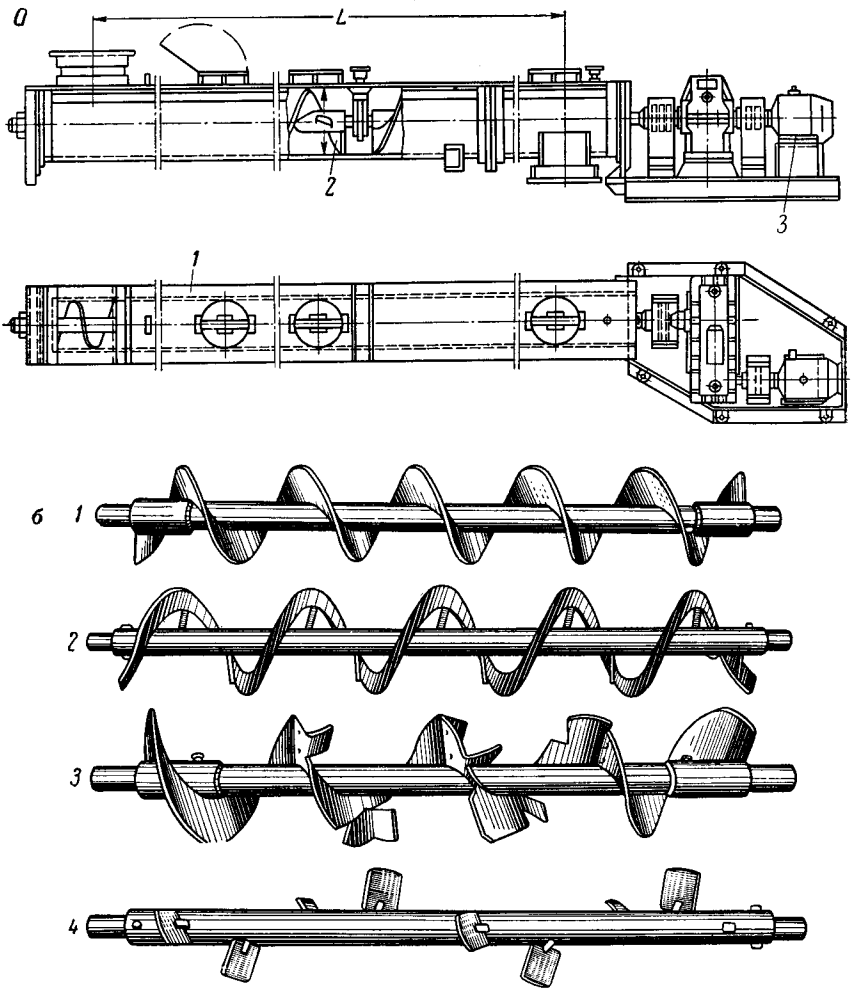


Рис. 15.1. Винтовые конвейеры:

а — общий вид; *б* — винты, *1* — сплошной, *2* — ленточный, *3* — фасонный, *4* — лопастной

из винта *2*, кожуха *1*, привода *3*, загрузочного и разгрузочного патрубков с задвижками.

Шнеки предназначены для транспортирования пылевидного, зернистого и мелкокускового материала на небольшие расстояния. Их при-

менение эффективно при транспортировании пыле- и газообразующих, а также горячих материалов. Шнек, кроме транспортирования, может перемешивать материал, если это нужно по технологии процесса.

Производительность винтового конвейера до 150 *Т/ч*, длина — до 60 *м*, наклон — до 15—20°.

Достоинства шнеков: малые размеры, простота устройства и обслуживания, невысокая стоимость, возможность транспортирования горячих пыле- и газообразующих грузов, возможность загрузки и разгрузки в любом месте по длине, безопасность в работе и обслуживании.

Недостатки шнеков: большие сопротивления движению, большой расход энергии, ограниченные длина и производительность, крошение и истирание материала, быстрый износ винта, желоба, подшипников.

Область применения — транспортирование на малые расстояния ядовитых или взрывоопасных грузов, не боящихся крошения.

II. Устройство составных частей

Винты бывают сплошные, ленточные, лопастные и фасонные (рис. 15.1, *б*).

Сплошные применяют для перемещения зернистых и порошкообразных неслеживающихся грузов, ленточные — для мелкокусковатых. Лопастные и фасонные — для слеживающихся, мокрых грузов и в том случае, когда кроме транспортирования необходимо производить перемешивание.

Материалом для винта служит сталь, иногда для абразивных грузов — чугун. Вал винта выполняется пустотелым или реже, сплошным. Собирается вал из секций длиной 2—4 *м* при помощи муфт или соединительных цапф. В местах соединения вал поддерживается промежуточными подшипниками (рис. 15.1, *а*).

Желоб конвейера полукруглого сечения изготовляют из листовой стали толщиной 3—8 *мм*. Чугунные литые желоба, более массивные и дорогие, применяют для абразивных либо горячих грузов. Крышка желоба съемная. И желоб и крышка собирается из секций длиной 2—4 *м*.

Промежуточные подшипники — подшипники качения. Головной подшипник делается упорным для восприятия осевых нагрузок.

Привод имеет двигатель с короткозамкнутым ротором и трех-, четырехступенчатый закрытый редуктор. Скорость вращения винта от 10 до 150 *об/мин*. Характеристика шнеков отечественного производства приведена в табл. 15.1.

Таблица 15.1

Винтовые конвейеры

Параметры	Тип конвейера			
	Ш2-00	Ш3-00	Ш4-00	Ш5-00
Диаметр винта, *мм*	200	300	400	500
Шаг винта, *мм*	160	240	320	400
Длина секции желоба, *мм*	2000	2000	3000	3000
Основные размеры:				
длина, *м*	2—30	2—30	3—30	3—30
высота, *мм*	450	600	830	940
ширина, *мм*	320	412	540	640
Вес, *кГ*:				
привода	360	716	1000	1544
1 *м* конвейера	58	111	145	196

Примечание. Скорость вращения винта 23,6; 37,5; 60 и 95 *об/мин*.

III. Расчет винтового конвейера

Постановка задачи. Дано: $Q_р$ — расчетный грузопоток, *т/ч*; l — длина транспортирования, *м*. Требуется определить D — диаметр шнека, *м*; n — скорость его вращения, *об/мин*; N — мощность двигателя, *квт*.

Если считать за площадь сечения желоба площадь винта, то в соответствии с (2.11) производительность шнека

$$Q = 60\frac{\pi D^2}{4} sn\psi_ж\gamma = 47D^2sn\psi_ж\gamma,\ т/ч; \qquad (15.1)$$

где s — шаг винта, *м*.

Обычно принимают

$$s = k_ш D, \qquad (15.2)$$

где $k_ш = 1$ для легких неабразивных грузов и $k_ш = 0{,}8$ для тяжелых абразивных грузов.

Подставляя в (15.1) из (15.2), получим

$$D = \sqrt[3]{\frac{Q_р}{47k_ш n\psi_ж\gamma}},\ м. \qquad (15.3)$$

Коэффициент заполнения $\psi_ж = 0{,}2—0{,}4$. Полученный диаметр проверяют по кусковатости:

$D_{min} = (10—12)\,a_{ср}$ — для сортированного груза;

$D_{min} = (4—6)\,a_{max}$ — для рядового груза.

Мощность двигателя определяют по формуле (2.68) при $w = 2{,}5$ — для угля и $w = 4{,}0$ — для породы.

§ 15.2. КАЧАЮЩИЕСЯ КОНВЕЙЕРЫ

Принцип действия — скольжение груза по желобу, движущемуся возвратно-поступательно. По характеру движения желоба различают конвейеры с траекторией движения, совпадающей с продольной осью желоба (рис. 15.2, *а*), и конвейеры с траекторией движения, составляющей угол с продольной осью желоба (рис. 15.2, *б*).

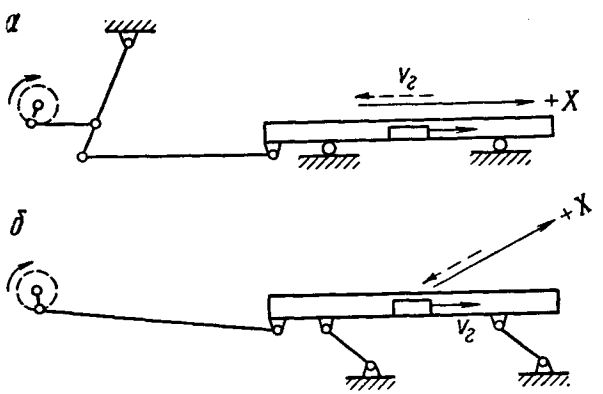


Рис. 15.2. Принцип действия конвейеров с возвратно-поступательным движением желоба:

а — конвейер с постоянным давлением груза на желоб; *б* — конвейер с переменным давлением груза на желоб

У конвейеров первой группы давление на днище желоба постоянно и равно весу материала. Для обеспечения продвижения материала вперед цикл качания конвейера должен быть несимметричным: движение вперед должно происходить с относительно малым ускорением, в результате чего материал совершает передний ход совместно с желобом, не отрываясь от него. При заднем ходе ускорение подбирается таким,

что рештак как бы вырывается из-под материала, т. е. силы инерции значительно больше сил трения, связывающих материал с рештаком. Несимметричность цикла может быть достигнута, например, применением шарнирных четырехзвенников в механизме привода (рис. 15.2, *а*).

У конвейеров второй группы давление на днище переменно: при переднем ходе вертикальная составляющая сил инерции увеличивает давление на днище желоба (а следовательно, и пропорциональную ему силу трения), а при заднем — уменьшает. Поэтому поступательное движение материала в этом случае может быть обеспечено и при симметричном цикле возвратно-поступательного движения рабочего желоба.

Для качающихся конвейеров ход рештаков составляет обычно 150—300 *мм*, число ходов в минуту 50—100.

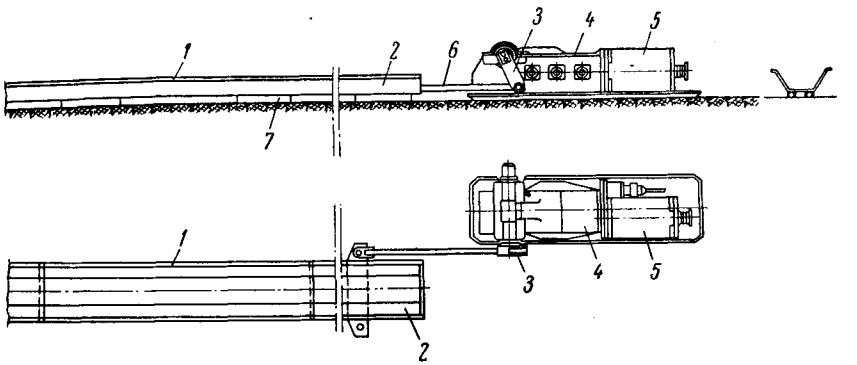


Рис. 15.3. Качающийся конвейер

Конвейер состоит (рис. 15.3) из двигателя *5*, редуктора *4*, мотыля *3*, штанги *6*, опор *7*, рештачного става *1* с головным рештаком *2*. Привод через мотыль и штангу передает возвратно-поступательные движения рештакам.

Качающиеся конвейеры пригодны для транспортирования любых грузов, кроме липких. Производительность их составляет 60—80 *т/ч*. При доставке по падению она увеличивается до 120—150 *т/ч*. Длина конвейера 80—100 *м*. Конвейер не допускает перегибов ни в горизонтальной ни в вертикальной плоскости, транспортировать грузы можно при углах 15—16° вниз и до 3—4° вверх, причем производительность его при транспортировании вверх резко падает.

Достоинства: простота конструкции, сравнительно небольшой вес, отсутствие движущихся относительно желоба частей, что исключает заклинивание материала, удобство удлинения и укорочения, возможность установки привода в любом месте по длине конвейера, возможность транспортирования твердых грузов (порода).

Недостатки: непостоянство производительности, зависимость ее от свойств материала, от угла наклона, шум при работе, заштыбовка при применении в лавах с комбайновой выемкой, значительные динамические нагрузки.

Качающиеся конвейеры являлись в свое время практически единственным видом транспорта для очистных забоев угольных шахт. В 40-х годах их вытеснили скребковые конвейеры. Применяются в угольной

промышленности при проведении подготовительных выработок и на закладочных работах, где требуется частое удлинение конвейера и необходимо транспортирование породы.

§ 15.3. ВИБРАЦИОННЫЕ КОНВЕЙЕРЫ

Вибрационные конвейеры относятся к конвейерам с возвратно-поступательным движением рабочего органа второй группы (§ 15.2). Особенностью работы являются малые амплитуды (3—10 *мм*) и большая частота колебаний (700—6000 колебаний в минуту). Получающиеся при этом

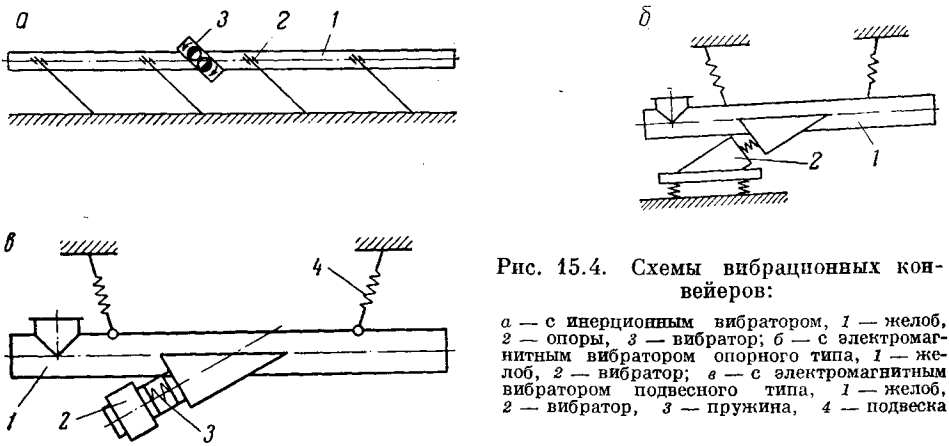


Рис. 15.4. Схемы вибрационных конвейеров:

а — с инерционным вибратором, *1* — желоб, *2* — опоры, *3* — вибратор; *б* — с электромагнитным вибратором опорного типа, *1* — желоб, *2* — вибратор; *в* — с электромагнитным вибратором подвесного типа, *1* — желоб, *2* — вибратор, *3* — пружина, *4* — подвеска

значительные ускорения вызывают при заднем ходе рештаков отрыв материала от желоба, в результате чего материал продолжает свободный полет, не касаясь рештаков. Образующеея при этом разрежение в области между рештаком и материалом способствует засасыванию воздуха, который при обратном ходе выталкивается. Вследствие насыщения материала воздухом подвижность его увеличивается.

Конвейер состоит из жесткого металлического желоба или трубы, поддерживаемого по длине опорами или подвешенного на подвесках. Желоб получает вибрации от вибратора.

Виброконвейеры классифицируют по следующим признакам:

по роду вибратора — с эксцентриковым вибратором, с инерционным, с электромагнитным, с пневматическим, с гидравлическим;

по характеру динамической уравновешенности — динамически уравновешенные и динамически неуравновешенные;

по режиму работы — дорезонансные, резонансные, зарезонансные.

На рис. 15.4, *а* показан вибратор инерционного типа. Вибрация создается при вращении вала с неуравновешенной массой. Вибратор укрепляется непосредственно на желобе.

На рис. 15.2, *б* представлен вибратор эксцентрикового типа.

На рис. 15.4, *б*, *в* показаны электромагнитные вибраторы; виброконвейеры с такими вибраторами называются электровибрационными конвейерами (соответственно опорного и подвесного типа).

Динамически неуравновешенные конвейеры имеют одну движущуюся массу — массу рабочего органа (рис. 15.4, *а*). Динамические нагрузки

от рабочего органа передаются на несущие конструкции. Это является значительным недостатком такого конвейера, ограничивающим область его применения.

На рис. 15.4, *б*, *в* показаны два уравновешенных двухмассовых виброконвейера. У них второй массой является противовес.

В зависимости от соотношения частоты собственных и вынужденных колебаний различают дорезонансные конвейеры (частота вынужденных колебаний менее частоты собственных), резонансные (частоты равны) и зарезонансные (частота вынужденных колебаний более частоты собственных колебаний). Наибольший интерес представляют резонансные конвейеры, дающие меньший расход энергии и бо́льшую производительность.

Желоб вибрационного конвейера может быть открытым (обычно трапецеидального сечения) и закрытым (в виде трубы). Последнюю конструкцию применяют для перемещения пылеобразующих материалов.

Вибрационные конвейеры используют для транспортирования зернистых, пылевидных, мелкокусковых материалов. Для резонансных виброконвейеров величина кусков материала должна быть не более 60 *мм*. Длина конвейера может доходить до 80 *м*, производительность — до 200 *Т/ч*. Конструкция желоба конвейера не допускает искривлений и изгибов. Вибрационными конвейерами можно производить транспортирование при углах наклона до 15° вниз и до 20° вверх, причем при транспортировании вверх производительность конвейера резко падает. Специальные конструкции виброконвейеров позволяют транспортировать груз вверх при углах 90°. Такой конвейер совершает сложные вибрации, перемещаясь по вертикали и вращаясь вокруг продольной оси. Он обеспечивает транспортирование на высоту до 8 *м* и производительность до 20 *Т/ч*.

Таблица 15.2

Вибрационные конвейеры

Тип конвейера	Основная область применения	Производительность, *Т/ч*	Тип вибратора	Мощность, *квт*	Частота колебаний в минуту	Амплитуда, *мм*	Угол установки, *град*	Длина, *м*
БВК-250	Бремсберги угольных шахт	250	Инерционный	10	1200	1,6	8—18	53
БВК-250М	То же	250	Эксцентриковый	10	1480	4	8—18	50
ВКГ-200	»	200	Гидравлический	11,0	—	—	8—18	50
ВКР-500	Рудные шахты	500	То же	18,0	—	—	0°	50
ВК-2	То же	300	Эксцентриковый	20	1500	10	0°	10,4
КВЖМ-600	Общего назначения	150	То же	4,5	735	5	0—13	30
КВЖМ-800	То же	500	»	7,0	720	6	—	50
Трубоконвейер	Обогатительные фабрики	40	Электромагнитный	0,065 на секцию	3000	1,5	0	26

Достоинствами вибрационных конвейеров являются малое истирание желоба и материала, малый расход энергии, малые сопротивления движению.

Недостатки конвейера: зависимость производительности от угла транспортирования и от свойств материала, ограниченная длина транспортирования, невозможность транспортирования крупнокусковых материалов, динамические нагрузки на конвейер и на поддерживающие конструкции.

Вибрационные конвейеры находят применение на шахтах для транспортирования твердых и абразивных грузов, на фабриках для перемещения горячих, пылящих и выделяющих вредные газы грузов (при транспортировании в трубе). Основные характеристики некоторых отечественных вибрационных конвейеров приведены в табл. 15.2.

Литература к гл. 15: 16, 26, 27, 35, 47, 62, 80, 99, 127, 162.

Раздел VII

ГИДРО- И ПНЕВМОТРАНСПОРТНЫЕ УСТАНОВКИ

ГЛАВА 16

ГИДРОТРАНСПОРТНЫЕ УСТАНОВКИ

§ 16.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Принцип действия — перемещение груза в струе воды. Смесь воды с грузом называют пульпой.

Установки классифицируют по следующим признакам:

по роду используемой энергии — безнапорные (самотечные — рис. 16.1, *а*), в которых пульпа движется по открытому желобу за счет наклона; напорные (с естественным — рис. 16.1, *б* или искусственным напором), когда пульпа движется по трубам под давлением;

по способу создания искусственного напора — с пульпонасосом (рис. 16.1, *в*), пропускающим пульпу; с насосом и питателем (рис. 16.1, *г*), когда напор создает насос для чистой воды, а груз через питатель подают в трубопровод; с гидроэлеватором (рис. 16.1, *д*), в котором вакуум в загрузочной воронке (для засасывания пульпы) и напор в трубопроводе создает струя воды; с эрлифтом (рис. 16.1, *е*), в котором движение пульпы происходит из-за того, что в левую часть подают сжатый воздух и вес столба аэрированной пульпы высотой H меньше правого столба пульпы высотой h;

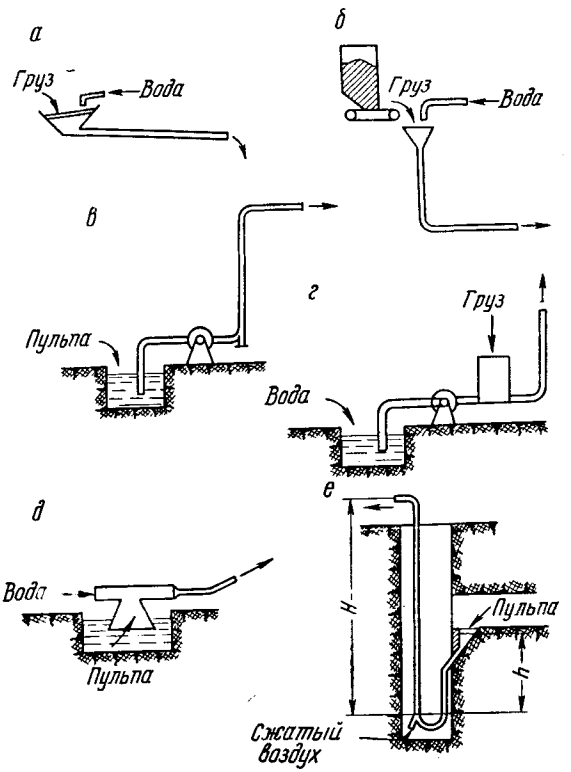


Рис. 16.1. Принципиальные схемы гидротранспортных установок

по величине напора — низконапорные — до 30—70 *м вод. ст.*; среднего напора — 70—160 *м вод. ст.*; высоконапорные — до 400 *м вод. ст.*;

по времени работы на одном месте — стационарные; передвижные.

Установки транспортируют сыпучие материалы, которые не размокают, не прилипают к стенкам трубопроводов и не собираются во флокулы.

Длина трубопровода одной установки по горизонтали 3—5 *км*; трасса — любая, поскольку трубопроводы можно укладывать как по горизонтали, так и по вертикали.

Достоинства: простота и удобство прокладки и обслуживания при относительно незначительных размерах, маневренность и непрерывность транспорта, допускающего большую длину транспортных коммуникаций, возможность высокой степени автоматизации, значительная производительность и малая трудоемкость, простота и сравнительная дешевизна оборудования, органическая связь с гидродобычей.

Недостатки: измельчение груза, значительный расход энергии и воды, быстрый износ углесосов и труб, необходимость специального транспортирования оборудования для перевозки людей, материалов и т. п.

На угольных шахтах с гидродобычей установки применяют для транспортирования угля по всем выработкам шахты от забоя до поверхности. На шахтах с обычной технологией — для транспортирования породы в отвалы и подачи закладки в выработанное пространство. Существуют установки для транспортирования угля от шахты к потребителям. На обогатительных фабриках установки применяют для транспортирования ископаемого внутри фабрик и для удаления хвостов в отвалы. На карьерах их применяют в основном для удаления вскрышных пород при гидровскрыше. Гидротранспорт является основным видом транспорта при гидродобыче полезных ископаемых. Имеет перспективу и при обычной технологии выемки — в основном для транспортирования пород в отвалы и руд цветных металлов на обогатительные фабрики.

§ 16.2. ВОПРОСЫ ТЕОРИИ

Теория движения пульпы разработана пока недостаточно, поэтому методы решения носят в основном эмпирический характер.

I. Производительность

Постановка задачи. Дано: D — диаметр трубопровода, *м*; u — скорость пульпы, *м/сек*; s — концентрация твердого в пульпе по объему; $\gamma_т$ — объемный вес твердого (в целике), $T/м^3$. Определить объемную $V_т$, $м^3/ч$ и весовую Q, $T/ч$ производительность по твердому. Объемная производительность пульпы из (2.11)

$$V_{пул} = 3600Fu = 3600\frac{\pi D^2}{4}u = 282D^2u,\ м^3/ч. \tag{16.1}$$

Объемная концентрация пульпы — это отношение расхода твердых частиц к расходу пульпы:

$$s = \frac{V_т}{V_{пул}},\ м^3/м^3, \tag{16.2}$$

поэтому производительность по твердому

$$V_т = V_{пул}s = 282D^2us,\ м^3/ч, \tag{16.3}$$

или

$$Q = 282D^2u\gamma_т s,\ T/ч. \tag{16.4}$$

Для того чтобы не было забивки трубопровода, его диаметр должен удовлетворять условию кусковатости

$$D_{min} \geqslant 3a_{max}, \tag{16.5}$$

где a_{max} — максимальный размер куска груза.

Для того, чтобы не было заклинивания или забивки трубопровода, нужно также, чтобы концентрация пульпы для рядовых углей и породы не превосходила $s = 0{,}25—0{,}2$. Если крупность угля до 25 *мм* и фракции 0,5—15 *мм* содержится более 85%, то можно допустить $s = 0{,}35$. При транспортировании мелких углей с основной фракцией 0,5—6 *мм* допустимо $s = 0{,}4$.

Поскольку

$$V_{пул} = V_в + V_т,$$

то расходы воды

$$V_в = V_{пул} - V_т = \frac{V_т}{s} - V_т = V_т\left(\frac{1}{s} - 1\right) = \frac{Q_т}{\gamma_т}\left(\frac{1}{s} - 1\right), \ м^3/ч. \qquad (16.6)$$

Иногда консистенцию пульпы оценивают отношением объема твердого к объему воды:

$$Т : Ж = \frac{V_т}{V_в} = \frac{s}{1-s}. \qquad (16.7)$$

Объемный вес пульпы

$$\gamma = \frac{V_т\gamma_т + V_в \cdot 1}{V_{пул}} = \frac{V_т\gamma_т + V_{пул} - V_т}{V_{пул}} = s(\gamma - 1) + 1, \ Т/м^3. \qquad (16.8)$$

II. Критическая скорость

Взвешиванию твердых частиц в горизонтальном потоке жидкости способствует турбулентность потока, а также подъемная сила, возникающая вследствие разности скоростей обтекания жидкостью верхней и нижней поверхности частицы, покоящейся на дне трубы. С уменьшением скорости потока частицы начинают двигаться скачкообразно и при некотором значении скорости опускаются на дно. Наименьшая скорость потока, при которой груз находится во взвешенном состоянии, называется критической скоростью. При ней имеет место минимум потерь давления. Критическую скорость определяют опытным путем. За неимением конкретных опытных данных ее можно определять по эмпирическим формулам. Например,

$$u_{кр} = \sqrt{gD}\sqrt[3]{\frac{(\gamma - 1)\,c}{k_1\psi\lambda_0}}, \ м/сек, \qquad (16.9)$$

где g — 9,81 *м/сек*^{2};

$c = \frac{0{,}75P}{100}$ — опытный коэффициент, учитывающий наличие мелких частиц в пульпе;

P — содержание в процентах класса крупнее 2 *мм* для породы и крупнее 3 *мм* для угля;

$k_1 = 1{,}4$ — для породы и $k_1 = 1{,}9$ — для угля;

ψ — коэффициент сопротивления при свободном падении в воде твердых частиц

$$\psi = 0{,}65\sqrt[5]{\frac{0{,}66}{\gamma_т - 1}}; \qquad (16.10)$$

λ_0 — коэффициент сопротивления движению чистой воды по трубам, зависящий от диаметра трубы;

D, *м*	0,15	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5
λ_0	0,0185	0,0180	0,0175	0,0165	0,0160	0,0155	0,0155	0 0150

Взвешивание частиц в вертикальном трубопроводе происходит за счет сопротивления обтеканию частиц пульпой и за счет подъемной (архимедовой) силы.

Для вертикального трубопровода под критической скоростью понимают такую минимальную скорость, при которой твердые частицы еще перемещаются по всему сечению потока и не происходит обратного движения частиц в пристеночной области. Так же как и для горизонтального трубопровода, при этом наблюдается минимум потерь давления:

$$u_{кр} = (1-s)^2 w\left(1-\frac{a_{ср}}{D}\right)^2 + k_2\sqrt{gDs(\gamma_т - 1)}\ ,\ м/сек, \qquad (16.11)$$

где w — скорость свободного падения частицы в воде

$$w = 2{,}27\sqrt{\frac{a_{ср}(\gamma_т - 1)}{\psi}}\ ,\ м/сек; \qquad (16.12)$$

$a_{ср}$ — средневзвешенный диаметр частиц, *м*;
$k_2 = 2{,}5$ для $a_{ср} = 0$—3 *мм*; $k_2 = 2{,}5$—3 для $a_{ср} = 2$—10 *мм* и $k_2 = 3$—$3{,}5$ для $a_{ср} > 100$ *мм*.

III. Скорость движения пульпы

Скорость движения пульпы при напорном транспортировании определяется диаметром труб и расходом пульпы из (16.1).

Скорость потока при безнапорном транспортировании по наклонным желобам, канавам или трубам зависит от уклона:

$$u = c_1\sqrt{R(i-\Delta i)},\ м/сек, \qquad (16.13)$$

где

$$c_1 = \frac{R^{1,5}\sqrt{n}}{n};$$

R — гидравлический радиус, или отношение площади живого сечения потока к смоченному периметру русла, *м*;
n — коэффициент шероховатости (для бетонированных канав 0,017—0,012; для стальных желобов 0,014—0,011; для эмалированных решетаков 0,010—0,009);
i — геодезический уклон желоба;
Δi — дополнительный уклон, учитывающий наличие в пульпе твердых частиц

$$\Delta i = s(\gamma_т - 1) f,$$

где f — коэффициент трения груза о желоб.

При транспортировании угля по стальным желобам $\Delta i = 0{,}010$—$0{,}014$.

IV. Напор

Напор, необходимый для перемещения пульпы по трубопроводу,

$$H = \gamma h + (1{,}05 \div 1{,}1) Li_п,\ м\ вод.\ ст., \qquad (16.14)$$

где h — геодезическая разность отметок начала и конца пульпопровода по высоте, *м*;

1,05—1,1 — коэффициент, учитывающий местные сопротивления: колена, задвижки и т. п.;

L — длина пульпопровода, *м*;

$i_п$ — гидравлический уклон пульпопровода, определяемый по эмпирическим формулам.

Для вертикальных пульпопроводов

$$i_п = \left(\frac{\lambda_0 u^2}{2gD} \pm 1\right) \gamma \sqrt{\frac{u}{u \mp w}}, \qquad (16.15)$$

где верхний знак соответствует восходящему, а нижний — нисходящему движению.

Гидравлический уклон горизонтального пульпопровода

$$i_п = \frac{\lambda_0 u^2 \gamma}{2gD} + \frac{\sqrt{gD}\,(\gamma - 1)\,c}{k_1 \psi u}. \qquad (16.16)$$

§ 16.3. УСТРОЙСТВО СОСТАВНЫХ ЧАСТЕЙ

I. Желоба

Для кусковых материалов по соображениям наименьшего износа днища применяют желоба трапецеидального сечения, изготовленные из стальных листов толщиной 3—4 *мм* (табл. 16.1).

Таблица 16.1

Размеры желобов

Вес, *кГ*	Размеры, *мм*			Длина, *мм*	Пропускная способность, *м³/ч*
	высота	ширина	ширина днища		
42,2	300	380	300	1500	200—300
55,8	300	500	400	1600	500—600
60,9	300	650	550	1500	1000—1200

При транспортировании песка или глинистых материалов, когда вопросы износа днища не имеют большого значения, для обеспечения наименьших сопротивлений при движении гидросмеси применяют полукруглые лотки.

Желоба укладывают внахлестку на почву выработок. Стыкование секций производят с помощью костылей и проушин, привариваемых к боковым стенкам желобов с наружной стороны.

Уклон трассы желобов (для угля) в сторону движения гидросмеси принимают равным 0,05—0,08 для металлических и 0,03—0,05 для эмалированных.

II. Трубы и элементы трубопроводов

Для гидравлического транспорта применяют стальные цельнотянутые трубы и сварные трубы с продольным швом (обычно диаметром до 600 *мм*).

В зависимости от назначения и продолжительности работы транспортной установки с одной позиции трубопроводы разделяют на магистральные и забойные.

По прочности на магистральных участках вполне приемлемы трубы толщиной 5—6 *мм*, но вследствие их значительного износа толщину приходится увеличивать на 2—4 *мм*, а иногда и вдвое. Для карьеров звенья труб берут длиной 8 *м* и выше, в подземных выработках 4—6 *м*.

Забойные трубопроводы в шахте и на карьерах собирают из облегченных сварных труб соответственно с толщиной стенок 2—4 *мм* и длиной одного звена 2—3 *м* и толщиной 3—6 *мм* и длиной 4—6 *м*.

Сборка и разборка трубопроводов значительно облегчаются при применении быстроразъемных соединений (рис. 16.2).

Для перекачки мелкозернистых и глинистых материалов находят применение фанерные трубы длиной от 5 до 7 *м*, изготавливаемые из фанерного шпона на специальных водоупорных клеях.

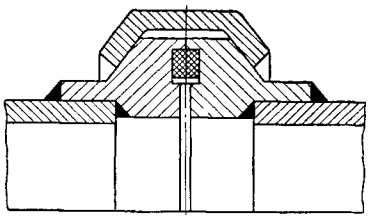


Рис. 16.2. Быстроразъемное соединение труб

При транспортировании абразивных материалов применяют специальные армированные трубы или стальные трубы, внутренняя поверхность которых подвергается упрочению закалкой током высокой частоты и др. Армированные (базальтом, стальными вкладышами и др.) трубы имеют чрезмерно большой вес, а эксплуатация их затрудняется при нарушении армировки. Поэтому в отечественной практике трубы, армированные базальтом, нашли применение только для гидравлического транспорта закладочных материалов.

Для перекачки абразивных мелкозернистых и крупнозернистых материалов (до 20—40 *мм* в поперечнике) применяют трубы, армированные листовой резиной.

При пуске в ход и регулировании работы транспортных систем широкое применение получили задвижки типа Лудло с выдвижным шпинделем диаметром от 200 до 400 *мм*, а также однодисковые задвижки, вентили и др. Шиберные задвижки диаметром более 400 *мм* имеют механический привод (рис. 16.3, *а*).

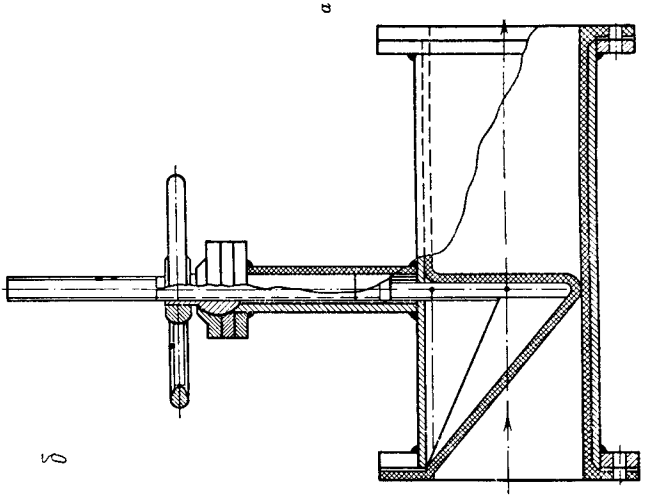
В последние годы у нас и за границей внедряют задвижки с выдвижным устройством, выполненным в виде резиновой износоустойчивой оболочки (рис. 16.3, *б*), которые обеспечивают (по сравнению с шиберными задвижками) более плавное очертание местного сужения трубы, а резиновая оболочка препятствует проникновению твердых частиц в зазоры трущихся поверхностей.

Каждая гидротранспортная установка оборудуется обратным клапаном (рис. 16.4, *а*), который перед пуском землесоса открывают, а перед остановкой закрывают с помощью рукоятки.

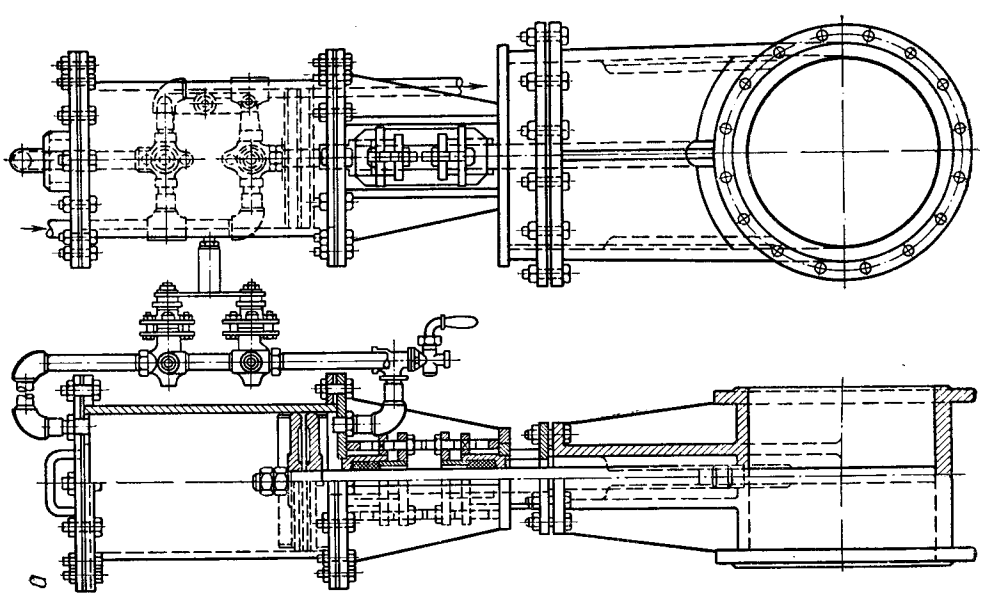
На повышенных точках трубопроводов для выпуска воздуха, значительные скопления которого в трубках вызывают гидравлические удары, устанавливают вантузы (рис. 16.4, *б*). При включении пульпонасоса воздух из трубопровода *1* выходит через отверстия *2* и *3* в атмосферу. После некоторого времени работы, когда в трубопроводе устанавливается нормальное давление, деревянный поплавок *4* поднимается и закрывает отверстие *3*.

Простейшей конструкцией вантуза является небольших размеров полый резервуар, привариваемый к трубе и имеющий на выпускном патрубке кран для периодического выпуска воздуха. На штреках

Рис. 16.3. Задвижки:
а — шиберная; *б* — с выдвижным устройством



б



а

устанавливают один трубопровод; в стволах и на поверхности — два (один рабочий, один резервный). При наличии резервного трубопровода и резервных пульпонасосов нужно иметь систему переключений, позволяющую работать любому пульпонасосу на любой трубопровод.

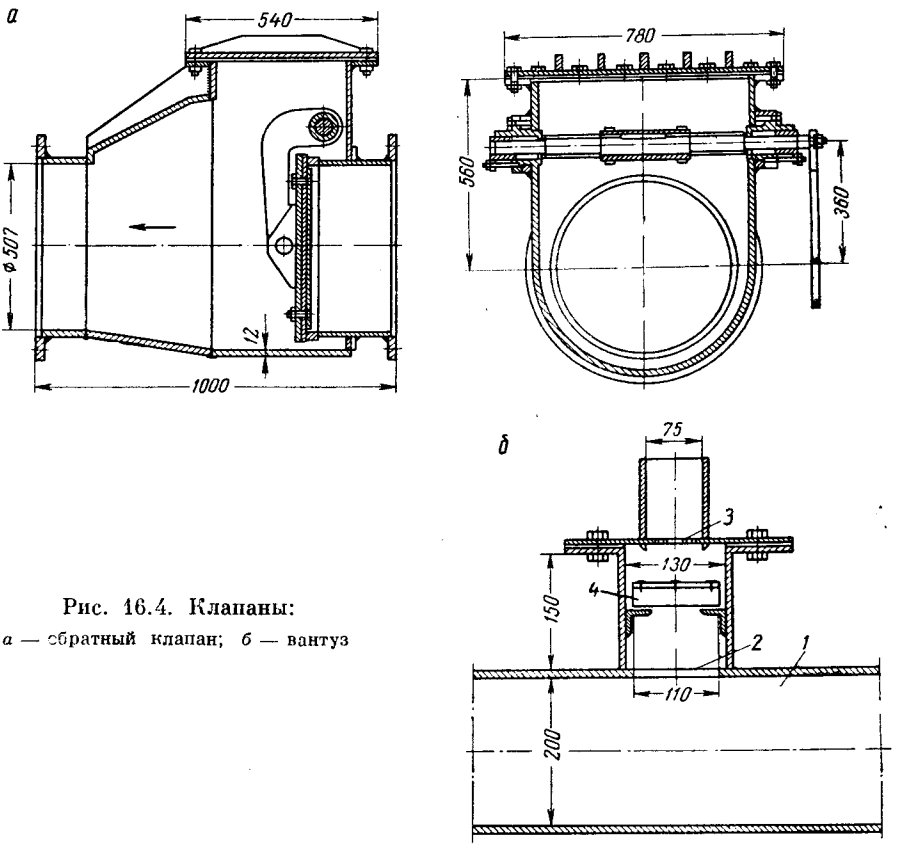


Рис. 16.4. Клапаны:
а — обратный клапан; *б* — вантуз

III. Гидроэлеваторы

В насадку *2* (рис. 16.5) гидроэлеватора (струйного насоса) подают напорную воду. При выходе из насадки струя имеет большую скорость, из-за чего в камере гидроэлеватора создается вакуум и пульпа засасывается через патрубок *1*. Попадая в горловину *3*, струя создает напор в нагнетательном трубопроводе *4*. Достоинства гидроэлеваторов: создание вакуума и способность всасывания пульпы, отсутствие движущихся частей, нечувствительность к попаданию воздуха в трубопровод, способность пропускать породу со сравнительно крупными фракциями, простота обслужива-

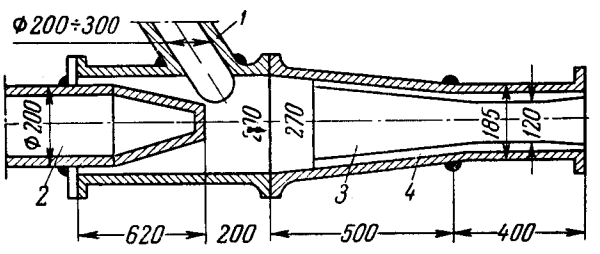


Рис. 16.5. Гидроэлеватор

ния, небольшие размеры и вес. Однако гидроэлеваторы имеют низкий к. п. д. — не более 0,20. Гидроэлеваторы применяют при небольших расстояниях и производительностях, особенно в стесненных условиях (уборка породы от проходческих комбайнов, чистка зумпфов, заливка углесосов и т. п.).

IV. Пульпонасосы

Особенностями пульпонасосов являются приспособленность к пропуску кусков материала и защита от износа деталей твердыми частицами.

Пульпонасосы могут быть центробежные и поршневые или плунжерные. Как правило, применяют центробежные.

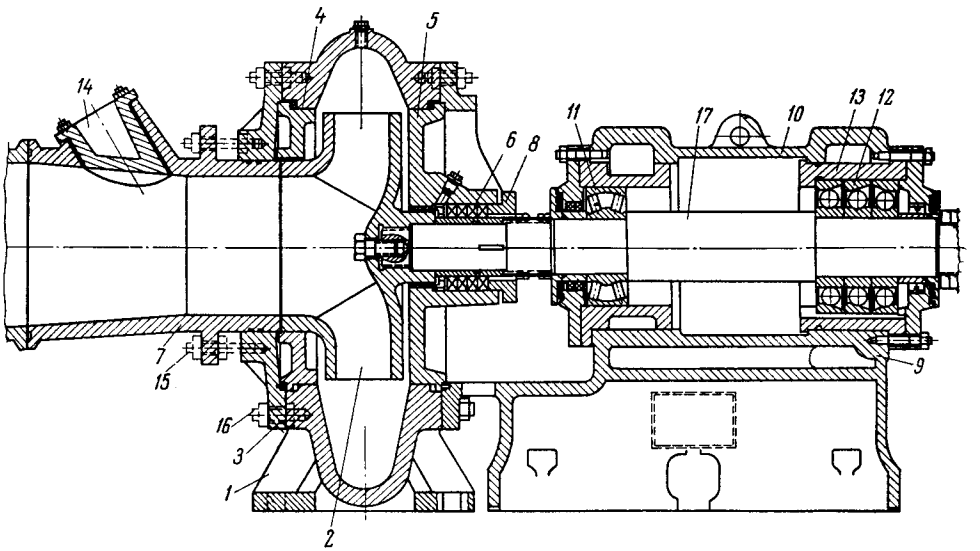


Рис. 16.6. Углесос:

1 — корпус; *2* — рабочее колесо; *3* — передняя крышка; *4*, *5* — бронедиски; *6* — набивка сальника; *7* — всасывающий патрубок; *8* — крышка сальника; *9*, *10* — корпус; *11*, *12* — подшипники; *13* — обойма подшипников; *14* — смотровое окно; *15*, *16* — шпильки; *17* — вал

Размеры и форму проточных каналов проектируют с учетом пропуска кусков максимального диаметра. Рабочие колеса делают с небольшим количеством радиальных лопаток. Между колесом и корпусом оставляют значительные зазоры и большое кольцевое пространство на выходе из колеса (диффузор). Скорость вращения колес (обычно 740—920 *об/мин*) меньше, чем у обычных насосов, так как при больших скоростях растут измельчение груза и износ насоса; к. п. д. примерно на 10—20% ниже, чем у насосов для воды.

Детали насосов выполняют из износостойких материалов, а толщину стенок корпуса, дисков, лопастей назначают с учетом износа. Конструкция насоса должна обеспечивать легкость сборки и разборки, а также замены быстроизнашивающихся деталей. Особенно прочными должны быть уплотнения, поскольку частицы вызывают их интенсивный износ. Наиболее целесообразны регулируемые уплотнения. При эксплуатации возможна забивка каналов, неравномерный износ колес, что приводит к разбалансировке ротора и повышенным нагрузкам на подшипники, которые принимают более прочными, чем у обычных насосов. На рис. 16.6 показан

углесос, предназначенный для гидротранспортирования угля и углепородных смесей с крупностью кусков до 90 *мм*. По сравнению с известными конструкциями подобных насосов здесь применены торцовые регулируемые уплотнения (передние и задние) и новая компоновка подшипников качения. Подшипники охлаждаются водой, поступающей от нагнетательного трубопровода. Для очистки рабочего колеса на корпусе и всасывающем патрубке предусмотрены люки. Рабочее колесо укреплено на резьбе.

Характеристика современных пульпонасосов приведена в табл. 16.2.

Таблица 16.2

Технические характеристики пульпонасосов

Показатель	Типы углесосов и землесосов										
	8ШНВ	8УВД-2	10У-12	10У-6	УВК-160	6УВС	10УВЛ×2М 10УВТ×2М	16УВТ×2	3ГМ-1	3ГМ-2М	20Р-П
Производительность, $м^3/ч$	540	350	900	60	1400	600	800	2000	1200	1600—1900	4000
Напор, *м вод. ст.*	84	120	60	150	175	85	250	450	43	40—62	54
Скорость вращения, *об/мин*	1450	1450	1450	1450	1480	1480	1450	1480	730	590—740	490
Проходное сечение каналов рабочего колеса, *мм*	80	90	100	100	100	150	100	100	200	200	300
Диаметр рабочего колеса, *мм*	510	620	480	690	700	600	630	825	700	850	1250
Мощность электродвигателя, *квт*	250	320	320	630	1000	320	1000	5000	280	400—570	1100
Диаметр патрубков, *мм*:											
всасывающего	200	250	300	250	300	200	350	450	300	350	500
напорного	150	200	200	200	250	150	300	300	300	300	500
Основные размеры, *мм*:											
длина	1625	1831	1868	1911	1540	1860	2230	2730	2060	2080	3540
ширина	1058	935	850	1085	1250	900	2045	1800	1520	1600	2200
высота	946	935	880	1070	1400	885	1705	—	1355	1650	2200
Вес, *кГ*	1430	1495	1600	1806	3000	1172	6430	6843	2775	3600	9250

Дальнейшее совершенствование конструкций пульпонасосов направлено на улучшение гидродинамики проточной части рабочего колеса и отвода, подбора износостойких материалов для деталей машин.

V. Питатели

Назначение питателя — подача груза в напорный трубопровод насосной установки (рис. 16.1, *г*).

По характеру работы во времени питатели бывают непрерывного действия, осуществляющие непрерывную подачу транспортируемого мате-

риала в трубопровод (шнековые, центробежные, гидродинамические и др.), и циклического действия, в которых отдельные части подающего устройства поочередно сообщаются с напорной магистралью (камерные, роторные, трубчатые, барабанные и др.).

Установки с питателями могут быть выполнены без сброса напорной жидкости (питатели непрерывного действия и поршневые цикличного действия) и со сбросом технологической напорной воды (большинство питателей цикличного действия). Последние разделяют на водовытесняющие (сброс технологической жидкости производится в результате загрузки

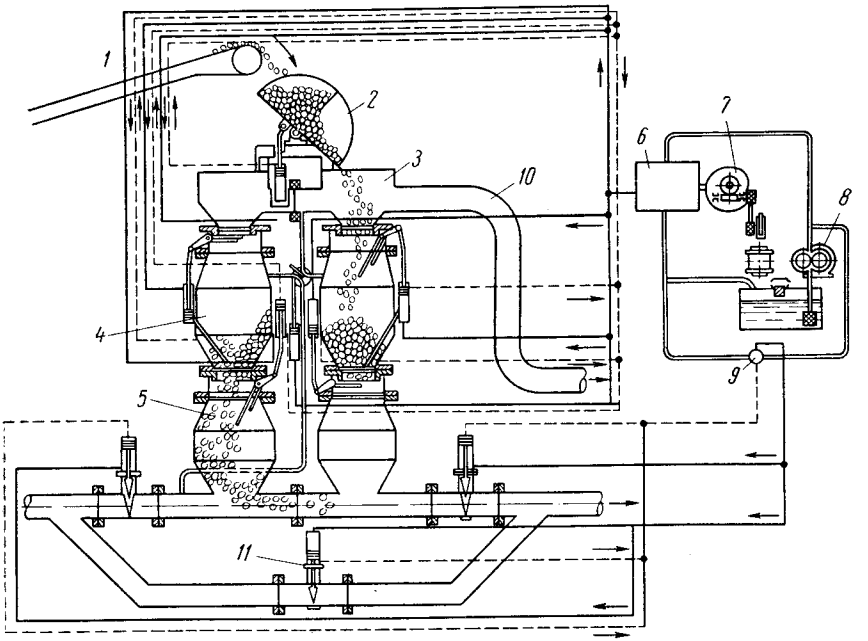


Рис. 16.7. Схема камерного питателя 2КП2

материала) и водообменные (загрузка материала в которые производится только после предварительного выпуска воды).

Применяют практически только камерные питатели, в которых имеется не менее двух секций. Одна из них методом шлюзования подает груз в трубопровод, а другая на это время изолирована от трубопровода и заполняется грузом. Затем функции меняются. На рис. 16.7 показана схема питателя 2КП2. Он состоит из двух секций, каждая из которых имеет верхнюю уравнительную и нижнюю смесительную камеры с откидными тарельчатыми затворами. Порода с конвейера *1* сгружается на двухсекторный опрокидной дозатор *2*, объем каждого сектора которого равен полезной емкости уравнительной камеры. При подаче материала через короб *3* в уравнительную камеру *4* затвор между нею и смесительной камерой закрыт, а верхний открыт. Вода, вытесняемая материалом из камеры *4*, стекает по трубопроводу *10*. После заполнения уравнительной камеры ее затвор автоматически закрывается, в нее для выравнивания давления в обеих камерах подается напорная вода и затем открывается затвор смесительной камеры *5*, через которую материал поступает в пульпопровод. Дозатор, затворы, задвижки *11* обводного устройства имеют приводы

от гидроцилиндров, питаемых от насоса *8*. Схема управления содержит золотник *6*, переключаемый кулачковым механизмом *7*, и кран *9* управления задвижками обводного устройства.

Недостаток камерных питателей: неравномерность разгрузки, а при легких грузах (уголь) к тому же малая скорость разгрузки.

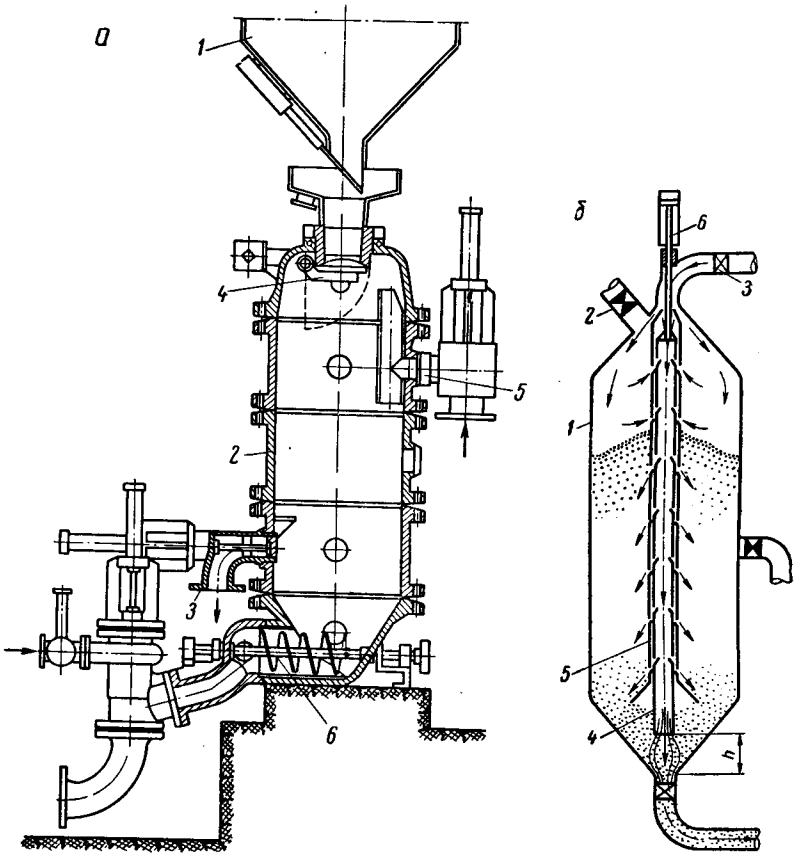


Рис. 16.8. Схемы питателей с регулируемым выпуском:
а — со шнековым дозатором; *б* — струйно-гидравлический питатель

На рис. 16.8 представлены схемы со специальными средствами для регулирования и ускорения истечения груза из камер. На рис. 16.8, *а* приведен камерный питатель *1* в сочетании со шнековым дозатором. После наполнения камеры *2* углем закрывают клапанный затвор *4* и отключают сливную трубу *3*, одновременно по трубе *5* производят заливку в камеру *2* заполняющей воды. Затем открывают затворы на водопроводе и рабочем трубопроводе, включают шнековый дозатор *6* и производят разгрузку порции угля в трубопровод.

На рис. 16.8, *б* приведена схема камерного струйно-гидравлического питателя. Груз подается в камеру *1* через патрубок *2*. После заполнения грузом в камеру через трубу *3* подают воду. В отличие от других питателей, через питатель пропускается весь расход напорной воды.

В верхней части камеры не заполненной грузом, вода через отверстия проникает в центральную трубу *5* и дозирующую трубу *4*. Ниже вода через отверстия выходит из трубы *5* и за счет скоростного напора принудительно проталкивает груз книзу. Дозировка осуществляется подъемом трубы *4* с помощью привода *6*. Поток из трубы *4* обеспечивает подачу груза в пульпопровод, которая регулируется высотой подъема трубы h.

§ 16.4. ТИПЫ И ПАРАМЕТРЫ УСТАНОВОК

На угольных шахтах с гидродобычей применяют следующие типы установок.

Самотечные с желобами (см. рис. 16.1, *а*) для транспорта по горизонтальным выработкам (производительность до 600 *Т/ч*, уклон выработок 0,05—0,07, длина транспортирования — до 1500 *м*).

Углесосные установки (см. рис. 16.1, *б*) для транспорта по горизонтальным выработкам; для подъема угля на поверхность (производительность до 1600 $м^3/ч$, высота подъема при одном углесосе до 300 *м*, при последовательной установке двух углесосов вдвое больше, крупность кусков до 100 *м*); для транспортирования угля от шахты к центральной обогатительной фабрике (производительность до 1000 $м^3/ч$, длина транспортирования до 12 *км*, крупность кусков до 100 *мм*, диаметр труб до 600 *мм*).

Насосные установки с питателями (рис. 16.1, *в*) для подъема угля с больших глубин (производительность до 60 $м^3/ч$, высота подъема до 500 *м*, крупность кусков до 100 *мм*).

Высота подъема ограничивается прочностью камер питателя, так как с повышением давления растут толщина стенок камер и их вес.

На угольных шахтах с обычной технологией добычи применяют следующие типы установок. Напорные установки с естественным напором (рис. 16.1, *г*) для подачи в шахту закладочных материалов. Длина трубопровода может превышать разность отметок концов трубопровода не более чем в 5—6 раз. Производительность (по породе) до 150 $м^3/ч$, напор до 200 *м*, крупность кусков до 50 *мм*. Насосные установки с питателем (рис. 16.1, *г*) для подачи породы в отвал. Производительность до 1600 $м^3/ч$, длина транспортирования до 10 *км*, крупность кусков до 100 *мм*. Поскольку шахтная порода имеет значительную крупность, то перед подачей в питатель ее дробят.

На обогатительных фабриках основной тип — установки с пульпонасосом (рис. 16.1, *б*). Их применяют для удаления хвостов в отвалы (производительность по породе до 500 $м^3/ч$, длина трубопровода до 8 *км*, диаметр частиц до 3 *мм*, диаметр труб до 1200 *мм*), для внешнего транспортирования мелкого ископаемого к потребителю (производительность по углю до 250 *Т/ч*, общее расстояние транспортирования до 200 *км*, диаметр частиц до 0,3 *мм*).

На карьерах применяют следующие типы установок: самотечные — для подачи отбитой гидромонитором горной массы к зумпфу напорных гидроустановок; установки с землесосами для вскрытия месторождений (производительность до 14 000 $м^3/ч$, длина до 6 *км*, крупность частиц до 50 *мм*, диаметры труб до 900 *мм*).

§ 16.5. АВТОМАТИЗАЦИЯ

I. Пульпонасосные установки

Автоматизация может ставить задачи либо только автоматического управления приводом и запорной арматурой, либо автоматического регулирования работой установки с целью поддержания оптимального режима. Практически пока применяют только схемы автоматического управления с некоторыми элементами поддержания заданного режима. Схемы автоматического регулирования находятся в стадии разработки.

Схема автоматического управления должна обеспечивать заливку насоса, пуск и остановку электродвигателя пульпонасоса, включение

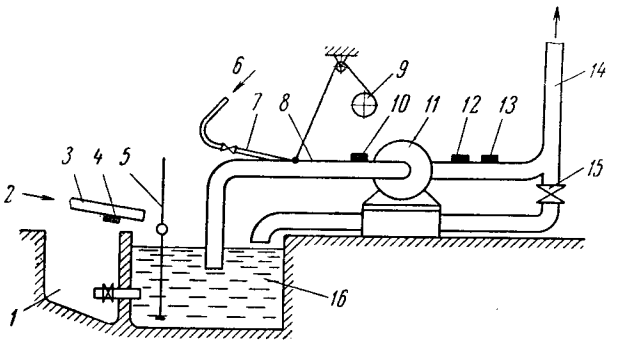


Рис. 16.9. Технологическая схема автоматизации углесосной установки:

1 — запасный объем; *2* — пульпа; *3* — пульповод; *4* — датчик скорости пульпы; *5* — датчик уровня; *6* — напорная вода; *7* — гидроэлеватор для заливки; *8* — всас; *9* — лебедка для подъема всаса; *10* — дифманометр; *11* — углесос; *12* — консистентометр; *13* — манометр; *14* — нагнетательный пульпопровод; *15* — аварийный пульпосброс; *16* — зумпф

и отключение подачи промывочной воды к бронедискам, для охлаждения подшипников, для промывки трубопровода после остановки насоса, включение резервного пульпонасоса.

На рис. 16.9 представлена технологическая схема автоматизации углесосной установки.

Импульс на запуск углесоса подается при достижении пульпой верхнего уровня в зумпфе, который контролируется датчиком уровня, и при наличии потока пульпы, контролируемого индикатором скорости пульпы.

Пуск углесоса состоит из следующих операций: заливка, подача напорной воды к бронедискам и для охлаждения подшипников, опускание всаса в рабочее положение, включение двигателя углесоса.

Поскольку обратный клапан на всасывающем трубопроводе поставить нельзя, то заливку осуществляют гидроэлеватором, который отключается после опускания всаса и окончания пуска углесоса.

Импульс на отключение углесоса подается при достижении минимального уровня в зумпфе. Отключение углесоса состоит из следующих операций: отключение двигателя, отключение промывочной воды для промывки зазоров и охлаждения подшипников, подъем всаса, подача напорной воды для промывки нагнетательного трубопровода.

При аварийном отключении электроэнергии, когда нельзя произвести промывку пульпропровода водой, открывается аварийный пульпосброс и пульпа сбрасывается в зумпф. В противном случае в вертикальном пульпопроводе частицы твердого осядут вниз и забьют пульпопровод.

Контроль режима работы углесоса осуществляют дифманометром, контролирующим вакуум во всасывающем трубопроводе, манометром, контролирующим давление в нагнетательном трубопроводе, консистентором, контролирующим плотность пульпы, реле расхода, контролирующим подачу воды к бронедискам и для охлаждения подшипников.

Длительный режим работы пульпонасосов при переменном притоке пульпы обеспечивается регулятором, позволяющим насосу подсасывать воздух в определенных количествах или добавляющим в пульпопровод воду из напорного водовода; по новым разработкам режим работы поддерживается за счет использования аккумулируемого в бункере угля крупных классов. В случае повышенного притока гидросмеси часть его может переливаться в аварийную емкость, откуда по мере накопления откачивается.

Для схем автоматического регулирования основной задачей является обеспечение стабильной работы на заданном эффективном режиме в течение длительного времени при переменном притоке и плотности гидросмеси.

Эффективным является режим транспортирования со скоростью, близкой к критической, при максимальном насыщении гидросмеси и максимальном к. п. д. агрегата. Однако на гидрошахтах такой режим работы насосов трудно достижим вследствие изменения в широких пределах консистенции гидросмеси в зависимости от условий разрабатываемого пласта, давления у монитора, организации работ в забое и т. д.

Регулирование пульпонасосной установки можно осуществлять изменением скорости вращения рабочих колес, плотности гидросмеси, сопротивления сети, содержания воздуха в пульпе. Дросселирование задвижками (изменение сопротивления сети) применяют редко и только для очень мелких неабразивных грузов. Плотность гидросмеси изменяют подъемом или опусканием всаса (рис. 16.9), подводом воды в зумпф или догрузкой твердого из резервной емкости, впуском воды во всасывающий трубопровод.

Регулирование введением воздуха во всасывающий трубопровод дает возможность уменьшить производительность до 70% номинальной, однако при этом значительно снижается к. п. д. углесоса и возникает опасность срыва вакуума во всасывающем трубопроводе.

Наиболее экономично регулирование изменением скорости вращения рабочего колеса за счет применения специальных систем электропривода: асинхронно-вентильный каскад, каскад с асинхронным двигателем и машиной постоянного тока, привод с турбомуфтами или с электромагнитными муфтами. Однако для установок с большой высотой нагнетания диапазон изменения скорости вращения ограничен — при снижении скорости не будет обеспечиваться нужный напор, а при повышении возможна кавитация.

II. Установки с естественным напором

Основное требование к схеме — поддержание заданной консистенции пульпы.

На рис. 6.10 показана схема автоматизации гидрозакладочной установки. С возрастанием консистенции пульпы возрастает давление, контролируемое манометром *1*, показания которого передаются в камеру

смесительного устройства и служат для регулирования работы питателя *3*. Демпфер-предохранитель *2* служит для предохранения датчика давления от загрязнения.

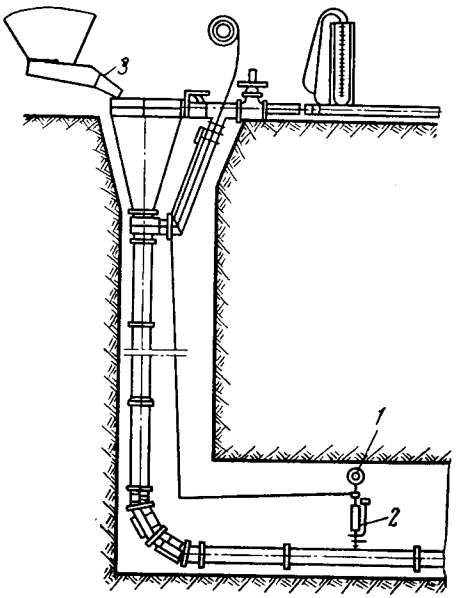


Рис. 16.10. Схема автоматизации гидрозакладочной установки

§ 16.6. РАСЧЕТ

Постановка задачи. Дано $Q_т$ — расход твердого, $T/ч$; гранулометрический состав твердого, в том числе $a_{ср}$ и a_{max} — средневзвешенный и максимальный размер кусков, $м$; $\gamma_т$ — объемный вес твердого, $T/м^3$; L и h — длина пульпопровода и геодезическая высота нагнетания, $м$. Определить $V_{пул}$ и $V_в$ — расход пульпы и воды, $м^3/ч$; D — диаметр труб, $м$; H — напор, $м$ *вод. ст.*

Задаваясь допускаемой концентрацией s (16.2), из выражения (16.6) находим расход воды и из (16.2) — расход пульпы. Если установка принимает груз от гидромониторных забоев, то сравниваем действительный расход воды с минимальным, полученным выше. Как правило, при гидромеханизации расход воды значительно выше, чем это нужно по условию предельной концентрации. Приняв расход воды из (16.6), находим действительную концентрацию пульпы и из (16.2) — ее расход. Принимаем диаметр трубы по условию (16.5) и находим скорость движения пульпы из (16.1) и сравниваем ее с критической (16.9) или (16.11). Для нормальной работы установки

$$u_{кр} < u < u_{кр}(1{,}15 \div 1{,}2). \qquad (16.17)$$

При малых скоростях может появиться заиливание труб, при больших — растут расход энергии и износ. Если оказалось, что $u < u_{кр}$, то нужно либо повысить расход воды, либо уменьшить размер кусков (дробить их), что позволяет снизить D, а следовательно, с одной стороны, повысить u, с другой — понизить $u_{кр}$.

Если оказалось, что $u > 1{,}2u_{кр}$, то следует увеличить диаметр трубы. Приняв D и установив действительное u, из (16.14) находим потребный

напор. Имея расход пульпы, максимальный размер кусков и необходимый напор, выбираем пульпонасос.

Если трубопровод наклонный, то при углах до 60° его считают по формулам горизонтального, при углах, больших 60°, — по формулам вертикального.

Если трубопровод имеет и горизонтальные, и вертикальные участки, то подбор параметров ведут по горизонтальному участку, так как для него $u_{кр}$ (16.9) выше, чем для вертикального (16.11). Если при этом окажется, что в вертикальном участке скорость значительно выше, чем $u_{кр}$ (16.11), то для него принимают диаметр труб больше, чем для горизонтального участка.

При расчете самотечного транспорта (рис. 16.1, *а*), определив расход пульпы аналогично сказанному выше, подбирают сечение желоба, удовлетворяющее условию (16.17). Имея скорость, из (16.13) находят необходимый геодезический уклон.

§ 16.7. ЭКСПЛУАТАЦИЯ

Основными вопросами эксплуатации пульпонасосов является борьба с износом и забивкой проходных каналов. Наиболее изнашиваемыми деталями являются крышка на всасывающей стороне (части ее перед входом в рабочее колесо, особенно лопатки) и бронедиски.

Наиболее изнашиваемыми частями рабочего колеса являются диски, входные и выходные кромки лопаток. Диски рабочего колеса изнашиваются с внутренней стороны более или менее равномерно, но передний диск с наружной стороны изнашивается весьма интенсивно, особенно при наличии значительного зазора между рабочим колесом и передним бронедиском, а также при недостаточном отжиме гидросмеси и несвоевременной регулировке этого зазора.

В полости (зазоры) между крышками (или бронедисками) и рабочим колесом необходимо непрерывно подавать промывочную воду. Без промывки зазоры быстро увеличиваются вследствие циркуляции в них гидросмеси. Зазоры рабочего колеса и сальниковые уплотнения необходимо периодически регулировать.

С целью недопущения негабаритных кусков в зумпф поток пульпы направляют на колосниковую решетку, которую для снижения трудоемкости уборки крупных включений следует устанавливать под углом так, чтобы негабаритные куски самотеком скатывались в приямок зумпфа (или специальное отделение).

Основными причинами неисправностей в работе гидроэлеваторов являются забивка всасывающего патрубка или горловины, а также износ деталей насоса. Перед всасывающей трубой (или патрубком) гидроэлеватора у приемного окна зумпфа нужно устанавливать грохот с отверстиями между колосниками в 2,0—2,5 раза меньшими по сравнению с размерами горловины. Важными являются регулярный осмотр деталей и замена их по мере износа.

Трассы трубопроводов принимают по возможности прямолинейными с минимальным количеством поворотов и резких изменений уклонов. Величина радиуса закругления колен берется равной $(2 \div 4)D$; закругления трубопроводов размещают имея в виду расстояние между соседними коленами, которое может быть не менее $25D$. Для устройства магистральных трубопроводов используют трубы с глухими или вращающимися фланцами для цельнотянутых труб без фланцевых соединений.

Трубопровод, сооруженный на срок эксплуатации более 1,5—2 лет, монтируют цельносварным. Такие трубопроводы большой протяженности (более 2—3 *км*) следует укладывать в траншеи (глубиной до 1,5 *м*), особенно в районах с суровой зимой.

Короткие трубопроводы длиной до 500—600 *м* укладывают на почве или эстакадах. Эксплуатация таких открытых трубопроводов в зимнее время при условии непрерывной работы вполне надежна. Наблюдения показывают, что подаваемая землесосом в нагнетательный трубопровод гидросмесь нагревается до 15—20° С и не успевает отдать тепло на длине трубопровода до 400—600 *м*. При работе на повышенных скоростях длина транспортирования может быть увеличена.

Литература к гл. 16: 58, 145, 146, 155, 162.

ГЛАВА 17

ПНЕВМОТРАНСПОРТНЫЕ УСТАНОВКИ

§ 17.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Принцип действия — перемещение груза по трубам в струе воздуха.

К установкам пневматического транспорта относятся и аэрационные наклонные желоба, в которых движение пылевидных и мелкозернистых легкосыпучих материалов происходит за счет насыщения (аэрации) воздухом потока частиц и сообщения им вследствие этого свойства текучести.

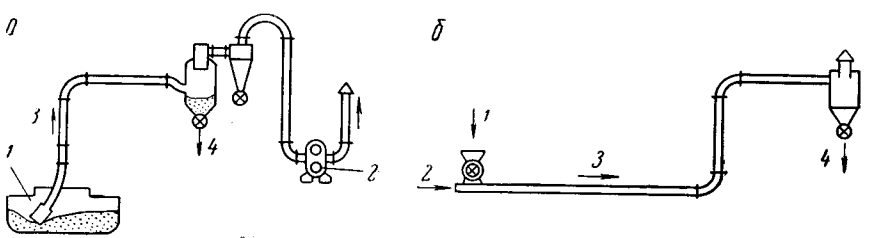


Рис. 17.1. Схемы пневматических транспортных установок

В зависимости от способа создания разности давлений различают всасывающие (рис. 17.1, *а*), нагнетательные (рис. 17.1, *б*) и смешанные системы (рис. 17.2).

В установках смешанного типа насыпной материал загружается в конце трубопровода всасывающей части, затем подается через загрузочное устройство в трубопровод нагнетательной части, по которому перемещается к месту разгрузки.

Составные части всасывающих установок (рис. 17.1, *а*): всасывающий наконечник *1*, вакуум-насос *2*, труба *3*, грузоотделитель *4* (в котором из воздуха осаждается груз); нагнетательных установок (рис. 17.1, *б*): загрузочное устройство *1* (питатель), обеспечивающее равномерную подачу груза в трубопровод, компрессор *2*, труба *3* и грузоотделитель *4*.

По величине давления нагнетательные транспортные установки выполняются низкого давления — до 0,5 *ати*, высокого — до 7 *ати* и среднего — до 3 *ати*. Разрежение во всасывающих установках доходит до 0,35 *кГ/см*^{2}.

Можно транспортировать сыпучие нелипкие грузы (песок, щебень, опилки, зерно, цемент и т. п.). Производительность до 500 *Т/ч*, длина до 700 *м* (в некоторых случаях до 2500 *м*). Трасса любая — с горизонтальными, наклонными и вертикальными участками, возможно устройство закруглений.

Основные достоинства: возможность применения при сложной трассе с разветвлениями, высокая степень автоматизации, значительная скорость вылета материала из трубы (что удобно при возведении закладки), при

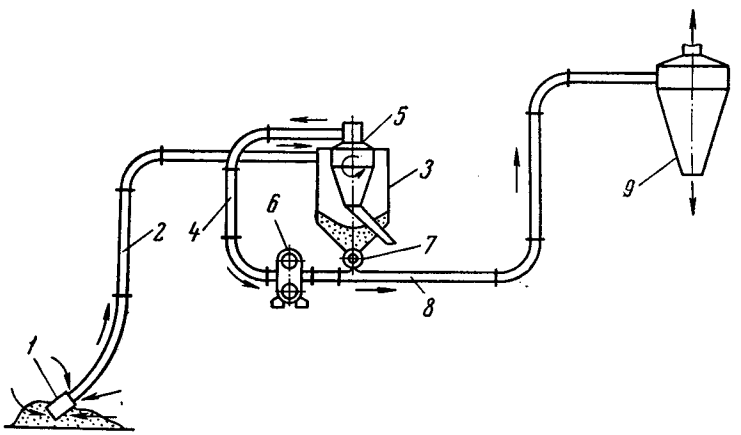


Рис. 17.2. Схема всасывающе-нагнетательной пневмотранспортной установки:

1 — ввод материала; *2* — всасывающий трубопровод; *3* — промежуточный бункер с загрузочным устройством; *4* — воздухопровод; *5* — фильтр; *6* — насос; *7* — питатель; *8* — нагнетательный трубопровод; *9* — разгрузка материала

применении всасывающих установок возможность самозагрузки материала засасыванием в наконечник (рис. 17.1, *а*) и гигиеничность труда.

Основные недостатки: интенсивный износ оборудования и измельчение груза, значительное пылеобразование и шум при применении нагнетательных установок, значительный расход энергии и наличие компрессоров. Нагнетательные установки в основном применяются для транспортирования закладочных материалов; имеются установки для подъема из шахты угольной мелочи. На обогатительных фабриках их применяют для транспортирования хромита, магнетита и других руд.

Всасывающие установки широко применяются для уборки и перемещения опилок и стружек на лесных складах шахт и рудников.

§ 17.2. УСТРОЙСТВО СОСТАВНЫХ ЧАСТЕЙ

К основному оборудованию пневматических транспортных установок относятся трубопроводы, загрузочные устройства (питатели), всасывающие сопла, отделители и фильтры.

Для трубопровода обычно применяются чугунные или стальные цельнотянутые трубы диаметром 50—250 *мм*. При транспортировании малоабразивных материалов толщина стенок труб 1—3 *мм*, а для абразивных материалов 10—12 *мм*. Соединение труб между собой производится при помощи фланцев. Для уменьшения износа стальные трубы иногда футеруют вкладышами из плавленого базальта. На закруглениях трубы футеруют сменными пластинами из твердой стали, а также применяют износостойкие стальные колена, имеющие на закруглении специальную стальную гребенку, и колена из чугуна с утолщенной до 30—40 *мм* внешней стенкой (иногда со сменной стенкой на участке наибольшего износа).

На горизонтальных участках для обеспечения равномерного износа трубы периодически поворачивают относительно продольной оси. Необ-

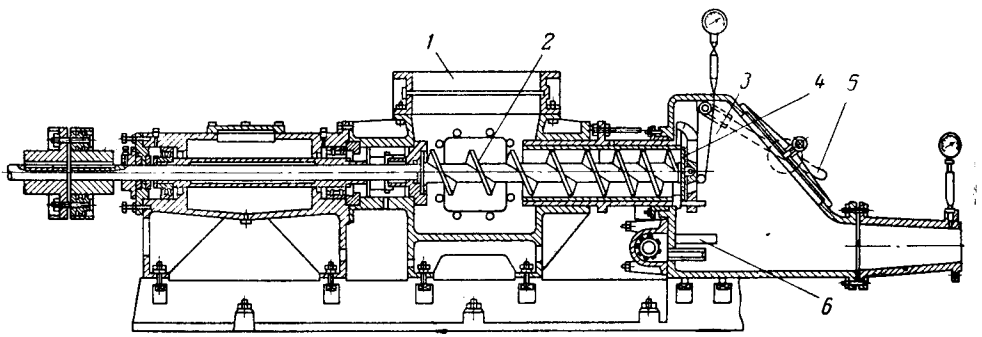


Рис. 17.3. Шнековый питатель

ходимо принимать также меры для предотвращения конденсации влаги в трубопроводе и ее удаления.

Для загрузки пневматических установок нагнетательного типа служат специальные загрузочные устройства — питатели, называемые в закладочных установках закладочными машинами. Наибольшее применение имеют винтовые и камерные питатели и шлюзовые затворы.

В винтовом питателе (рис. 17.3) из воронки *1* материал шнеком *2* подается в смесительную камеру *3*. Шнек имеет переменный, уменьшающийся по ходу движения шаг, что обеспечивает необходимое уплотнение материала, препятствующее прорыву воздуха из смесительной камеры в загрузочную воронку. Степень уплотнения регулируется обратным клапаном *4* с противовесом *5*. Сжатый воздух подается в смесительную камеру насадками *6*, число которых устанавливают в зависимости от плотности и крупности материала до 10 и более. Производительность шнековых питателей доходит до 75—150 *т/ч* при мощности привода до 150—200 *квт*. Качество пневмозатвора обеспечивает надежность работы питателя при давлениях в сети до 3—4 *ати*. В связи с большим расходом энергии и быстрым износом винта такие питатели применяются только для перемещения малоабразивных пылевидных грузов.

Наиболее широко применяются камерные питатели, так как они имеют меньший расход энергии и в них отсутствуют быстроизнашивающиеся детали. Материал поступает в загрузочный бункер (рис. 17.4) закладочной машины, после открывания клапана *1* поступает в камеру *I*, затем закрывается клапан *1*, открывается клапан *2* и материал пересыпается в камеру *II*, из которой он крыльчатым питателем *5* непрерывным

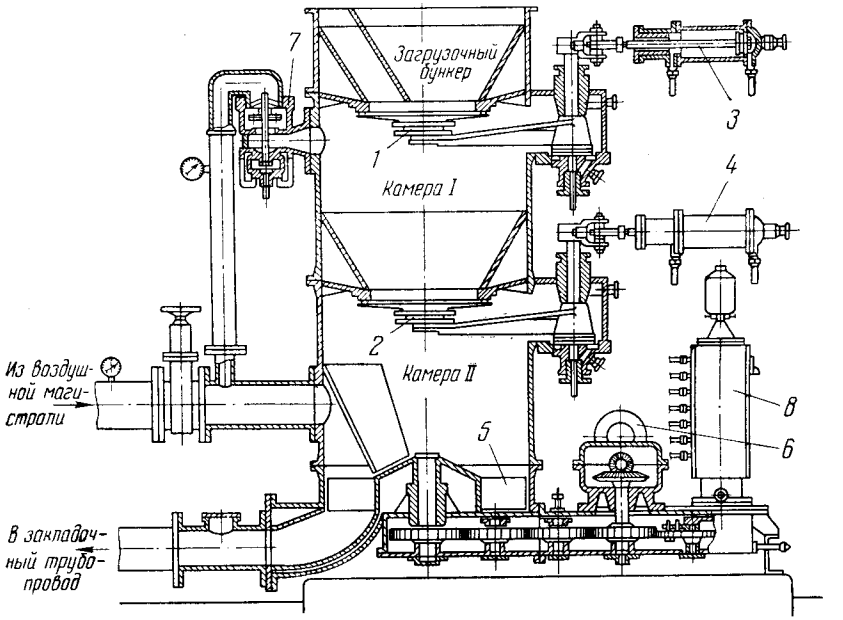


Рис. 17.4. Камерная закладочная машина ПМЗ-1м:

1, *2* — клапаны; *3*, *4* — пневмодомкраты; *5* — питатель; *6* — пневмодвигатель; *7* — уравнительный клапан; *8* — воздухораспределитель

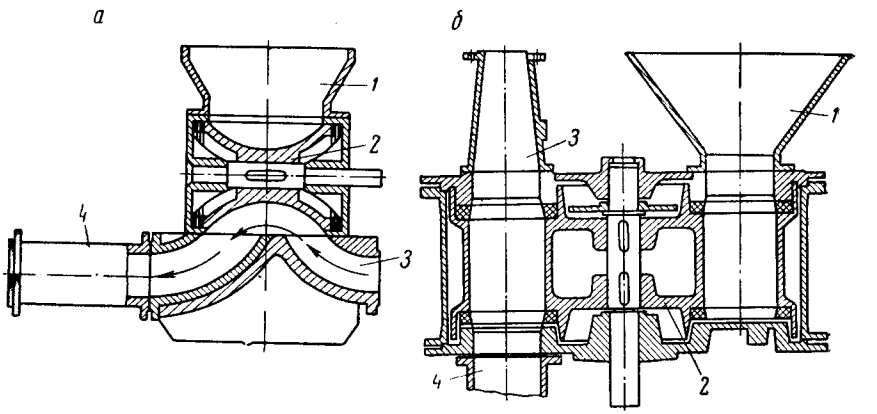


Рис. 17.5. Барабанная закладочная машина:

а — горизонтальное расположение барабана; *б* — вертикальное расположение барабана; *1* — приемная воронка; *2* — дозирующий барабан; *3* — подвод сжатого воздуха; *4* — закладочный трубопровод

потоком подается в закладочный трубопровод. Затем цикл операций автоматически повторяется.

Шлюзовой затвор имеет чугунный литой корпус, в котором вращается на горизонтальной (иногда на вертикальной) оси лопастной барабан *2* (рис. 17.5). Внутренняя поверхность корпуса и наружные торцы лопастей барабана обработаны и притерты. Отдельные полости барабана при вращении последовательно сообщаются с бункером *1*, а затем с рабочим трубопроводом *3*. Шлюзовые затворы применяются в нагнетательных установках с небольшим давлением воздуха (до 1,4 *ати*). К недостаткам таких затворов можно отнести износ лопастного барабана при абразивных грузах и большие утечки воздуха.

Действие отделителей (разгрузителей) основано на резком уменьшении скорости и изменении направления воздушной струи, а также на действии центробежной силы. Для уменьшения скорости площадь поперечного сечения отделителя в 50—150 раз больше площади поперечного сечения трубопровода. Скорость воздуха в отделителях выбирается в пределах 0,2—0,8 *м/сек*, что обеспечивает выпадение максимального количества частиц. Обычно отделители имеют цилиндрическую форму с коническим днищем, снабженным снизу шлюзовым затвором для выгрузки материала. Для полной очистки воздух, прошедший через отделитель, пропускают через различные по конструкции пылеуловители (фильтры) — батарейные циклоны, рукавные, мокрые, электростатические и др.

В нагнетательных установках смесь воздуха с грузом может также свободно выбрасываться наружу. Свободное выбрасывание груза из нагнетательного трубопровода применяется при пневматической закладке на горных предприятиях.

§ 17.3. ТИПЫ И ПАРАМЕТРЫ УСТАНОВОК

Установки пневматического транспорта закладочных материалов выполняются нагнетательными — стационарными или передвижными. Производительность первых от 40 до 125 $м^3/ч$, а вторых от 5—10 до 30—40 $м^3/ч$. Расстояние транспортирования для стационарных установок составляет от 300 до 1500 *м*, для передвижных от 30—40 до 300—400 *м*.

При использовании в качестве закладочных материалов дробленых коренных горных пород, в которых содержится не более 10—15% глинистых частиц и до 4—6% влаги (по весу), удельный расход свободного воздуха составляет от 70—80 $м^3$ при диаметре труб 150—175 *мм* и до 120—150 $м^3$ при диаметре труб 175—200 *мм* на 1 $м^3$ породы; рабочее давление в пневматической сети от 2,5—3 до 4—5 *ати*. Наименьшее значение удельного расхода воздуха характерно для установок с камерными закладочными машинами высокой производительности, имеющих общую длину прямолинейных горизонтальных участков трубопровода до 500—700 *м* при трех-четырех коленах под углом 90°; повышенные значения удельного расхода воздуха характерны для установок малой производительности, при значительной протяженности трубопровода и большом количестве колен.

Наиболее экономичными являются передвижные установки с барабанными закладочными машинами, осуществляющие транспортирование породы на расстоянии до 100—150 *м* по горизонтали. Для них характерны меньшие эксплуатационные затраты на обслуживание и ремонт оборудования.

Для транспортирования угольной мелочи и пыли отдается предпочтение нагнетательной системе пневматического транспорта со шнековыми питателями; длина трубопроводов от 50 до 300 *м*; потребное давление 2—3 *ати*. На перемещение 1 *Т* пыли расходуется до 30—40 $м^3$ воздуха; расход энергии 0,8—1 *квт·ч*.

В настоящее время пневматический транспорт нашел применение в шахтах для перемещения мелкого угля по стволам шахт.

При транспортировании хромита, магнетита транспортные системы оборудуются камерными машинами, работающими от пневматической сети, с давлением воздуха до 5 *ати*. При работе на медных концентратах используются также вентиляторы, развивающие напор 420 *мм вод. ст.* и более, расход воздуха до 3000 $м^3/ч$.

§ 17.4. РАСЧЕТ

Задача расчета. Дано: $Q_т$ — весовой расход груза, *Т/ч*, *а* — диаметр кусков, *м*; $\gamma_т$ — объемный вес частиц твердого, $кГ/м^3$; трасса трубопровода. Определить: *D* — диаметр трубопровода; $Q_в$ — объемный расход свободного воздуха, $м^3/сек$; *P* — необходимый перепад давления воздуха, $кГ/см^2$.

$$Q_в = \frac{Q_т}{3{,}6\mu}, \; м^3/сек, \tag{17.1}$$

где μ — удельный весовой расход воздуха, *Т/Т*;
$\mu = 8 \div 15$ для закладочных материалов и породы;
$\mu = 12 \div 25$ для крупного угля;
$\mu = 20 \div 40$ для мелкого угля;
$\mu = 30 \div 40$ для пылевидных материалов.

Скорость воздуха на выходе из пневмопривода принимают в соответствии со скоростью витания $v_{вит}$, т. е. со скоростью воздуха, при которой частица неподвижна в восходящем потоке воздуха:

$$v = (1{,}5 - 2)\, v_{вит}, \; м/сек. \tag{17.2}$$

$$v_{вит} = \sqrt{a \frac{\gamma_т}{\gamma_в}}, \; м/сек, \tag{17.3}$$

где γ — объемный вес свободного воздуха, $кГ/м^3$.

$$\gamma_в = 340 \frac{P}{T}, \; кГ/м^3, \tag{17.4}$$

где *P* — абсолютное давление воздуха, $кГ/см^2$;
T — абсолютная температура, °К.

Диаметр трубопровода по обеспечению принятой скорости воздуха

$$D \leqslant \sqrt{\frac{4v_в}{\pi v}}, \; м. \tag{17.5}$$

По условию кусковатости

$$D \geqslant (2 - 3)\, a. \tag{17.6}$$

Перепад давления в трубопроводе

$$P = \Delta P_д + \Delta P_в + \Delta P_д, \; кГ/см^2. \tag{17.7}$$

Линейное сопротивление потоку аэросмеси

$$\Delta P_д = (1 + \mu k)\,\Delta P_0,\ кГ/см^2, \qquad (17.8)$$

где $k = 0{,}1—0{,}15$ — коэффициент, обратно пропорциональный скорости потока;

$\Delta P_0 = P_н - P_к$ — падение давления при движении чистого воздуха,

$$P_н - P_к = 4{,}85\,\frac{\lambda T Q_в^2 L_{пр}}{D^5 \cdot 10^8}\ кГ/см^2, \qquad (17.9)$$

где λ — коэффициент сопротивления;

T — абсолютная температура воздуха, °К;

$Q_в$ — весовой расход воздуха, $кГ/сек$;

$L_{пр}$ — приведенная длина трубопровода, учитывающая дополнительные сопротивления колен, $м$.

Сопротивление колен принимают при углах поворота 15, 30, 45 и 90° соответственно 10, 15, 30 и 50 $м$.

Дополнительные потери напора на подъем

$$\Delta P_в = (1 + \mu)\,\frac{\gamma'_в H}{10^4}\ кГ/см^2, \qquad (17.10)$$

где H — разность геодезических отметок, $м$;

$\gamma'_в$ — объемный вес воздуха (17.4), соответствующий среднему давлению, $кГ/м^3$.

Динамические потери напора

$$\Delta P_д = (1 + 0{,}64\mu)\,\frac{\gamma_в v^2}{2g\,10^4}\ кГ/см^2. \qquad (17.11)$$

По установленному расходу воздуха и общему перепаду давления подбирают необходимый компрессор.

§ 17.5. ЭКСПЛУАТАЦИЯ УСТАНОВОК, ОХРАНА ТРУДА

Для успешной эксплуатации трубопроводов пневмотранспорта обязательным условием является тщательный монтаж труб с возможно меньшим количеством закруглений. Плохое качество монтажа труб с неровностями в стыках наблюдается чаще при прокладке магистралей на почве. Поэтому рекомендуется подвешивать трубопроводы, что облегчает монтажные работы.

Наиболее интенсивному износу подвергаются места неточных соединений труб и подвода сжатого воздуха, а также колена, закругления, переключатели и др. В отдельных случаях трубы в местах изгибов служат всего несколько дней.

Опыт показывает, что при работе на пылевидных абразивных материалах можно применять трубы с толщиной до 10—12 $мм$ и радиусом закругления 0,5—0,65 $м$. При тщательном монтаже срок службы таких колен и тройников достигает 6—8 месяцев.

Наиболее изнашивающаяся часть труб — нижняя, поэтому при эксплуатации рекомендуется трубы поворачивать (на 120°), что существенно увеличивает срок службы.

Основным моментом при наладке и опробовании следует считать установление количества воздуха и давление его, потребных для аэриро-

вания насыпного материала, поскольку основные неполадки в работе камерных питателей возникают по причине зависания пыли в камере или образования пробок в начале рабочего трубопровода.

Зависание материала в камере или чрезмерное скопление его в месте выпуска устанавливают по увеличению показаний манометра на корпусе питателя. Для ликвидации неполадок следует увеличить количество воздуха, подаваемого в аэрирующую систему трубок, и включить добавочный подвод сжатого воздуха в место выпуска материала.

Наиболее изнашивающиеся детали камерных питателей — клапаны и нижняя часть камеры, а у пневматических струйных насосов и загрузочных воронок — сопло и камера смещения.

При пневматической закладке в месте вылета породы из труб образуется большое количество пыли, поэтому обслуживающий персонал должен работать в респираторах. Движущиеся по трубе частицы при трении наводят электрический потенциал, поэтому трубы нужно заземлять.

Литература к гл. 17: 47, 145, 148.

Раздел VIII

РЕЛЬСОВЫЕ ПУТИ

ГЛАВА 18

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ УСТРОЙСТВА

§ 18.1. РЕЛЬСОВЫЙ ПУТЬ НА ПРЯМОЛИНЕЙНЫХ УЧАСТКАХ

I. Устройство

Путь состоит из нижнего и верхнего строения. К нижнему строению относятся земляное полотно, мосты, подпорные стенки, почва выработок (в шахтах). К верхнему строению относятся (рис. 18.1) рельсы со скреплениями, шпалы, балластный слой и противоугоны.

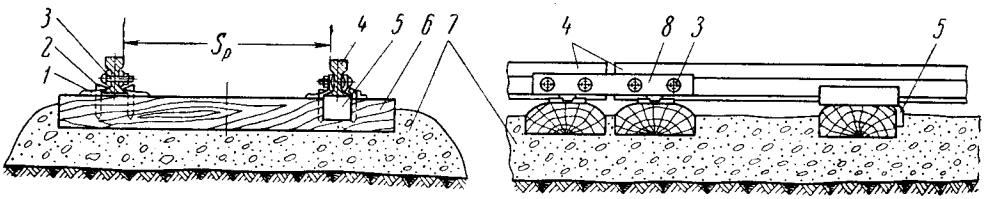


Рис. 18.1. Верхнее строение пути:

1 — подкладка; *2* — костыль; *3* — болт; *4* — рельс; *5* — противоугон; *6* — шпала; *7* — балласт; *8* — накладка

Рельсы (рис. 18.2) изготовляют из специальной рельсовой стали и термически обрабатывают. Цифры в обозначении рельса — округленный вес одного метра в килограммах. Рельсы от Р8 до Р24 называют

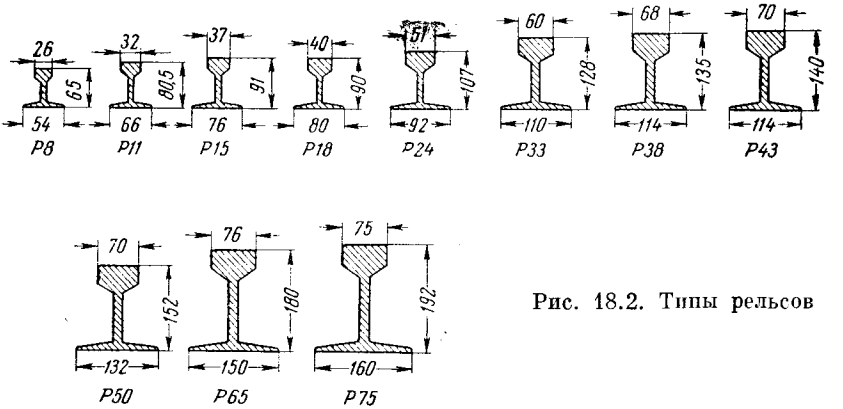


Рис. 18.2. Типы рельсов

узкоколейными; Р33 — рельсы для промышленного транспорта; рельсы от Р38 и выше — рельсы широкой колеи. Длина рельса ограничивается условиями перевозки его к месту укладки и составляет для узкоколейных рельсов 8 (10) *м*, для Р33 и выше — 12,5 (25) *м*.

Промежуточные скрепления служат для соединения рельсов со шпалами. Для центрирования подвижного состава рельсам придают уклон внутрь колеи («подуклонка»), равный коничности колес. Скрепления с деревянными шпалами показаны на рис. 18.3, *а*. В нераздельном скреплении (рис. 18.3, *б*) при ослаблении костылей из-за выдергивающего воздействия рельса подкладка движется относительно шпалы и изнашивает ее. В раздельном (рис. 18.3, *в*) — подкладка относительно шпалы неподвижна, но конструкция узла усложняется. Смешанное скрепление (рис. 18.3, *г*) относительно несложно и обеспечивает неподвижность подкладки. Для прикрепления используют костыли, реже шурупы.

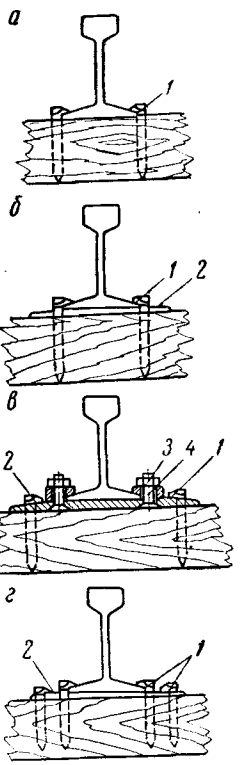


Рис. 18.3. Промежуточные скрепления:

1 — костыль; *2* — подкладка; *3* — клемма (прижимная прокладка); *4* — болт

Скрепления с металлическими или железобетонными шпалами имеют или специальную, или обычную конструкцию. В последнем случае в железобетонные шпалы, вставляют деревянные пробки под костыли.

Стыковые соединения соединяют концы рельсов. Они могут быть механическими и сварными. Механический стык осуществляется болтами и накладками (рис. 18.4). Первые три типа применяют для узкоколейных, вторые три — для ширококолейных рельсов. Для создания однородного по длине пути в СССР принято делать стыки на обоих рельсах друг против друга (по угольнику). Механический стык — самый слабый элемент пути.

Сварные стыки выполняют термитной, электродуговой, электроконтактной или газовой сваркой. Наиболее распространена электродуговая сварка. Опасения температурных напряжений в «бесстыковом» пути оказались преувеличенными. На железных дорогах сваривают участки до 800 *м* длиной. Сварные стыки существенно улучшают качество пути. Их следует применять на стационарных путях с большим сроком службы.

Шпалы являются опорами для рельсов, обеспечивают неизменность взаимного положения рельсовых нитей, воспринимают давление рельсов и передают его на балласт. Их изготовляют из дерева, железобетона или стали.

Деревянные шпалы (обычно сосновые) для предохранения от гниения пропитывают антисептиками — креозотовым маслом или фтористым натрием, что увеличивает срок службы в 2—4 раза. Длина шпал 2700 *мм* для колеи 1524 *мм*; 1700 *мм* для колеи 900 *мм*; 1500 *мм* для колеи 750 *мм*; 1200 *мм* для колеи 600 *мм*. Шпалы под рельсами размещают в соответствии с эпюрой (рис. 18.5).

Если заданы n_0 — число шпал на километр пути; l — длина рельса, *м*; a — расстояние между стыковыми шпалами (обычно 0,4 *м*), то число шпал на звено

$$n = \frac{ln_0}{1000}; \qquad (18.1)$$

расстояние между шпалами

$$c = \frac{l - 2a}{n - 2}, \ м; \qquad (18.2)$$

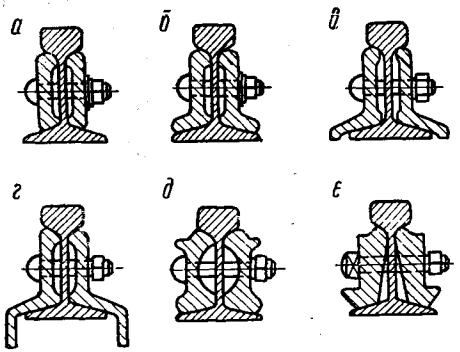


Рис. 18.4. Накладки:

а — плоская; *б* — уголковая; *в* — фартучная; *г* — фартучная усиленная; *д* — двухголовая; *е* — плоская усиленная

расстояние между стыковой и предстыковой шпалами

$$b = \frac{a + c}{2}, \ м. \qquad (18.3)$$

Значение n_0 устанавливают практикой эксплуатации (§ 19.4, § 20.4). Для подбивки балласта окно между шпалами должно быть не менее 250—300 *мм*, поэтому предельное число шпал $n_0 = 2000$ шпал на 1 *км* пути.

Железобетонные шпалы (рис. 18.6) имеют большой срок службы и обеспечивают устойчивость пути при интенсивном движении. Недостатки их — высокая стоимость, жесткость пути и хрупкость шпал, что

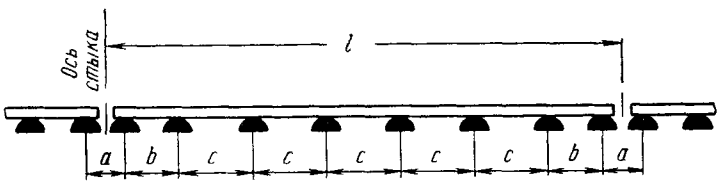


Рис. 18.5. Эпюра укладки шпал

в значительной мере устраняется применением предварительно напряженной арматуры и эластичных подкладок. Они целесообразны для стационарных путей с большим грузопотоком и сроком службы.

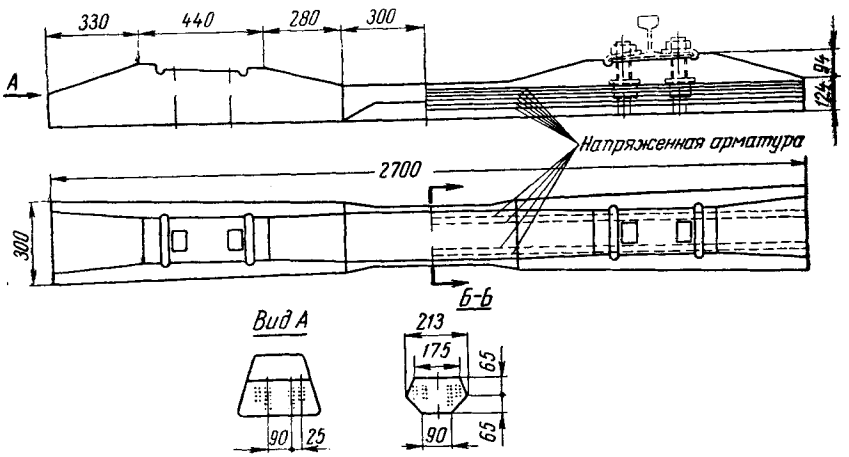


Рис. 18.6. Железобетонная шпала широкой колеи со специальной (клеммной) конструкцией крепления рельсов

Металлические шпалы изготовляют из прокатной стали специального профиля и применяют на переносных путях. Балласт служит подушкой, упруго перерабатывающей удары, распределяет равномерно давление от шпал на нижнее строение пути, компенсирует неровности нижнего строения, отводит воду, препятствует сдвижению шпал. Он должен быть прочным, упругим, неслеживающимся, неразмокающим (не содержать глинистых частиц), должен хорошо пропускать воду, не бояться замораживания и размораживания, не дробиться при подбивке шпал, иметь хорошее сцепление со шпалами. Наилучший материал — щебень твердых пород (песчаник, гранит, базальт, известняк и т. п.) крупностью 20—70 *мм*. Пригоден сортированный гравий крупностью 20—40 *мм* с добавкой (для улучшения сцепления) щебенки твердых пород или металлургический шлак.

II. Выбор основных параметров

Основными параметрами пути являются колея $S_р$ (рис. 18.1), т. е. расстояние между внутренними гранями головок рельсов [1], и тип рельса. По типу рельса принимают размеры стандартных элементов скреплений: подкладки, костыли, накладки, болты; по ширине колеи и типу рельса принимают стандартные размеры шпал — длину, поперечное сечение.

Ширина колеи определяется колеей принятых вагонеток или вагонов [2]. Тип рельса выбирают либо по условию прочности, либо по условию наибольшей экономичности.

Рассчитывают рельс на прочность как упругую балку, лежащую на сплошном упругом основании. Более упрощенно можно рассматривать рельс как балку, свободно опирающуюся на две опоры (соседние шпалы), нагруженную в середине пролета сосредоточенной нагрузкой, а влияние соседних пролетов учесть опытным коэффициентом. При этом потребный момент сопротивления рельса изгибу

$$W = \frac{M_{изг}}{\sigma} = \frac{P_0 l_{шп} c_{пр}}{2\sigma}, \; см^3, \qquad (18.4)$$

где P_0 — статическая нагрузка на колесо, *кГ*;

$l_{шп}$ — расстояние между шпалами, *см*;

σ — 1500 *кГ/см²* (для главных) и σ = 1800—2000 *кГ/см²* (для вспомогательных путей) — допускаемое напряжение;

$c_{пр}$ = 0,4—0,6 — коэффициент, учитывающий влияние соседних пролетов и осадки шпал.

По условию наибольшей экономичности наилучший тип рельса должен соответствовать наименьшим затратам на содержание пути. Применение легких типов рельсов, хотя и удовлетворяющих условиям прочности, при большой грузонапряженности приводит к увеличению расходов. Чем больше грузооборот, тем интенсивнее накопление остаточных деформаций и износ пути, тем выгоднее применять более тяжелые рельсы.

Выбор типа рельса производят в следующем порядке. Для заданной нагрузки на ось устанавливают минимальный вес рельса по прочности.

---

[1] Обычная ошибка — указывать на чертежах $S_р$ между осями симметрии рельсов.

[2] Именно вагонеток, так как электровозы при одном и том же сцепном весе могут иметь различную колею.

Для заданного грузооборота технико-экономическими расчетами устанавливают наиболее экономичный тип рельса. Из двух значений принимают наибольшее.

§ 18.2. РЕЛЬСОВЫЙ ПУТЬ НА ЗАКРУГЛЕНИЯХ

I. Устройство

Для компенсации центробежной силы за счет подбивки балласта наружный рельс поднимают по отношению к внутреннему (возвышение наружного рельса). Иногда за счет сдвижения внутреннего рельса увеличивают ширину колеи (уширение колеи на кривой).

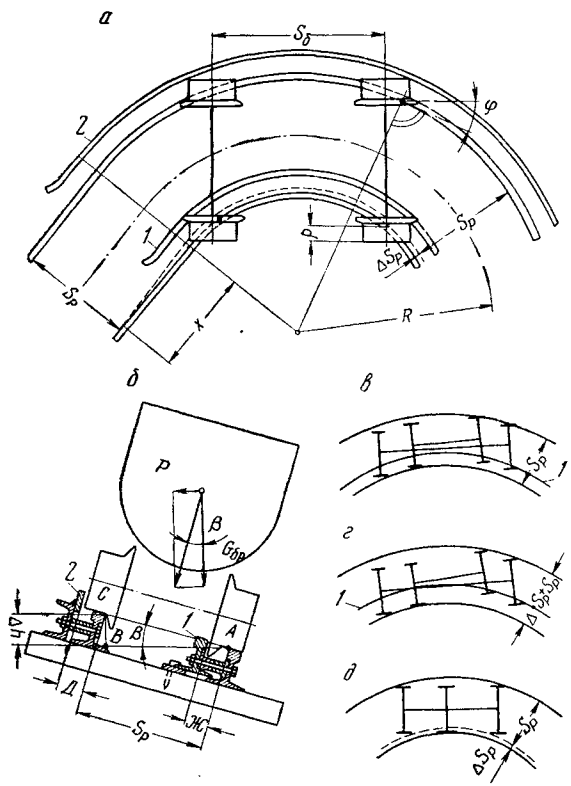


Рис. 18.7. Закругление рельсового пути:
1 — контррельс; *2* — отбойный брус

Возвышение рельса и уширение колеи имеют постоянную величину на всей длине кривой, поэтому их начинают на расстоянии x до начала кривой (рис. 18.7, *а*), называемом «разгон возвышения» или «разгон уширения».

Для повышения устойчивости пути рельсы связывают поперечными связями. Стыковые соединения нельзя устраивать в начале кривой, так как здесь имеют место наибольшие (ударные) нагрузки при входе подвижного состава в кривую.

Для повышения устойчивости против схода вагонов с рельсов применяют контррельсы или отбойные брусья (рис. 18.7). Контррельсы устанавливают на 15—30 *мм*, а отбойный брус на 40—80 *мм* выше основного рельса. Как правило, устанавливают контррельсы, а отбойные брусья в тех случаях, когда по каким-либо причинам контррельсы установить нельзя.

Поскольку наружный рельс имеет бо́льшую длину, чем внутренний, то для того, чтобы стыки на прямом пути располагались против друг друга, для внутренней нитки применяют укороченные рельсы (они поставляются вместе с рельсами нормальной длины). На магистральных железных дорогах при больших скоростях движения закругления сопрягают с прямолинейными участками с помощью переходных кривых, на протяжении которых кривизна плавно изменяется от прямой линии до кривизны закругления.

На транспорте горных предприятий переходные кривые не применяются.

II. Параметры пути

Основные параметры пути: радиус кривой, возвышение наружного рельса, уширение колеи, желоб контррельса или дистанция отбойного бруса.

Радиус кривой может быть минимальным (по техническим ограничениям) и оптимальным (по экономическим соображениям). Минимум определяется в зависимости от того, двухосный или многоосный экипаж и одиночный он или в составе. Для одиночного двухосного экипажа имеется одно ограничение — по перекрытию. Нужно, чтобы колесо опиралось на рельс при достаточной величине перекрытия p (рис. 18.7, *а*).

Для одиночного тележечного экипажа дополнительное ограничение — поворот тележек относительно кузова на угол, не больший допускаемого конструкцией экипажа.

Для любых экипажей в составе имеется ряд ограничений по работе буферно-сцепных устройств: угол отклонения сцепок на входе в кривую, возможность сцепления автосцепок, правильное касание буферов, зазор между кузовами на кривой. Ограничения по работе буферно-сцепных устройств, как правило, более жесткие, чем ограничения по перекрытию или по повороту тележек, поэтому минимальный радиус для экипажа в составе всегда выше, чем для одиночного экипажа.

Расчет минимальных радиусов по техническим ограничениям производят по специальным методикам. Минимальные радиусы указывают в паспортах подвижного состава. Оптимальный радиус устанавливают из экономических соображений. С уменьшением радиуса кривых сокращаются капитальные затраты на горные работы и на сооружения пути, но растут эксплуатационные расходы из-за износа рельсов и колес, а так же из-за снижения скорости движения на кривых малого радиуса. Оптимальное значение радиуса устанавливают анализом практики эксплуатации.

Применяющиеся на практике нормативы радиусов, как правило, оптимальные, т. е. по экономическим соображениям. Нормативы даются в виде готовых цифр (§ 20.2). Для двухосного подвижного состава их дают (§ 19.2) в виде норматива отношения радиуса к жесткой базе $S_б$ (рис. 18.7), т. е. по существу в виде нормативов угла набегания φ, который зависит от отношения $S_б : R$ и от которого зависит износ.

Обычно экипажи конструируют так, чтобы минимальный радиус по работе буферно-сцепных устройств равнялся оптимальному или с некоторым запасом, поэтому при движении составов уменьшать радиус по сравнению с нормативами можно обычно лишь на небольшую величину. Для одиночных экипажей минимальные радиусы значительно ниже оптимальных (иногда в 2—3 раза), поэтому при условии движения с малой скоростью одиночный экипаж может проходить кривые с радиусами, значительно меньшими нормативных.

Возвышение наружного рельса определяют из расчета, чтобы равнодействующая силы веса $G_{бр}$ и центробежной силы P, действующих на одиночный вагон (рис. 18.7, *б*), проходила перпендикулярно плоскости головок рельсов. Из $\triangle ABC$

$$\Delta h = AC \sin\beta = S_р \sin\beta \approx S_р \operatorname{tg}\beta = \frac{S_р P}{G_{бр}} = \frac{S_р G_{бр} v^2}{gRG_{бр}} = \frac{S_р v^2}{gR}, \text{ мм}, \quad (18.5)$$

где $S_р$ — колея, *мм*;

v — скорость движения, *м/сек*;

$g = 9{,}81$ *м/сек*^{2};
R — радиус кривой, *м*.
Если по расчету $\Delta h < 5$ *мм*, то возвышения не делают.
Разгон возвышения рельса

$$x = (100 - 300)\,\Delta h. \qquad (18.6)$$

Если вагон в составе, то на него, кроме силы P, в поперечном направлении действуют составляющие натяжения сцепок. На обычных откаточных путях их не принимают во внимание, и Δh рассчитывают по (18.5).

Уширение колеи необходимо при наличии контррельса (рис. 18.7) в случае, когда по путям перемещаются экипажи с различной базой. Если не сделать уширения колеи, то контррельс будет направлять только экипаж с большой базой (рис. 18.7, *в*); при наличии уширения колеи оба экипажа направляются контррельсом (рис. 18.7, *г*).

При многоосном подвижном составе с жесткой рамой (паровозы) уширение колеи необходимо из условия отсутствия зажатия на кривой (рис. 18.7, *д*). При двухосном и тележечном подвижном составе при отсутствии уширения колеи опасности зажатия нет.

Расчет величины уширения колеи $\Delta S_р$ производят по специальным методикам. В инструкциях по укладке путей дают готовые нормативы $\Delta S_р$ (от 5 до 25 *мм*).

Разгон уширения колеи (рис. 18.7, *а*)

$$x = (100 - 300)\,\Delta S_р. \qquad (18.7)$$

Желоб контррельса *Ж* или дистанцию *Д* отбойного бруса (рис. 18.7, *б*) рассчитывают по специальным методикам.

§ 18.3. СОЕДИНЕНИЯ ПУТЕЙ

Соединения путей — узлы, в которых рельсовые пути разветвляются на два направления или более.

Основные типы соединений показаны на рис. 18.8.

Плита (рис. 18.8, *а*) допускает проход только одиночных вагонеток и требует ручного труда; в современных условиях не применяется.

Поворотный круг (рис. 18.8, *б*) допускает проход составов в прямом направлении и одиночных экипажей в боковых направлениях; может иметь как ручной, так и механизированный привод; применяется в стесненных условиях.

Поперечная (траверсная) тележка (рис. 18.8, *в*) допускает проход составов в прямом направлении и перевод одиночных экипажей на параллельный путь; может иметь как механический, так и ручной привод; применяется изредка в надшахтных зданиях, на проходке выработок.

Стрелочный перевод (рис. 18.8, *г*) допускает проход составов в любых направлениях. Это основной вид соединений рельсовых путей. Стрелочный перевод состоит из трех частей: стрелки с переводным механизмом, крестовины с контррельсами и соединительной части. На рис. 18.8, *г* жирными линиями показаны рабочие канты головок рельсов. Стрелка служит для направления подвижного состава на прямой или боковой путь и состоит из двух неподвижных рамных рельсов *1* и двух подвижных рельсов, остряков *2*. Остряки соединены в одну систему с переводным механизмом поперечными шарнирными тягами *3*. Конец остряка *4*, рас-

положенный у точки вращения, называется корнем остряка, а начало остряка *5* — его острием. Крестовина *8* предназначена для обеспечения пропуска колесного бандажа с ребордой (гребнем) по участку разрыва рельсов. Она состоит из сердечника *6* и двух усовиков *7*. Конец крестовины называют корнем, а желоб между сближенными перегибами усовиков — горловиной *9*. Участок разрыва поверхности катания от горловины до острия сердечника называют вредным пространством крестовины *10*. Контррельсы *11* ставят против вредного пространства для предохранения реборд от захода в несоответствующий желоб крестовины и для ограждения тонкой части сердечника от ударов и бокового истирания.

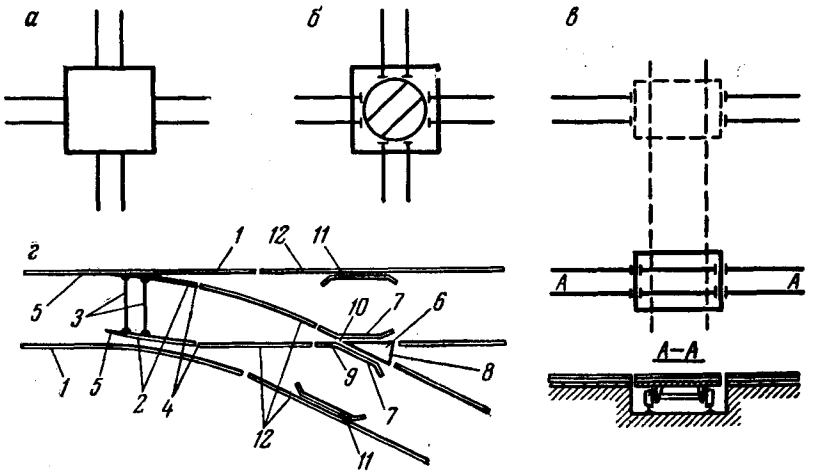


Рис. 18.8. Типы соединений

Соединительная часть состоит из прямого участка и переводной кривой. Между стрелкой и крестовиной рельсовые нити должны иметь определенную расчетную длину и не могут быть уложены из целого числа рельсовых звеньев стандартной длины. Приходится укладывать рельсовые рубки *12*.

Стрелочный перевод укладывают на переводных брусьях, представляющих собой удлиненные деревянные шпалы.

Основными геометрическими параметрами стрелочного перевода (рис. 18.9, *а*) являются геометрический центр перевода *1* и угол перевода α, представляющие собой точку пересечения осей прямого и ответвленного путей и угол между этими осями; расстояния a и b соответственно от центра перевода до его начала *2* и концов *3* и *4*; длина перевода $l_{\text{пер}} = a + b$; радиус переводной кривой R; расстояние $l_{\text{ст}}$ от центра перевода до контрольного столбика *5*. Последний ставится там, где должен остановиться встречный подвижной состав, чтобы не удариться о состав, перемещающийся по переводу навстречу.

Планы рельсовых путей вычерчивают обычно в одну линию, соответствующую оси пути. На этих планах стрелочные переводы изображают в виде осевой схемы (рис. 18.9, *б*), которая точно соответствует размерам и ориентировке осей прямого и ответвленного путей в пределах перевода. Основной параметр перевода — R, который определяет, какой подвижной состав может проходить по переводу. Величина R определяет угол

перевода α (криволинейный переходной рельс должен размещаться между рельсами прямого пути); чем больше R, тем меньше приходится принимать α, тем больше становится $l_{пер}$.

Угол перевода α принято характеризовать маркой перевода (маркой крестовины)

$$M = 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}. \qquad (18.8)$$

Расстояние до контрольного столбика из $\triangle AOB$ (рис. 18.9, *а*)

$$l_{ст} = \frac{AB}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} = \frac{2AB}{M} = \frac{\Gamma + d}{M}, \qquad (18.9)$$

где Γ — габарит подвижного состава по ширине;
d — зазор между встречными экипажами.

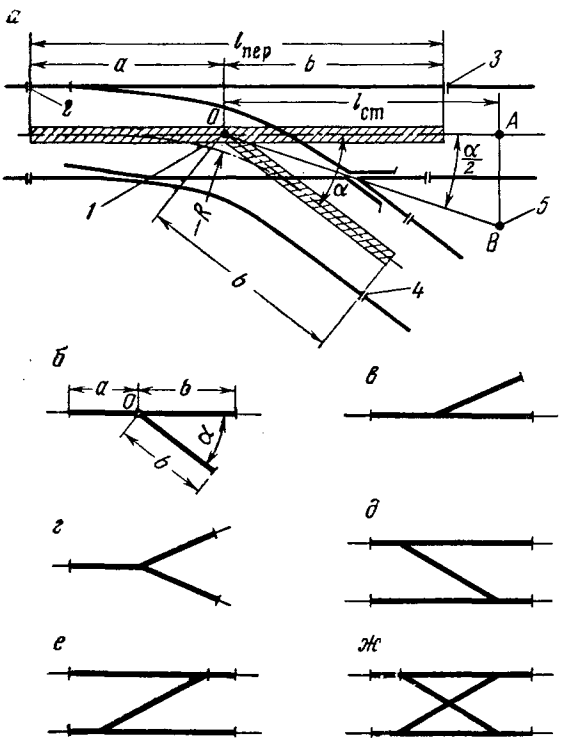


Рис. 18.9. Геометрические параметры стрелочного перевода и типы переводов

Стрелочные переводы различают по следующим признакам:

по виду осевой схемы — односторонние правые (рис. 18.9, *б*) и левые (рис. 18.9, *в*); симметричные (рис. 18.9, *г*); односторонние съезды правые (рис. 18.9, *д*) и левые (рис. 18.9, *е*); перекрестные съезды (рис. 18.9, *ж*) и др.;

по наличию остряков — переводные; глухие (со снятыми остряками), допускающие проход только в пошерстном направлении, т. е. с двух путей на один;

по типу переводного механизма — с ручным приводом; с пружинным приводом, когда для изменения направления движения в тупиках остряки постоянно прижимаются к одной стороне пружинами и отжимаются ребордами колес; с дистанционным (централизованным) управлением;

по типу привода при дистанционном управлении — пневмопривод; электропривод (соленоидный или электромоторный).

Основным типом стрелочного перевода является односторонний стрелочный перевод с остряками, с ручным или дистанционным электрическим управлением.

Стрелочные переводы изготовляют в виде готовых комплектов на специализированных заводах.

§ 18.4. РАСЧЕТ ПЛАНИРОВКИ РЕЛЬСОВЫХ ПУТЕЙ

Задача расчета планировки заключается в установлении размеров рельсовых путей в плане. Любая схема путей представляет собой комбинацию прямолинейных участков путей и узлов их сопряжений (соединений). Узлы сопряжений, в свою очередь, являются комбинацией закруглений и стрелочных переводов.

Длины прямолинейных участков определяются по технологическим соображениям (необходимость размещения заданного числа составов и т. п.) или горнотехническими условиями. Размеры узлов сопряжений определяют расчетом. Ниже даны решения задач расчета наиболее распространенных соединений. При расчетах линейные размеры округляют до 10 *мм*, а угловые — до минуты. Расчет соединений другого вида производится по тем же методам.

I. Закругление

При расчетах планировки оперировать с кривой неудобно, поэтому закругление (рис. 18.10, *а*) заменяют комбинацией прямых линий; или двумя радиусами (рис. 18.10, *б*), или двумя «тангенсами» (рис. 18.10, *в*). Тангенс — отрезок касательной от начала кривой до пересечения с другой касательной, проведенной в конце кривой:

$$T = R \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}, \qquad (18.10)$$

где α — угол поворота кривой.

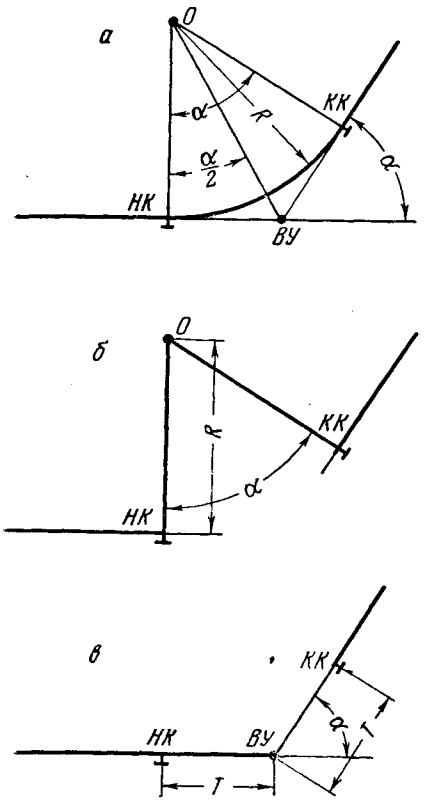


Рис. 18.10. Планировка кривой

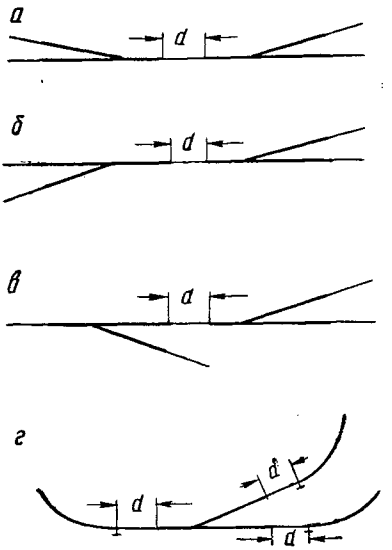


Рис. 18.11. Узлы укладки переводов

II. Сопряжение стрелочных переводов между собой и с закруглениями

При смежной укладке стрелочных переводов (рис. 18.11, *а*, *б*, *в*) длина прямой вставки d между переводами зависит от конструкции переводов и размеров подвижного состава. Для шахт $d = 0$; для карьеров d — не менее половины длины стандартного рельса.

В пределах стрелочного перевода невозможно осуществлять возвышение какого-либо рельса или изменять ширину колеи, поскольку все элементы перевода конструктивно увязаны. Если на кривой, примыкающей к стрелочному переводу, делают возвышение рельса или уширение колеи, то между переводом и закруглением приходится иметь прямую вставку d (рис. 18.11, *г*), равную разгону возвышения или уширения. Если ни возвышения рельса, ни уширения колеи на кривой нет, то длину вставки принимают по конструктивным соображениям — не менее половины длины накладки (которая не изгибается) или не менее прямого куска рельса на конце, который получается при гибке рельса прессом, т. е. примерно половины базы пресса. По этим соображениям обычно $d = 200$—500 *мм*.

III. Обыкновенное примыкание

Дано (рис. 18.12, *а*): a, b, α_1 — размеры перевода; α — угол примыкания; R — радиус кривой. Требуется определить размеры соединения.

Порядок расчета соединений такого типа следующий.

1. Заменяем кривые тангенсами. В данном случае кривую CE заменяем тангенсами CD и DE.

2. Определяем углы между всеми осевыми линиями. В данном случае α и α_1 заданы. Неизвестен только угол α_2:

$$\alpha_2 = \alpha - \alpha_1.$$

3. Определяем длину тангенсов. В данном случае из (18.10)

$$T = CD = DE = R \operatorname{tg} \frac{\alpha_2}{2}.$$

4. Определяем длину прямых вставок между кривыми и стрелочными переводами (рис. 18.11, *г*). В данном случае имеется одна вставка

$$BC = d.$$

5. Находим размеры соединения путем решения треугольников. В данном случае в $\triangle AOD$ (рис. 18.12, *а*) известны сторона AD и все углы:

$$AD = b + d + T.$$

По теореме синусов:

$$AO = \frac{AD \sin \alpha_2}{\sin \alpha}.$$

IV. Конечное соединение с изгибом одного пути

Соединение служит для перехода от двухколейного пути к одноколейному при помощи одностороннего перевода. Дано (рис. 18.12, *б*): S — междупутье; a, b, α — размеры перевода; R — радиус кривой. Требуется установить возможность соединения и определить его размеры.

По аналогии с предыдущей задачей:

$$T = CD = DE = R \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2};$$

$$AD = \frac{S}{\sin \alpha};$$

$$d = AD - (b + T).$$

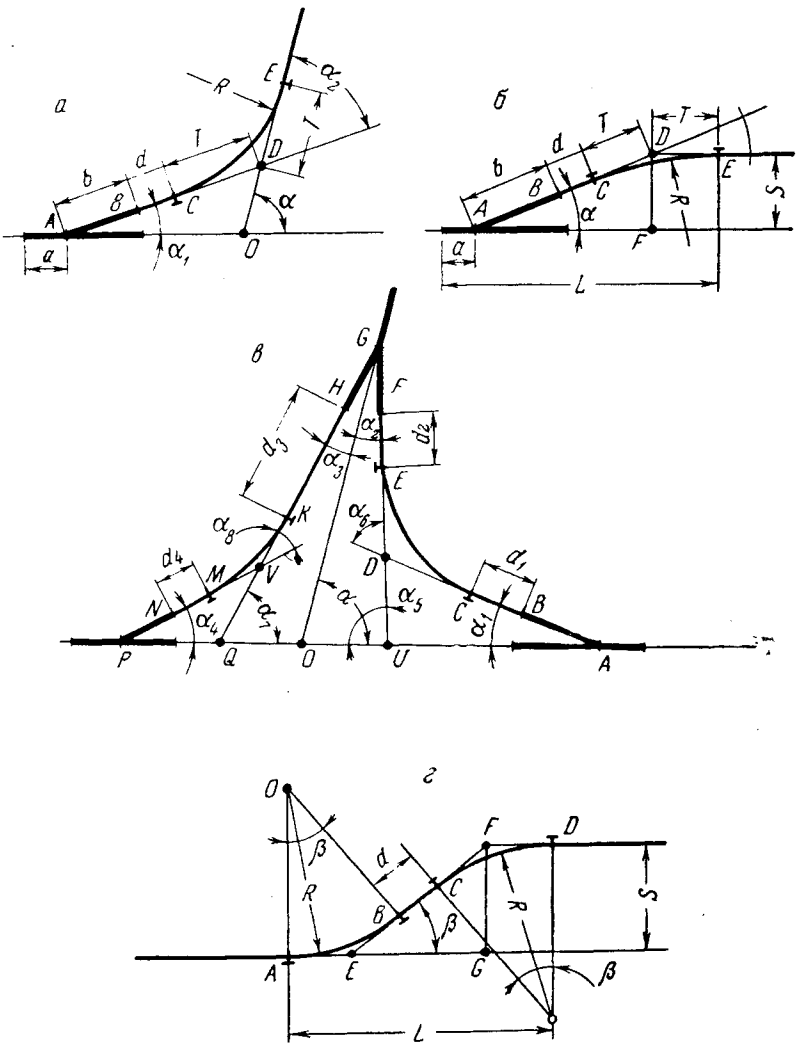


Рис. 18.12. Типичные соединения одноколейных путей

Соединение возможно, если полученное d больше минимально допускаемого (рис. 18.11, *г*):

$$AF = \frac{S}{\operatorname{tg} \alpha};$$

$$L = a + AF + T.$$

V. Стрелочный треугольник

Дано (рис. 18.12, *в*): α — угол примыкания бокового пути; размеры переводов; R — радиус кривой. Требуется определить размеры соединения.

Общий порядок аналогичен расчету примыкания (рис. 18.12, *а*). Углы между осевыми линиями α_1, α_2, α_3, α_4 заданы. Остальные углы:

$$\alpha_5 = 180^\circ - (\alpha + \alpha_2);$$

$$\alpha_6 = \alpha_5 - \alpha_1;$$

$$\alpha_7 = \alpha - \alpha_3;$$

$$\alpha_8 = \alpha_7 - \alpha_4.$$

Размеры соединения $ABCDE$ находим как примыкания (рис. 18.12, *а*). Приняв вставку EF равной минимальной (рис. 18.11, *г*), найдем сторону UG (рис. 18.12, *в*). Имея в $\triangle OUG$ сторону UG и все углы, найдем UO и OG. Имея в $\triangle OGQ$ сторону OG и все углы, найдем OQ и QG. Размеры соединения $PNMVK$ найдем как примыкания. Вставка d_3 получится при этом независящей от нас величины. Если d_3 больше минимальной допускаемой (рис. 18.11, *г*), то расчет закончен; если нет, то придется расчет повторить, начиная расчет не справа от линии OG, а слева.

VI. Параллельное смещение пути

Дано (рис. 18.12, *г*): S — смещение пути; R — радиус кривой. Требуется определить размеры соединения из расчета минимального L. В отличие от рассмотренных выше задач, здесь угол β неизвестен. Такие задачи удобнее решать, заменяя кривые радиусами и проектируя контур пути на вертикаль или горизонталь.

Принимаем минимально допускаемое d. Если закругления делают с возвышением наружного рельса, то у обратных кривых возвышаться будут различные рельсы, и экипаж должен полностью сойти с одного разгона возвышения, разместиться на ровном участке длиной в жесткую базу S_6 и затем переходить на разгон возвышения обратного направления, поэтому

$$d_{\min} = S_6 + 2x. \tag{18.11}$$

При отсутствии возвышения рельсов $d_{\min} = S_6$; на карьерных путях при этом принимают обычно $d = 10$ *м*.

Приняв d, определяем соответствующее ему значение β:

$$\beta = \delta - \arcsin\left(\frac{P}{d}\cos\delta\right), \tag{18.12}$$

где

$$P = 2R - S; \tag{18.13}$$

$$\delta = \operatorname{arctg}\frac{2R}{d}. \tag{18.14}$$

Спроектируем контур на вертикаль, считая положительным направление вверх,

$$R - R\cos\beta + d\sin\beta - R\cos\beta + R = S,$$

откуда

$$2R\cos\beta - d\sin\beta = P. \qquad (18.15)$$

Поделив (18.15) на d и введя вспомогательный угол δ (18.14), получим

$$\sin\delta\cos\beta - \sin\beta\cos\delta = \frac{P}{d}\cos\delta,$$

откуда следует

$$\sin(\delta - \beta) = \frac{P}{d}\cos\delta$$

и выражение (18.12).

VII. Уширение габаритов на кривой

При расположении экипажа на кривой габаритная полоса увеличивается наружу за счет вылета Δ_1 и внутрь за счет вылета Δ_2 (рис. 18.13, *а*); Δ_1 и Δ_2 можно определить расчетом или графически. В последнем случае

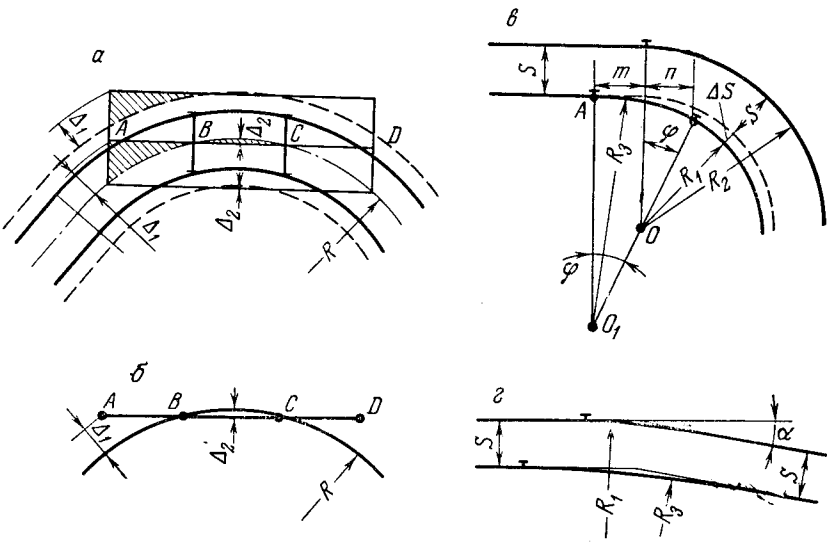


Рис. 18.13. Уширение габаритов на кривых и планировка двухколейных закруглений

вычерчивается осевая схема экипажа (рис. 18.13, *б*) и точки B и C, соответствующие осям экипажа, устанавливают на ось пути. Вылет Δ_1 обычно значителен (до 300—500 *мм*), а вылет Δ_2 мал (до 30—50 *мм*). Значения вылета габаритов даются обычно в инструкциях по укладке путей.

VIII. Двухколейное закругление

При планировании двухколейного закругления нужно учитывать вылеты габаритов. Дано (рис. 18.13, *в*): R_1 — минимальный радиус кривой; S — междупутье на прямолинейном участке; Δ_1 и Δ_2 — вылеты габаритов наружу и внутрь на кривой радиуса R_1. Определить размеры закругления.

Радиус наружной кривой

$$R_2 = R_1 + S + \Delta S,$$

где $\Delta S = \Delta_1 + \Delta_2$ — уширение междупутья на кривой.

Радиус сопрягающей кривой R_3 выбирают из расчета, чтобы в точке A вылет габарита наружу, уменьшающий зазор между экипажами на прямой, был допускаемым. Отношение R_3 и R_1 равно отношению вылета габарита в точках C и A, т. е. если мы хотим уменьшить вылет в точке A, по сравнению с C в 5 раз, то $R_3 = 5R_1$.

Угол переходного закругления

$$\cos\varphi = 1 - \frac{\Delta S^*}{R_3 - R_1}.$$

Размеры m и n:

$$m = (R_3 - R_1)\sin\varphi;$$

$$n = R_1 \sin\varphi.$$

При малых углах поворота кривой α закругление рационально устраивать по рис. 18.13, *г*.

Литература к гл. 18: 2, 10, 69, 71, 75, 121, 165, 179, 186.

ГЛАВА 19

РУДНИЧНЫЕ РЕЛЬСОВЫЕ ПУТИ

§ 19.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Рудничные пути разделяют по следующим признакам:

по углу наклона — горизонтальные (пути штреков, квершлагов и т. п. — при локомотивной откатке); наклонные (пути уклонов и бремсбергов — при канатной откатке);

по времени нахождения на одном месте — стационарные; временные (в забоях подготовительных выработок);

по ширине колеи — со стандартной колеей (900 и 600 *мм* — угольные шахты; 900, 750, 600 *мм* — рудные шахты); с нестандартной колеей (520, 550, 575, 1067 *мм* — старые шахты); стационарные горизонтальные пути имеют обычную конструкцию (см. гл. 18); наклонные и временные пути имеют особое устройство.

§ 19.2. ПЛАН И ПРОФИЛЬ ПУТЕЙ

I. Пути горизонтальных выработок

Минимальный радиус закруглений в плане $R = 10S_б$, где $S_б$ — жесткая база экипажа (рис. 18.7, *а*); при скоростях движения до 1,5 *м/сек* допускается радиус $7S_б$. При движении одиночных вагонеток с малой скоростью встречаются $R = 4S_б$. При $R < 12$ *м* нужно устанавливать контррельсы или отбойные брусья (рис. 18.7).

* Вычисление φ нужно производить по таблицам логарифмов, иначе будут грубые ошибки.

В качестве соединений принимают стрелочные переводы (рис. 18.9) — обычно односторонние и односторонние съезды, реже симметричные переводы и перекрестные съезды. Выбирают перевод по колее, типу рельса и минимально допускаемому радиусу кривой для данного подвижного состава. Обычные марки крестовин переводов 1/5, 1/4; иногда принимают более крутые.

Особенностью шахтных путей является возможность выбора продольного профиля, поскольку выработки можно проходить с любым уклоном.

Приравняв F (24.29) для движения с порожняком на подъем к F для движения с грузом под уклон, получим

$$i_{р.с} = \frac{w_0}{1 + 2\frac{P + zG_0}{zG}}, \qquad (19.1)$$

где w_0 — коэффициент сопротивления движению поезда;
P — вес локомотива;
z — число вагонеток в составе;
G и G_0 — полезный и мертвый вес вагонетки;
$i_{р.с}$ — уклон равного сопротивления, т. е. уклон, при котором сила тяги порожняка на подъем равна силе тяги при движении с грузом под уклон.

При уклоне путей в сторону околоствольного двора, равном $i_{р.с}$, облегчается работа локомотива. По расчету $i_{р.с}$ обычно около 0,002, что не обеспечивает стока воды, поэтому уклон увеличивают обычно до 0,003—0,005. Так как уклон больше $i_{р.с}$, то, как правило, локомотив развивает при движении с порожняком большее тяговое усилие, чем с груженым поездом.

В некоторых случаях (угольные шахты с малыми углами падения пластов) профиль не выбирается, а задается горнотехническими условиями. Уклон может достигать 0,030—0,040.

II. Пути наклонных выработок

Закругления в плоскости пласта имеют место на наклонных заездах (рис. 32.2, *а*). Трасса пути имеет сложную пространственную форму и устраивается по специальному проекту. Обычные нормативы радиусов кривых здесь неприемлемы.

В профиле угол наклона путей равен углу наклона выработки. В местах сопряжения с горизонтальными выработками и в местах перегибов устраивают закругления в профиле (рис. 19.1). Минимальный радиус выпуклого закругления ограничивается внутренним клиренсом при расположении на кривой (рис. 19.1, *а*); устойчивостью (§ 21.1) при входе в кривую (рис. 19.1, *б*); для четырехосных вагонеток дополнительно углом φ поворота тележек при расположении на кривой (рис. 19.1, *в*). Обычно $R = 10—15$ *м*.

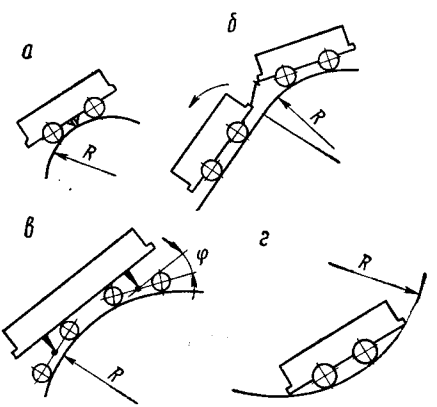


Рис. 19.1. Закругления в вертикальной плоскости

Минимальный радиус вогнутого закругления ограничивается внешним клиренсом при расположении на кривой (рис. 19.1, *г*) или углом поворота тележек (аналогично рис. 19.1, *в*). Обычно $R = 20—30$ *м*.

§ 19.3. ГАБАРИТЫ

В отличие от карьерных и магистральных железнодорожных путей, на которых имеется единый габарит приближения строений (рис. 20.1), в рудничных условиях регламентируются только зазоры между выработками и габаритом подвижного состава.

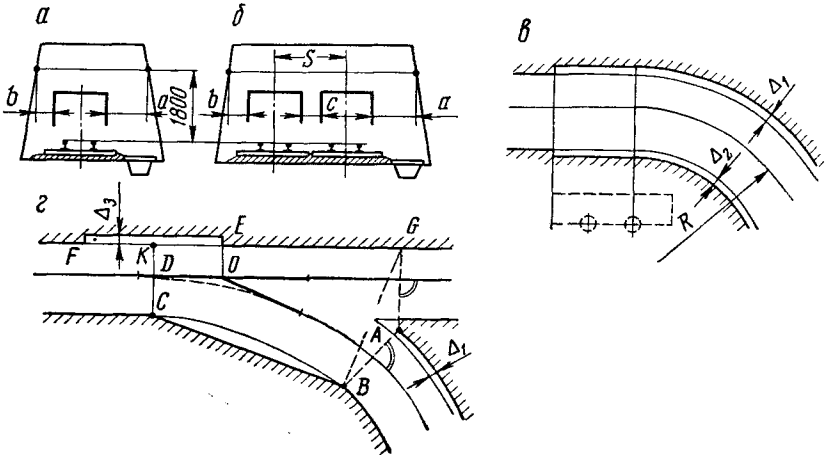


Рис. 19.2. Габариты выработок

По ПБ на прямолинейных участках на высоте 1,8 *м* от головки рельсов (рис. 19.2, *а*) $a \geqslant 0{,}7$ *м*; $b \geqslant 0{,}25$ *м* при креплении рамами и $b \geqslant 0{,}2$ *м* при сплошной крепи (бетон, камень и т. п.). При двухколейных путях (рис. 19.2, *б*) $c \geqslant 0{,}2$ *м*.

На закруглениях (рис. 19.2, *в*) зазоры между номинальным габаритом и стенками увеличиваются из-за вылета габаритов (§ 18.5).

В местах укладки стрелочных переводов (рис. 19.2, *г*) габарит строят следующим образом. Наносят реальную ось ответвленного пути стрелочного перевода (пунктир), так как габаритная осевая схема, вычерчиваемая на плане путей, не соответствует истинной схеме осевых линий (рис. 18.9, *а*). Параллельно осям путей на расстояниях, соответствующих габаритам на прямолинейных участках, проводят контуры выработок — тонкая линия. Определяют уширения габаритов на кривой Δ_1 и против перевода Δ_3. Последнее можно определить приемом, показанным на рис. 18.13, *б*, т. е. перемещать отрезок ватмана с нанесенными на нем точками *A*, *B*, *C*, *D* так, чтобы точки *B* и *C* оставались на оси ответвленного пути. Иногда без построения принимают $\Delta_3 = 300$ *мм* на длине $EF = 3500$ *мм*, располагая точку *E* против геометрического центра перевода *O*. Если крепление бетонное, то нужно учитывать технологию возведения свода — срезают угол выработки так, чтобы у точки *A* конец утюга имел размер около 500 *мм*. Против точки *A* на контуре выработки наносят точку *B*; против конца остряков (точка *D*) наносят точку *C* и соединяют ее с точкой *B*

прямой линией. При таком габарите выработок возможно построить бетонный свод с переменным пролетом — от *BG* до *CK*.

Если узлы по рис 19.2, *г* расположены часто, то, чтобы не делать уширения выработки против каждого перевода, увеличивают ширину выработки по всей длине.

§ 19.4. ОСОБЕННОСТИ УСТРОЙСТВА И ПАРАМЕТРЫ ПУТЕЙ

I. Стационарные горизонтальные пути

Нижним строением путей служит подошва выработки, которой придают поперечный уклон 0,01—0,02 для стока воды в водоотливную канаву. При волнистом продольном профиле выработки вода может выходить из канавы, поэтому последнюю заглубляют на 0,7—1 *м*, получая дренажную канаву.

Верхнее строение пути имеет обычную конструкцию (см. гл. 18). Минимальный вес рельса по прочности можно определять по эмпирической формуле

$$p \approx 2{,}5P_0, \ кГ/м, \qquad (19.2)$$

где P_0 — нагрузка на ось, *Т*.

Из экономических соображений на всех откаточных выработках принимают рельс Р24, на вентиляционных и промежуточных выработках — Р18. В магистральных выработках на горизонтах околоствольных дворов крупных шахт принимают рельс Р33. Его также укладывают в опрокидывателях, толкателях, стопорах и т. п. Количество шпал при электровозах весом 14 *Т* — 1700—2000 шпал на 1 *км* пути; при электровозах сцепным весом 7—14 *Т* — 1500—1700 шпал на 1 *км*; в выработках вспомогательных — не менее 1000 шпал на 1 *км*. На стационарных путях с большим сроком службы применяют железобетонные шпалы, на прочих — деревянные пропитанные.

Все постоянные пути со сроком службы более 2 лет должны укладываться на балласт. Минимальная толщина слоя под шпалой 90 *мм*. Если выработка с дующей почвой, которую приходится периодически срывать, то балласт не укладывают.

II. Стационарные наклонные пути

При углах наклона до 10° путь имеет обычную конструкцию; при углах более 10° шпалы укладывают в канавки, обеспечивающие заглубление шпалы на $^2/_3$ высоты. Под шпалы в канавки укладывают балласт. Канавки должны соединяться с водоотливной канавкой и иметь поперечный уклон 0,01—0,02 к канаве.

III. Путевое оборудование подготовительных работ

В забоях настилают временные пути в виде переносных звеньев (рис. 19.3, *а*) или в виде выдвижных рельсов (рис. 19.3, *б*), обеспечивающие непрерывное удлинение пути вслед за подвиганием забоя. Погрузочная машина по выдвижным рельсам перемещается на ребордах своих колес.

Для обмена вагонеток у погрузочных машин применяют специфические соединения путей, обеспечивающие их перемещение без необходимости врезки в основной рельсовый путь, т. е. накладывающиеся на путь сверху:

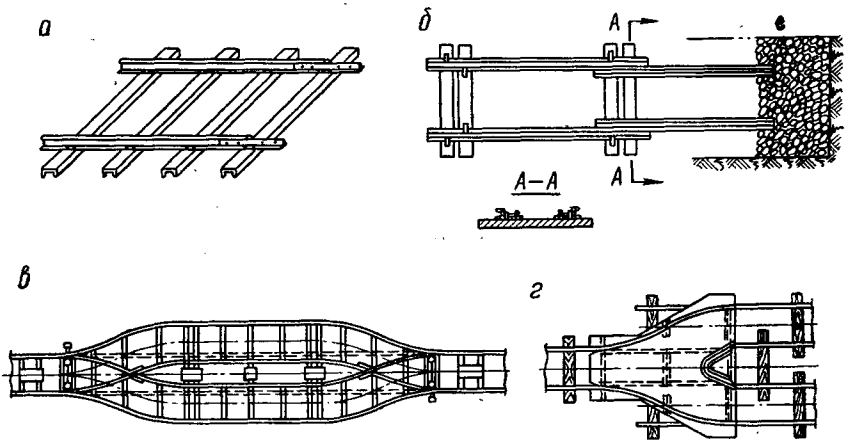


Рис. 19.3. Путевое оборудование проходческих работ

накладные разминовки (рис. 19.3, *в*); накладные плиты (рис. 19.3, *г*), поперечные роликовые тележки (по типу рис. 18.8, *в*) и др.

§ 19.5. УКЛАДКА ПУТИ

Укладка пути в прямолинейной выработке начинается с разбивки маркшейдером оси пути с расстановкой штырей через 10—15 *м*. На стенке выработки на высоте 1 *м* от головки рельса ставят реперы. После этого выполняют планировку почвы. Затем раскладывают шпалы (по количеству их на километр) и рельсы на длину участка пути, который может быть уложен на смену. Между концами рельсов закладывают дубовые дощечки толщиной 3—4 *мм* (прозорники), и рельсы сболчивают. По меловым рискам, нанесенным на рельсы в соответствии с рис. 18.5, размещают шпалы, концы которых, обращенные к проходу для людей, располагают по шнуру. На этой стороне пришивают одну нитку рельсов, затем по путевому шаблону *1* (рис. 19.4) пришивают вторую. Путь выпрямляют; засыпают балласт между шпалами (он доставляется в специальных вагонетках с откидными лобовинами); домкратами поднимают путь до проектного уровня (по реперам) и рихтуют его; подгребают под шпалы балласт и подбивают его подштопками *12* и подбойками *16* сначала под рельсами, а затем (менее плотно) под серединой шпал; досыпают балласт между шпалами, разравнивают его и определяют бровки. На крепи устанавливают следующие знаки: пикетные (через 20—40 *м*), обозначающие начало и конец кривой, пересечения путей, приближение к погрузочным и обменным пунктам, об ограничении скорости, о начале торможения и ограждения места ремонтных работ (не менее чем за 80 *м*).

Профиль пути контролируют ватерпасом *3*, ширину колеи — путевым шабло́ном *1* (допуски по уширению 4 *мм*, по сужению 2 *мм*); расположение головок рельсов по уровню — ступенчатой рейкой *2*; расположение стыков и шпал — деревянным угольником большого размера.

Укладку путей на закруглениях осуществляют в том же порядке. Сгибают рельсы прессами винтовым *6* или гидравлическим. Кривизну проверяют прибором *4* или (лучше) деревянным шаблоном нужной кривизны. Стык в начале кривой делать нельзя (§ 18.3). Если нужно делать стык на кривой, то концы рельсов обрезают на величину прямолинейного

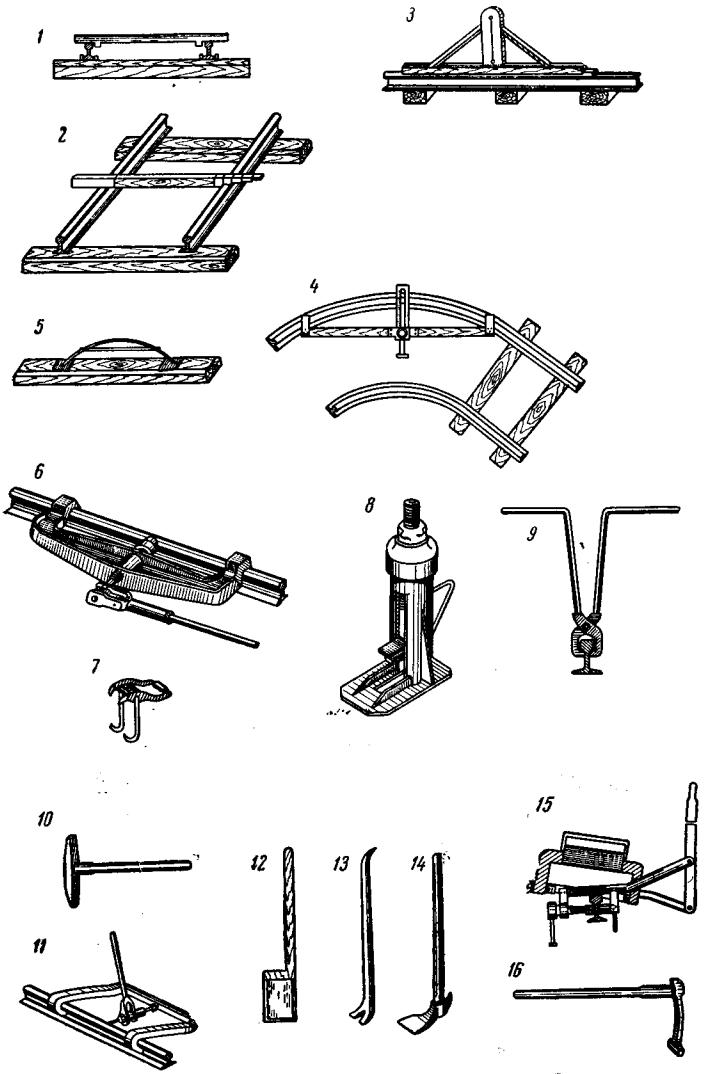


Рис. 19.4. Путевые приборы, приспособления и инструменты

конца рельсов, остающегося при гибке прессом. При радиусах менее 20 *м* рельсы соединяют через 1,5—3 *м* винтовыми стяжками.

При укладке вертикальных закруглений (рис. 19.1) рельсы изгибают кузнечным способом. Рельс берут короткий, так как длинный кривой рельс опустить в шахту нельзя.

Путевые инструменты показаны на рис. 19.4. Кроме указанных выше, здесь изображены шаблон *5* для затески шпал с подуклонкой, захват *7* для вытаскивания шпал из-под рельсов, клещи *9* для переноски рельсов, костыльный молоток *10*, сверло *11*, лом *13*, рельсорезный станок *15*.

Литература к гл. 19: 17, 64, 117, 122, 141.

ГЛАВА 20

РЕЛЬСОВЫЕ ПУТИ КАРЬЕРОВ

§ 20.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Железнодорожные пути в карьерах разделяют по следующим признакам:

по времени нахождения на одном месте — постоянные (год и более — пути на поверхности, в капитальных траншеях, на транспортных бермах); передвижные (забойные пути в карьере и на отвалах);

по ширине колеи — широкой колеи — 1524 *мм* (для нестандартного зарубежного оборудования бывает 1435 *мм* и др.); узкой колеи — 750 *мм* (для зарубежного оборудования 900 *мм* и др.);

по количеству рельсов — двухрельсовые (обычные откаточные пути); многорельсовые (для отвальных мостов, экскаваторов и т. п. — могут иметь до восьми рельсов).

Передвижные пути составляют около 50% протяженности путей карьеров и имеют особую конструкцию. Узкая колея на карьерах почти не применяется (≈5% грузооборота). Протяженность путей на одном карьере достигает 200 *км*.

§ 20.2. ПЛАН И ПРОФИЛЬ ПУТЕЙ

Радиусы закруглений в плане для постоянных путей принимают не менее 200 *м*. В трудных условиях допускают уменьшение до 150 *м*. Для передвижных путей радиусы зависят от типа локомотива: для тепловозов 150—200 *м*, для паровозов 150—160 *м*, для электровозов 100—120 *м*. На узкоколейных путях $R_{\min} = 20$—50 *м*. Радиусы закруглений для отвальных мостов, многоковшовых экскаваторов и т. п. оборудования зависят от конструкции и указываются в паспортах машин. Обычно $R_{\min} = 100$—300 *м*. Марки крестовин стрелочных переводов (§ 18.3) для колеи 1524 *мм* не круче 1/7, наиболее употребительна 1/9; для колеи 750 *мм* — не круче 1/5.

Отдельные участки продольного профиля пути, имеющие постоянный уклон, называются элементами профиля. Для достижения плавности хода поездов длину участков принимают не менее 200 *м* (для узкой колеи 50 *м*) и сопрягают их круговыми кривыми с радиусом около 2000 *м*. При небольшой разности уклонов допустимо сопряжение без кривых. На чертеже и в натуре профиль разбивают на стометровые участки, именуемые пикетами. Величину руководящего уклона принимают в пределах: при паровой тяге — до 25‰, при электрической — до 40‰, при тепловозной — до 30‰, при мотор-вагонах — до 80‰.

§ 20.3. ГАБАРИТЫ

Габарит приближения строений (предельное очертание, внутрь которого не могут входить никакие части зданий, сооружений и устройств) установлен единым (рис. 20.1). На перегонах наименьшее расстояние между осями путей 4100 *мм*.

Для колеи 750 *мм* габариты и расстояние между осями путей регламентированы ГОСТ 10167—62.

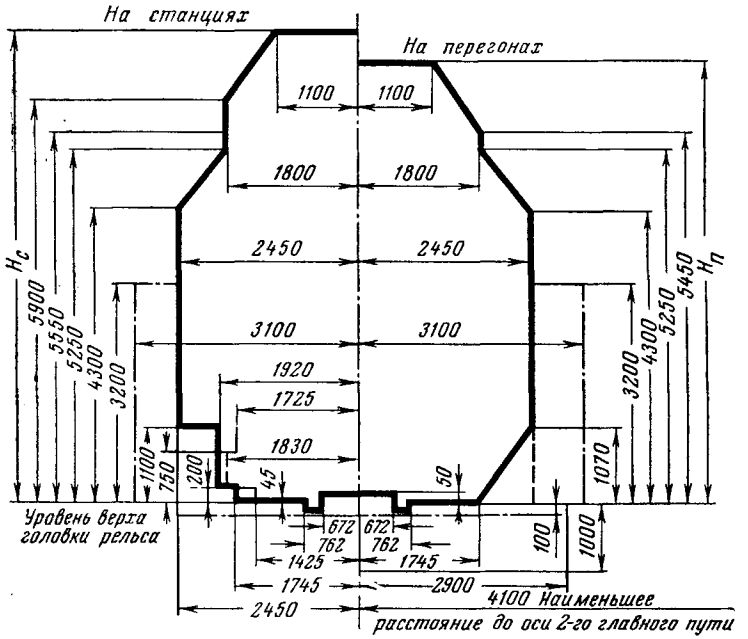


Рис. 20.1. Габарит приближения строений

На кривых участках пути ширину габарита приближения строений и расстояние между осями параллельных путей увеличивают в соответствии с вылетом габаритов (§ 18.4) на 50—600 *мм* в зависимости от радиуса кривой и наличия возвышения наружного рельса.

Междупутье на станциях увеличивают до 6,5 *м* и более для повышения безопасности и удобства обслуживания составов (рис. 45.6).

§ 20.4. ОСОБЕННОСТИ УСТРОЙСТВА И ПАРАМЕТРЫ ПУТЕЙ

I. Постоянные пути

Нижнее строение для постоянных путей создают искусственно. Поперечный профиль земляного полотна выполняют так, чтобы обеспечить устойчивость, дренаж и ограждение от поверхностных вод (рис. 20.2).

Для пересечения железных и автомобильных дорог на разных уровнях строят путепроводы — железобетонные, металлические или деревянные в зависимости от срока службы и действующих нагрузок.

Таблица 20.1

Наименьшая мощность верхнего строения постоянных путей по условиям прочности

Нагрузка на ось, *Т*			Наибольшая скорость движения, *км/ч*	Главные и приемо-отправочные пути				Прочие постоянные пути			
Локомотивы		Вагоны		Тип рельсов	Количество шпал на 1 *км*	Балласт		Тип рельсов	Количество шпал на 1 *км*	Балласт	
Электровозы, тепловозы	Паровозы					Материал	Толщина под шпалой *, *м*			Материал	Толщина под шпалой, *м*
30,0	21,0	30,0	40—70	Р65	1840	Щебень	0,25/0,20	—	—	—	—
			25—40	Р50	1840	»	0,25/0,20	Р43	1840	Гравий, песок	0,30
			25	Р43	1840	Гравий, песок	0,30	Р43	1600	То же	0,25
25,0	21,0	30,0	40—70	Р65	1840	Щебень	0,25/0,20	—	—	—	—
			25—40	Р50	1840	»	0,25/0,20	Р43	1840	Гравий, песок	0,30
			25	Р43	1600	Гравий, песок	0,25	Р43	1600	То же	0,25
20,0	18,6	30,0	40—70	Р50	1840	Щебень	0,25/0,20	—	—	—	—
			40	Р43	1840	Гравий, песок	0,30	Р43	1600	Гравий, песок	0.25
20.0	18,6	26.3	40—70	Р50	1840	То же	0,30	—	—	—	—
			40	Р43	1600	»	0 25	Р38	1600	Гравий, песок	0,25
20,0	18,6	20,5	40—70	Р50	1840	»	0,30	—	—	—	—
			40	Р43	1600	»	0 25	Р38	1600	Гравий, песок	0,20—0,25
—	Менее 17,0	20,5	40—70	Р43	1600	»	0,25	—	—	—	—
			40	Р38	1600	»	0,25	Р38	1600	Гравий, песок	0,20

* В числителе—толщина слоя щебня, в знаменателе—песчаной подушки.

Верхнее строение имеет обычную конструкцию (см. гл. 18). Наименьшая мощность верхнего строения по условию прочности, подсчитанная на основе гипотезы упругой балки на сплошном упругом основании (§ 18.1), приведена в табл. 20.1.

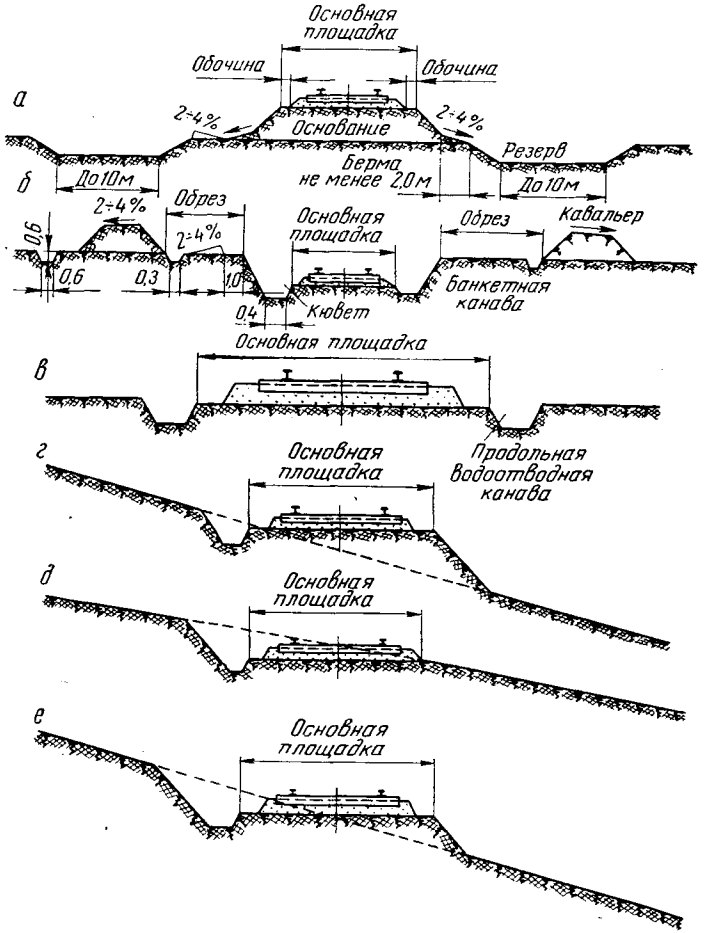


Рис. 20.2. Типы поперечного профиля земляного полотна:

а — насыпь; *б* — выемка; *в* — нулевое место; *г* — полунасыпь; *д* — полувыемка; *е* — полунасыпь-полувыемка

Экономические типы рельсов для постоянных путей выявляются технико-экономическим расчетом применительно к условиям железорудных и угольных карьеров СССР.

Тип рельса	Р38	Р50	Р65	Р75
Грузонапряженность брутто, млн. *Т/год*	До 5	5—15	15—40	40—60

Шпалы применяют пропитанные деревянные и железобетонные с деревянными пробками для забивки костылей.

Стыковые скрепления обычно механические (рис. 18.4), промежуточные — костыльные. На прямых участках и на кривых с радиусом более

600 *м* целесообразна термитная или электродуговая сварка стыков рельсов. На участках бесстыкового пути в качестве промежуточного применяют раздельное клеммное скрепление (рис. 18.3), обеспечивающее нажатие каждой клеммы на подошву рельса с усилием 1000—1300 *кГ*.

Толщина балласта под шпалой 200—450 *мм*.

Таблица 20.2

Типы рельсов по прочности для передвижных путей

Нагрузка на ось, *Т*			Наибольшая скорость движения, *км/ч*	Типы рельсов	
Локомотивы		Вагоны		В забоях при устойчивом основании	На отвалах и в забоях при неустойчивом основании
Электровозы, тепловозы	Паровозы				
30,0	21,0	30,0	25	Р50	Р50, Р65
			15	Р50	Р50
25,0	21,0	30,0	25	Р50	Р50, Р65
			15	Р43	Р50
20,0	18,6	30,0	25	Р43	Р50
			15	Р43	Р50
20,0	18,6	26,3	25	Р43	Р50
			15	Р38	Р43
20,0	18,6	20,5	25	Р43	Р50
			15	Р38	Р43
—	Менее 17	20,5	25	Р38	Р43
			15	Р38	Р38

II. Передвижные пути

Нижним строением является почва уступа, которую тщательно планируют. Тип рельса определяют только по соображениям прочности (табл. 20.2).

Шпалы применяют, как правило, деревянные и редко металлические. Для повышения прочности промежуточные скрепления применяют шурупные (рис. 20.3, *а*) и клиновые (рис. 20.3, *б*). Последнее состоит из подкладки *1*, контрподкладки *2*, двух стяжных болтов с гай-

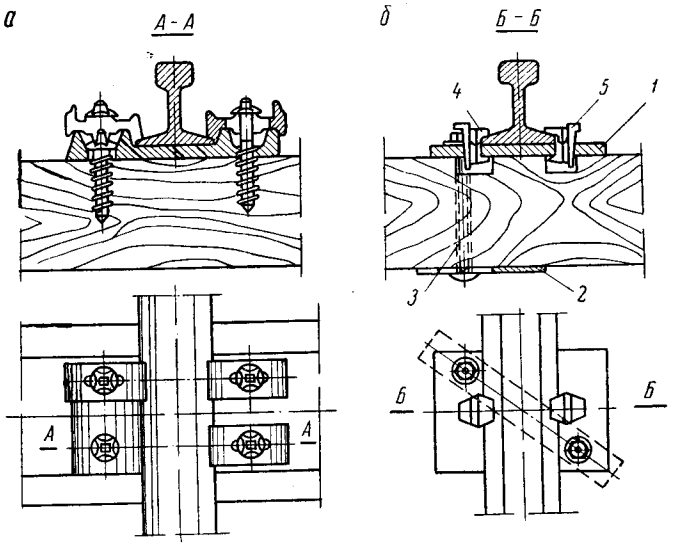


Рис. 20.3. Промежуточные скрепления передвижных путей

ками *3* и пружинными шайбами, двух прижимов *4* и двух клиньев *5*; отличается высокой прочностью, удобством сборки и разборки (достаточно

выдернуть клинья). Подуклонка рельсов при шурупном и клиновом скреплениях отсутствует.

Стыковые накладки на путях, передвигаемых путепередвигателями непрерывного действия или турнодозерами, выполняют так, чтобы они не мешали проходу рельсозахватных роликов.

Пути обычно не балластируют. Балласт применяют, когда несущая способность основания недостаточна, и на уступах, сложенных крепкими породами, для повышения упругости основания. Последнее экономично при сроках между передвижками пути не менее 2—3 месяцев. В качестве балласта часто используют вскрышные породы.

Многорельсовые пути для отвальных мостов и экскаваторов устраивают по специальному проекту. Обычно применяют рельсы Р50.

Превышение рельсов на кривых на передвижных путях не делают в связи с малыми скоростями движения и трудностью осуществления. Исключением являются разгрузочные пути на отвалах, где на прямых возвышают на 80 *мм* ближний к бровке рельс для компенсации просадок пути и предотвращения опрокидывания вагонов при разгрузке.

§ 20.5. ПЕРЕДВИЖКА ПУТЕЙ

Передвижка путей на карьерах — наиболее трудоемкий вспомогательный процесс (занято до 25% рабочих карьера). Трудоемкость эксплуатации передвижных путей составляет 85—90% затрат труда по путевому хозяйству карьера.

Наиболее распространена крановая переукладка звеньев пути (рис. 20.4). На новой трассе производят планировку основания, разбирают стыковые скрепления и электрические соединения рельсов и с помощью крана переносят звенья пути.

При работе крана отступающим ходом звенья переукладывают на новую трассу, двигаясь от тупика к выезду (рис. 20.4, *а*). Если экскаватор отрабатывает заходку в направлении к выезду, то переукладку можно начать заблаговременно, чтобы сократить простой экскаватора. При работе наступающим ходом (рис. 20.4, *б*) производительность снижается из-за необходимости подготовки пути для переезда крана.

Перемещение звеньев пути вместо ж.-д. крана осуществляют также трактором, оборудованным краном, трелевочным трактором или путевозом (трактор, оснащенный наклоняющейся платформой или прицепной наклоняющейся тележкой, на которые звено затаскивают лебедкой тягача) и др.

Пути можно передвигать на новую трассу и без разборки на звенья — с помощью путепередвигателей.

Путепередвигатель цикличного действия представляет собой двухосную самоходную тележку (рис. 20.5), на которой смонтированы двигатель внутреннего сгорания, подъемный механизм, состоящий из зубчатой рейки *1*, опорного башмака *2* и приводной шестерни *3*, и устройство для захвата рельсов *4*. Для передвижки рейка устанавливается наклонно. Разовый шаг передвижки составляет 0,9 *м*. Расстояние между последовательными позициями установки путепередвигателя 10—15 *м*. Переместив весь участок пути на один шаг, операции повторяют до тех пор, пока пути не сместятся на требуемое расстояние. После этого путепередвигатель используют для рихтовки пути.

Путепередвигатель непрерывного действия — машина на железнодорожном ходу, предназначенная для поточной передвижки путей

в процессе движения по ним (рис. 20.6, *а*). Наиболее характерным узлом является рельсозахватный механизм с ручным (рис. 20.6, *б*) или электрическим приводом наложения роликов на рельсы. Находят применение и электромагнитные рельсозахваты. В зависимости от расположения рельсозахватного механизма различают мостовой путепередвигатель (между ходовыми тележками), консольный (впереди ходовых тележек) и комбинированный. С помощью рельсозахватного механизма путь приподнимают на высоту до 0,4 *м*, смещают в сторону на требуемый шаг передвижки

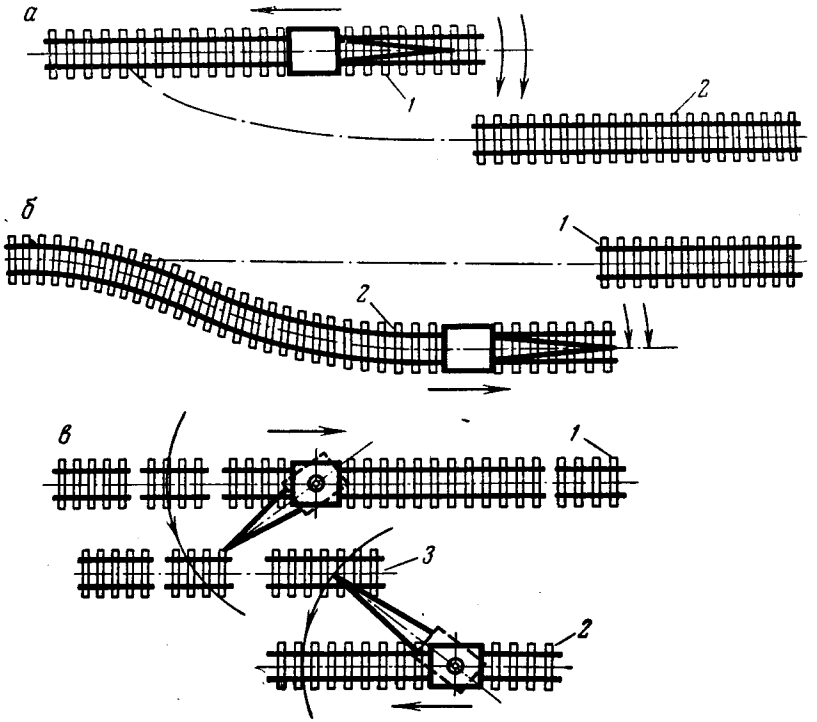


Рис. 20.4. Схемы переукладки путей краном:
1 — старая трасса; *2* — новая; *3* — промежуточная

(до 0,5 *м*) и начинают движение (рис. 20.7) со скоростью до 15 *км/ч*. При этом у путепередвигателя мостового типа передняя по ходу тележка движется по старому пути, задняя — по передвинутому на новую трассу. Консольный путепередвигатель не загружает пути своим весом и обеспечивает передвижку тупиков. Когда консоль находится сзади по ходу, передвижка невозможна, поэтому используют только половину проездов по путям.

Путепередвигатели могут быть прицепными (навесными) к локомотиву, экскаватору и др. или самоходными с питанием приводов от тяговой сети или собственной дизель-электрической установки.

Вес самоходных путепередвигателей для многорельсовых путей достигает 100 *Т*. Некоторые из них оснащены вспомогательным поперечным гусеничным ходом для разминовки с экскаваторами или переезда на другой путь. Применяют путепередвигатели, встроенные в отвальный мост или многоковшовый экскаватор и совмещенные с отвальным плугом.

Недостатками путепередвигателей непрерывного действия являются высокая стоимость, малое использование календарного времени (до 100 *ч* в месяц), необходимость планировки площадки между старой и новой трассами пути, большой износ рельсов.

Турнодозер (рис. 20.8) представляет собой гусеничный или пневмоколесный трактор, оборудованный навесным рельсозахватным механизмом. Захватив один рельс, турнодозер приподнимает путь, отъезжает

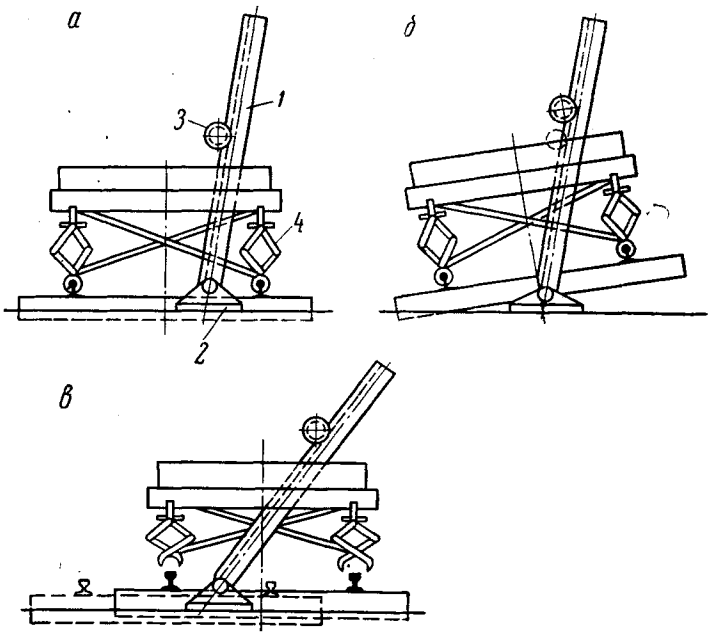


Рис. 20.5. Схема устройства и работы подъемного механизма путепередвигателя цикличного действия:

а — башмак установлен между шпалами, рельсозахваты зажаты; *б* — подъем и смещение пути; *в* — опускание пути на новую трассу

в сторону на требуемый шаг передвижки и совершает челноковые движения вдоль передвигаемого пути. Опыт показал, что рациональным для двухрельсовых путей на сухой ровной площадке является шаг передвижки 1,5—2,0 *м*, на размокшей и неровной — 0,8—1,0 *м*, во время морозов — до 0,5 *м*. Оптимальная скорость хода турнодозера 15 *км/ч*. Целесообразно тщательно планировать только новую трассу пути.

Достоинствами турнодозера перед путепередвигателем непрерывного действия являются простота, невысокая стоимость, в 2—3 раза бо́льшая производительность, уменьшение подготовительных работ, небольшой износ пути, возможность перемещения пути через канавы и насыпи, облегчение передвижки примерзших и засыпанных путей, меньшая стоимость передвижки (в 3—5 раз), возможность использования трактора для других целей.

Производительность на передвижке пути составляет: турнодозера 2000—6000 $м^2/ч$; путепередвигателя непрерывного действия 1000—

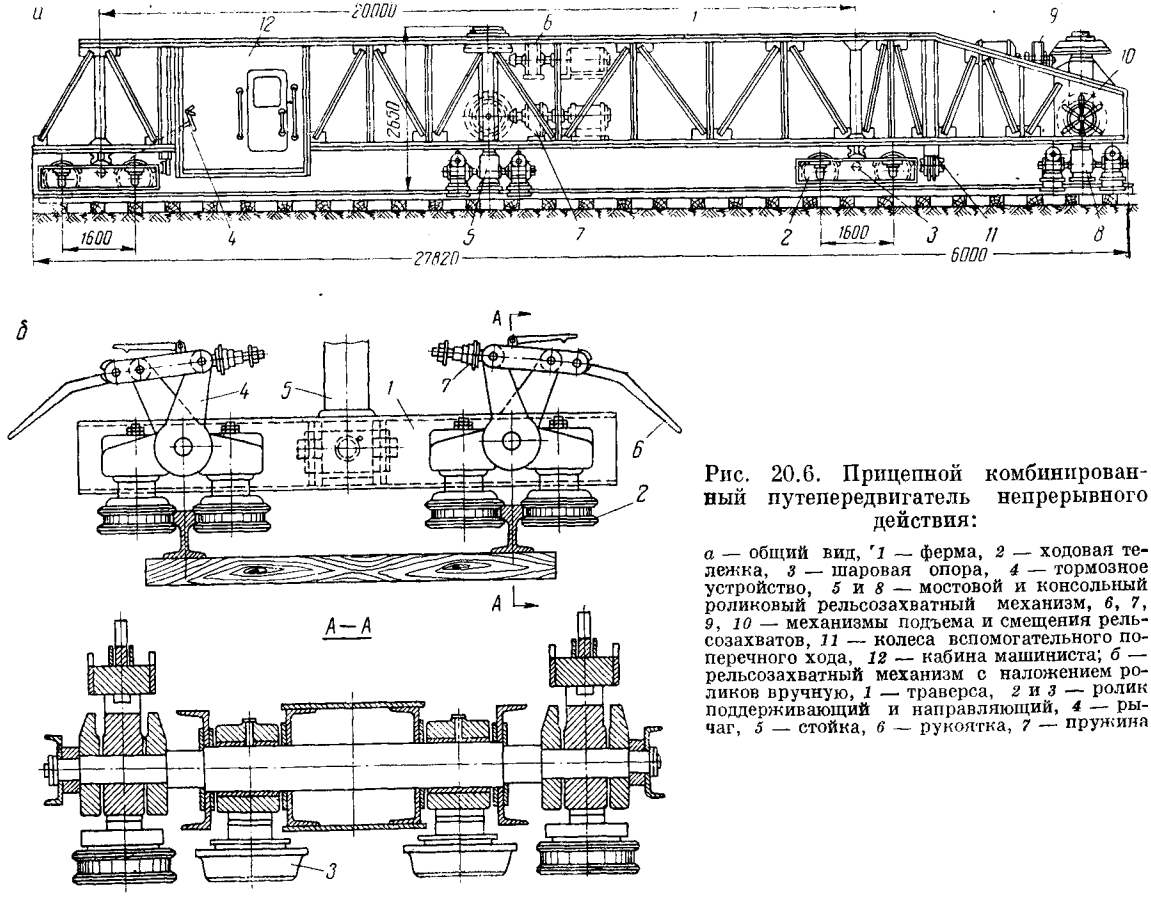


Рис. 20.6. Прицепной комбинированный путепередвигатель непрерывного действия:

а — общий вид, *1* — ферма, *2* — ходовая тележка, *3* — шаровая опора, *4* — тормозное устройство, *5* и *8* — мостовой и консольный роликовый рельсозахватный механизм, *6*, *7*, *9*, *10* — механизмы подъема и смещения рельсозахватов, *11* — колеса вспомогательного поперечного хода, *12* — кабина машиниста; *б* — рельсозахватный механизм с наложением роликов вручную, *1* — траверса, *2* и *3* — ролик поддерживающий и направляющий, *4* — рычаг, *5* — стойка, *6* — рукоятка, *7* — пружина

Таблица 20.3

Рациональные области применения основных способов механизации передвижки путей

Наименование железнодорожного пути		Требуемые параметры передвижки, *м*		Характер пород уступа	Основное оборудование и способ передвижки
		Общий шаг	Сменная производительность		
Откаточный на рабочем уступе	Одноколейный или ближний к забою	До 60	До 1000	Мягкие	Турнодозер
		До 25	До 700	Крепкие	Кран, непосредственная переукладка
		25 и более	До 250		Кран, укладка звеньев на промежуточную трассу или перевозка
	Второй от забоя	До 45	До 500		Непосредственная переукладка краном, движущимся по первому пути
Разгрузочный на отвале	Экскаваторном	До 30	До 1000	Мягкие	Турнодозер
		До 25	До 700	Крепкие	Кран, непосредственная переукладка
		25 и более	До 250		Кран, укладка звеньев на промежуточную трассу или перевозка
	Плужном	До 5	До 2000	Мягкие	Путепередвигатель непрерывного действия, встроенный в отвальный плуг
			До 300	Крепкие	Путепередвигатель цикличного действия
Пути отвального моста, работающего в комплексе с экскаватором	Цепным многоковшовым	До 0,5	До 4000	Мягкие	Встроенный консольный путепередвигатель непрерывного действия
		До 10	До 2000		Самоходный комбинированный путепередвигатель непрерывного действия
	Роторным (в том числе встроенным)	30 и более	До 200		Тракторный путевоз

Примечание. При отсутствии кранов применяют путепередвигатели цикличного действия.

3000 $м^2/ч$; путепередвигателя цикличного действия 150—300 $м^2/ч$ крана при непосредственной переукладке 300—700 $м$ в смену; тракторного путевоза 150—200 $м$ в смену. Области применения основных способов передвижки приведены в табл. 20.3.

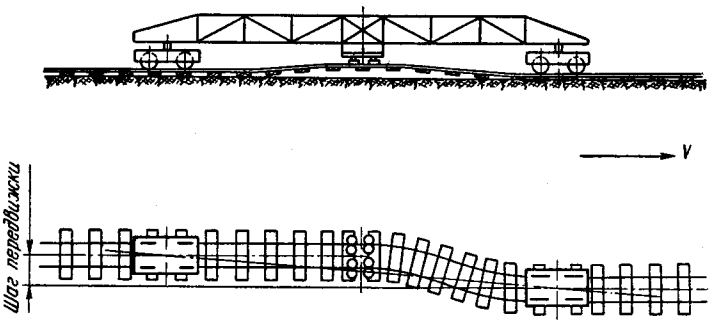


Рис. 20.7. Схема работы путепередвигателя непрерывного действия

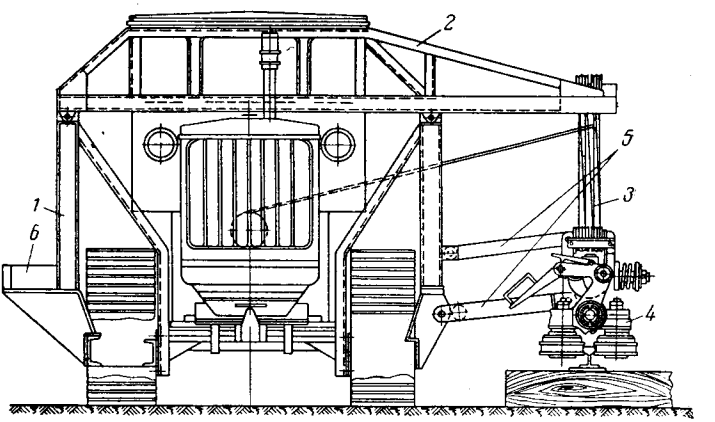


Рис. 20.8. Схема турнодозера на базе гусеничного трактора:

1 — опорные рамы; *2* — консольные фермы; *3* — трособлочная система; *4* — рельсозахватный механизм; *5* — шарнирный параллелограмм; *6* — контргруз

§ 20.6. УКЛАДКА ПУТЕЙ

Проектную трассу на местности размечают кольями, устанавливаемыми по оси пути, а также столбами и кольями вне зоны расположения земляного полотна и производства работ. Земляное полотно возводят преимущественно с применением экскаваторов, скреперов, бульдозеров и грейдер-элеваторов. Для искусственных сооружений применяют унифицированные сборные конструкции, монтируемые кранами. Звенья пути и блоки стрелочных переводов собирают преимущественно на механизированных звеносборочных базах.

В производственной квалификации советских рабочих, в их техническом и культурном уровне, в содержании и характере их труда происходят коренные изменения. В настоящее время около 50% рабочих имеют

полное и неполное среднее образование. Все это обусловило рост производительности труда, высокую общественную активность советских рабочих, расширение их духовных запросов, предопределило такое замечательное явление, как массовое рационализаторство и изобретательство. Так, по предложению рабочих Юрковского буроугольного карьера, армировку шпал для клинового крепления рельсов производят на поточной линии (рис. 20.9). Здесь сверлят отверстия под болты и зажимы с клиньями, монтируют подкладки и контрподкладки, бандажируют концы шпал (стягивают их), чтобы они не трескались. Бандажировка является средством повышения срока службы шпал до 4—6 лет. Бандажи делают из катанки диаметром 5—6 *мм* или полосовой стали толщиной 1—1,5 *мм*. Иногда применяют стяжные болты с хомутами; деревянные винты, завертываемые в предварительно нарезанные отверстия; используют дубовые

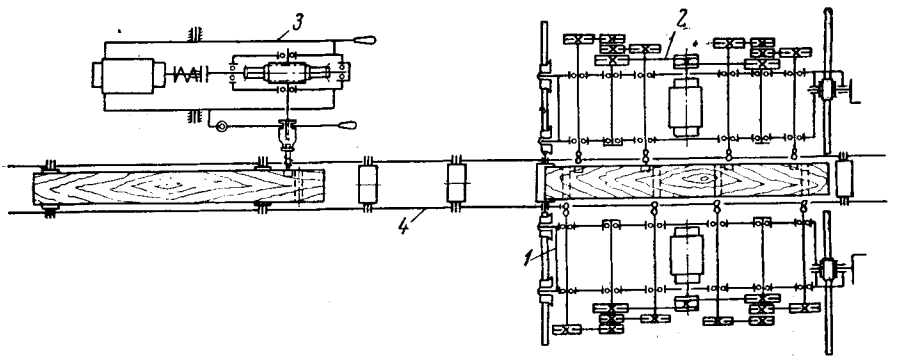


Рис. 20.9. Схема поточной линии для армировки шпал с клиновым скреплением:
1, 2 — горизонтальный четырехшпиндельный станок для сверления отверстий под болты, под зажимы с клиньями; *3* — электрогайковерт с муфтой предельного момента; *4* — рольганг

шпалы. Эти мероприятия особенно эффективны для шпал многониточных путей (длиной 5 *м* и более). Бандажировку производят на специально оборудованной площадке; бандажировка на путях более трудоемка.

Собранные звенья грузят на платформы в порядке, необходимом для укладки их в прямых и кривых участках пути.

Верхнее строение пути укладывают комплексно механизированными способами с применением специальных путеукладочных, балластировочных и шпалоподбивочных машин, кранов и др. Звенья обычно укладывают путеукладчиками легкого типа (консольными — рис. 20.10, портальными, конвейерными и др.) или стреловыми кранами; стрелочные переводы — кранами.

Применяют также поточные методы производства работ с комплексной механизацией трудоемких операций (раскладки рельсов и шпал, сверления отверстий в шпалах, пришивки рельсов к шпалам костылями и др.) и перевозкой материалов в рабочей зоне на легких тележках, прицепах и платформах дрезинами или мотовозами.

Балластировка при укладке, передвижке или ремонте путей заключается в подвозке, разгрузке балласта, подведении его под путь и разравнивании, подштопке шпал и выправке пути. Балластировку производят балластировочными машинами (электробалластерами и др.) с уплотнением балласта шпалоподбивочными машинами, а при небольших объемах работ — ползучими путеподъемниками с тракторными дозировщиками

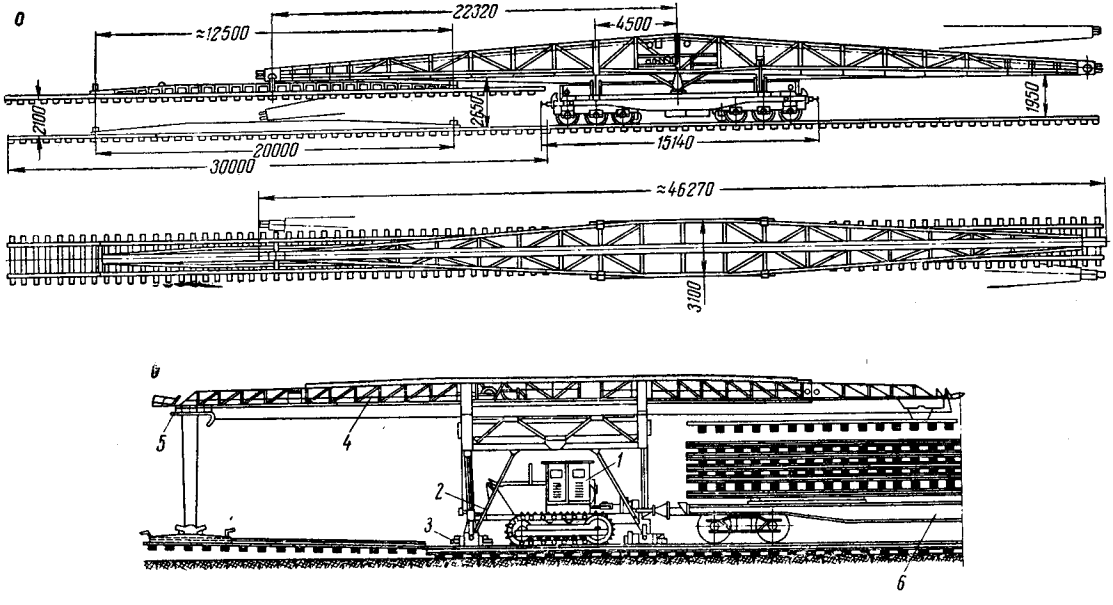


Рис. 20.10. Машины для укладки путей:

а — самоходный двухконсольный путеукладочный кран (ГДР) для звеньев длиной до 30 *м* с гидроприводом подъема и поворота консолей; *б* — двухконсольный тракторный путеукладчик в рабочем положении, *1* — трактор с вырезами на гусеничных лентах для перемещения по рельсам, *2* — портал, *3* — вспомогательные опорные тележки, *4* — двухконсольная ферма, *5* — монорельсовая тележка с тельфером, *6* — платформа со звеньями

или моторными путеподъемниками с уплотнением балласта съемными шпалоподбивочными машинами, а также электрошпалоподбойками. Рихтовку производят моторными путерихтовщиками и ручными гидравлическими рихтовочными приборами.

Верх уплотненной балластной призмы устраивают ниже верхней постели деревянных шпал и в уровне с верхней постелью средней части железобетонных шпал. Величину зазоров в рельсовых стыках отрихтованного пути принимают в пределах 0—21 *мм* в зависимости от климатических условий района, длины рельсов и температуры при укладке.

§ 20.7. ЭКСПЛУАТАЦИЯ

Эксплуатация пути состоит из ряда организационных и технических мероприятий, обеспечивающих экономичное и безопасное использование его. Организационные мероприятия заключаются в составлении графиков планово-предупредительного ремонта и текущего содержания пути, дефектовочных ведомостей, смет, в материальной подготовке и проведении ремонтов, межремонтного обслуживания и др. Технические мероприятия заключаются в замене изношенных или поломанных деталей пути (рельсов, шпал, скреплений и др.); устранении неисправностей пути (перекоса шпал, уширений колеи, просадок и искривлений в плане, неправильных стыковых зазоров рельсов и т. п.); очистке и смазке стрелочных переводов; очистке путевой решетки и балласта; поддержании профиля земляного полотна; снегоочистке; дренаже и др.

Для механизации ремонтных работ применяют железнодорожные и автомобильные краны, бульдозеры, путевые комбайны различных типов, вагоны-дозаторы, мотодрезины с платформами, отвальные плуги (для очистки кюветов, обочин), путеизмерительные тележки, шпалоподбивочные машины, раскайловочные машины, путепередвигатели цикличного действия (в качестве путеподъемников), сварочное оборудование, передвижные электростанции, специальные станки (рельсорезный, рельсосверлильный, рельсошлифовальный, для разгонки стыков и др.), электрифицированный инструмент (шпалоподбойки, гайковерты, костылезабивщики, дрели и др.), ручной инструмент и вспомогательные приспособления (домкраты, шаблоны, устройства для бандажировки др.).

В СССР и за рубежом создают универсальные путевые комбайны для механизации основных видов ремонтных работ. Труд рабочего, управляющего сложными машинами и производственными процессами, все более приближается к труду инженера и техника.

Пути от снега очищают плужными и роторными снегоочистителями в зависимости от толщины снежного покрова. При толщине покрова до 1 *м* и особенно, при гололеде эффективно применение турбореактивных двигателей, установленных на платформе и очищающих пути газовой струей.

При частых передвижках путей на уступах, сложенных мягкими породами с недостаточной несущей способностью (размокшими, насыпными и т. п.), а также во избежание примерзания шпал к основанию пути под шпалы подкладывают доски или стальные перфорированные листы (более экономично).

Для обеспечения нормальной эксплуатации передвижных путей в зимнее время проводят заблаговременный ремонт их, дренаж рабочих площадок и другие мероприятия в зависимости от конкретных условий.

Литература к гл. 20: 2, 156, 165, 179.

Раздел IX

ВАГОНЫ И ВАГОНЕТКИ

ГЛАВА 21

ОБЩАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ И ОСНОВЫ ТЕОРИИ

§ 21.1. ОБЩАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ

Вагоном называют единицу железнодорожного подвижного состава карьеров или дорог общего назначения, предназначенную для перевозки пассажиров или грузов; вагонеткой — аналогичную единицу шахтного подвижного состава. Составными частями являются кузов, рама (для укрепления на ней кузова, ударно-тяговых приборов и части тормозного оборудования), ударно-тяговые приборы (служащие для сцепления вагонов между собой и локомотивом), тормозное оборудование, ходовые части. К последним относятся колесные пары (два колеса вместе с соединяющей их осью), буксы (подшипниковые узлы), направляющие для букс и рессоры. В тележечных вагонах ходовые части объединяют в группы, называемые тележками. Рама через пятники опирается на подпятники тележек. Расстояние между центрами пятников называют базой. У нетележечных вагонов база измеряется по осям крайних колесных пар.

Вагоны классифицируют по следующим признакам:

по месту эксплуатации — общесетевые; промышленного транспорта (карьерного и шахтного транспорта);

по назначению — пассажирские; грузовые (для ископаемого, породы, закладочных материалов, вспомогательных грузов); специальные (для тяжелого оборудования, пожарные, путеизмерительные и т. п.);

по характеру перемещения — несамоходные, перемещающиеся локомотивом; самоходные, снабженные двигателем;

по способу разгрузки — саморазгружающиеся; разгружающиеся с помощью вагоноопрокидывателей;

по количеству осей — двухосные; четырехосные; шестиосные; восьмиосные; многоосные. Вагоны и вагонетки с числом осей четыре и более, как правило, выполняются с тележечной ходовой частью;

по способу крепления колес на осях — с жестким креплением (прессовой посадкой); со свободно вращающимися колесами. Первый способ применяют для общесетевых и карьерных вагонов, второй — для шахтных вагонеток.

§ 21.2. УСТОЙЧИВОСТЬ

Устойчивостью называют сопротивление вагона внешним воздействиям, стремящимся вызвать сход с рельсов. Различают три вида устойчивости: продольную, поперечную и против всползания колеса на рельс.

Потеря продольной устойчивости состоит в опрокидывании вокруг оси одной из колесных пар.

Устойчивость оценивают по коэффициенту продольной устойчивости

$$k_{\text{у}} = \frac{M_{\text{восст}}}{M_{\text{возм}}}, \qquad (21.1)$$

где $M_{восст}$ — момент восстанавливающих (удерживающих) сил относительно оси, вокруг которой возможно опрокидывание;

$M_{возм}$ — момент возмущающих (опрокидывающих) сил относительно той же оси.

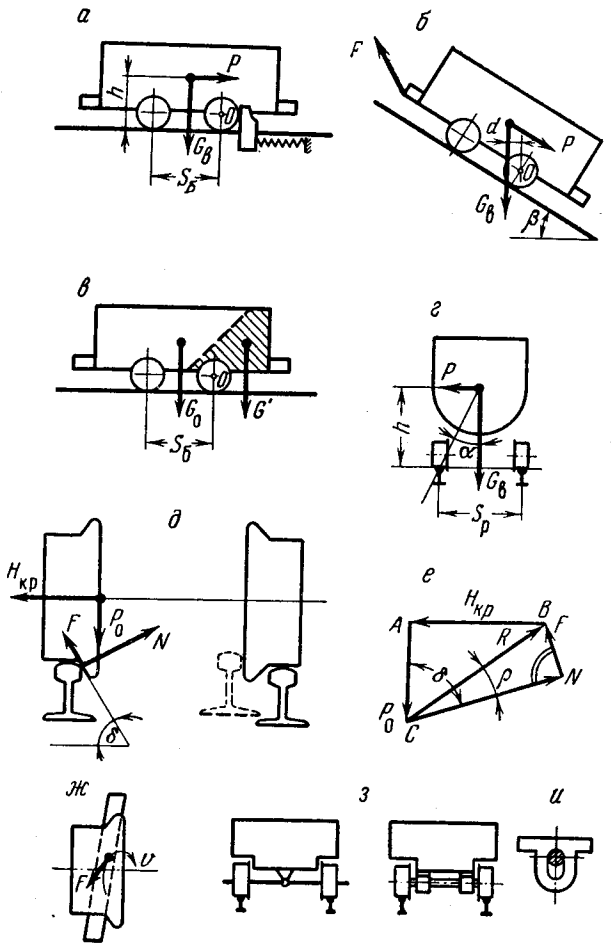


Рис. 21.1. Устойчивость вагонеток

Минимальное значение $k_у$ равно 1,5 (если учитывать только статические силы возмущения) и 1,3 (если учитывать и динамические силы). К опасным моментам относятся остановка вагона за колеса на стопоре, движение по наклонным путям и односторонняя загрузка.

Пусть вагон останавливается стопором (рис. 21.1, *а*). Опрокидывающий момент относительно O создает сила инерции P, восстанавливающий — сила веса $G_в$. Силу сопротивления движению можно не учитывать (она очень мала). Из (21.1)

$$k_у = \frac{G_в S_б}{2P\,(h - 0{,}5d)} = \frac{S_б g}{2a\,(h - 0{,}5d)}, \qquad (21.2)$$

где h — высота центра тяжести над уровнем головок рельсов, *м*;
$S_б$ и d — база вагона и диаметр колеса, *м*;
a — замедление, *м/сек*^{2}.

Задавшись минимальным значением $k_у$, можно найти из (21.2) допускаемое a, по которому определить необходимую характеристику стопора при заданной скорости подхода и наоборот. Например, пусть стопор имеет пружинные амортизаторы при начальной затяжке пружин, равной нулю. Тогда из условия поглощения кинетической энергии пружинами имеем

$$\frac{G_в v^2}{2g} = \frac{Fl}{2}, \tag{21.3}$$

где F — конечная сила сжатия пружин, *кГ*;
l — осадка пружин, *м*.

Так как

$$F = \frac{G_в a}{g},$$

то из (21.3)

$$v^2 = al, \ м^2/сек^2. \tag{21.4}$$

Имея l, из (21.4) получаем предельную скорость подхода к стопору по устойчивости.

При движении на подъем (рис. 21.1, *б*) опрокидывающий момент относительно точки O создают натяжение сцепки F и сила инерции P, а восстанавливающий момент — сила веса. Последний с ростом β уменьшается, так как уменьшается плечо d, поэтому существует предельный угол наклона по устойчивости. Для канатных откаток он составляет 30°.

Третий опасный случай (рис. 21.1, *в*) — одностороннее заполнение вагонетки рудой, а на угольной шахте — породой во время загрузки. Методом попыток устанавливают такое состояние загрузки, при котором момент возмущающей силы G' относительно O наибольший, и для этого случая проверяют устойчивость.

Во всех трех случаях (рис. 21.1, *а*, *б*, *в*) продольная устойчивость повышается с увеличением базы.

Потеря поперечной устойчивости состоит в опрокидывании вокруг рельса (рис. 21.1, *г*).

Поперечная устойчивость может быть нарушена поперечными силами, возникающими на закруглении пути, — центробежной силой, силой натяжения каната, силой на сцепках, давлением смежных вагонов, а также раскачиванием при быстром движении на неровном пути.

Коэффициент поперечной устойчивости находится из (21.1). Восстанавливающий момент равен $0{,}5\, S_р G_в$, т. е. чем больше ширина колеи $S_р$, тем больше поперечная устойчивость.

Конструктивным критерием устойчивости является величина угла поперечной устойчивости α (рис. 21.1, *г*), образуемого вертикальной осью симметрии с прямой, соединяющей центр тяжести порожней вагонетки с точкой касания колеса с рельсом,

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{S_р}{2h}. \tag{21.5}$$

Чем больше ширина колеи и ниже центр тяжести, тем большим получается угол α и тем большим может быть безопасное отклонение равно-

действующей силы веса и поперечной силы, а следовательно, тем устойчивее получается вагонетка. Как правило, для вагонеток принимают $\alpha \geqslant 22°$, однако на практике встречаются углы $\alpha = 16—18°$. Потеря устойчивости против всползания колеса на рельс состоит в том, что гребень колеса всползает на рельс (рис. 21.1, *д*).

Устойчивость оценивают по коэффициенту устойчивости против всползания колеса на рельс

$$k_{у.\,в} = \frac{H_{кр}}{H}, \tag{21.6}$$

где $H_{кр}$ — критическая осевая сила, т. е. сила, при которой колесо теряет устойчивость и начинает всползать на рельс;

H — действительная осевая сила.

В состоянии предельного равновесия на колесо (рис. 21.1, *д*) действуют $H_{кр}$ — осевая (критическая) сила, P_0 — нагрузка от веса, N — нормальная реакция от рельса и F — сила трения в точке K контакта гребня с рельсом. На рис. 21.1, *е* представлен многоугольник этих сил. Сила R — равнодействующая сил N и F. Она составляет с N угол ρ — угол трения.

Из ΔABC

$$H_{кр} = P_0 \operatorname{tg}(\delta - \rho) = P_0 \frac{\operatorname{tg}\delta - \operatorname{tg}\rho}{1 + \operatorname{tg}\delta \operatorname{tg}\rho}.$$

Так как $\operatorname{tg}\rho = f$, где f — коэффициент трения, то

$$H_{кр} = P_0 \frac{\operatorname{tg}\delta - f}{1 + f \operatorname{tg}\delta}.$$

Подставляя полученное H в (21.6), получим

$$k_{у.\,в} = \frac{P_0}{H} \cdot \frac{\operatorname{tg}\delta - f}{1 + f \operatorname{tg}\delta}. \tag{21.7}$$

Сила F на рис. 21.1, *д* направлена вверх потому, что колесо при сходе всегда несколько перекошено (рис. 21.1, *ж*), точка контакта K от вертикальной осевой плоскости несколько смещена вперед и поэтому при вращении колеса появляется сила трения F, направленная вверх.

Потеря устойчивости против всползания колеса — главная причина схода с рельсов. Основной причиной снижения $k_{у.\,в}$ (21.7) является снижение P_0. Например, если жестко закрепить оси к вагонетке, то при неровных путях одно колесо будет висеть в воздухе; для него $P_0 = 0$, т. е. достаточно небольшой осевой силы, чтобы вызвать сход. Поддержание высокого значения P_0 достигают подрессориванием вагонов или применением балансирной подвески, при которой одну ось крепят к кузову наглухо, а другую шарнирно (рис. 21.1, *з*). При этом, несмотря на неровности путей, на все четыре колеса нагрузка распределяется равномерно. Для достижения подобного же эффекта при креплении осей кронштейнами последние имеют овальные отверстия (рис. 21.1, *и*).

Повысить $k_{у.\,в}$ можно было бы в принципе увеличением угла δ, однако практически этот угол контролю не поддается, так как колеса при работе притираются (рис. 21.1, *ж*), приобретают некоторый угол самозаточки гребней, по которому и принимают нормативы δ при изготовлении колес.

Устойчивость существенно повышается установкой контррельсов (пунктир на рис. 21.1, *д*), которые воспринимают на себя силу H и, вследствие значительного δ, препятствуют сходу.

При сухих рельсах (большое f) устойчивость можно повысить смазкой рельсов, поскольку снижение f увеличивает $k_{т.в}$ (21.7).

§ 21.3. СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ

При движении вагона по рельсам, кроме основного сопротивления, обусловленного трением в подшипниках, трением качения колес по рельсам и сопротивлением воздуха, могут быть дополнительные сопротивления при движении по наклонному пути и закруглениям. Кроме того, при изменении скорости, трогании с места и остановке на вагон действуют силы инерции.

В соответствии с (2.29) сила тяги для перемещения вагона по наклонным путям равна

$$F = G_{бр}\left(w_0'' \cos\beta + w_{кр}\cos\beta \pm \sin\beta + \frac{\delta a}{g}\right), \ кГ,$$

где $G_{бр}$ — общий вес вагона, *кГ*;
w_0'' — коэффициент основного сопротивления движению;
$w_{кр}$ — коэффициент дополнительного сопротивления от кривых;
δ — коэффициент учета инерции вращающихся масс;
a — ускорение, *м/сек*^{2}.

При малых углах наклона ($\beta \leqslant 5°$) можно считать

$$\cos\beta \approx 1; \quad \sin\beta \approx \operatorname{tg}\beta = i,$$

тогда

$$F = G_{бр}\left(w_0'' + w_{кр} \pm i + \frac{\delta a}{g}\right), \ кГ \qquad (21.8)$$

Удобно $G_{бр}$ выражать в тоннах, тогда, разделив $G_{бр}$ на 1000 и умножив все члены в скобках на 1000, получим

$$F = G_{бр}\left(w_0'' + w_{кр} \pm i + \frac{1000\delta a}{g}\right), \ кГ, \qquad (21.9)$$

где $G_{бр}$ — вес вагона, *Т*;
w_0'' и $w_{кр}$ — удельные сопротивления (основное и дополнительное) от кривых, *кГ/Т*;
i — уклон пути в тысячных, т. е. 1000 tg β.

Принимая δ в среднем равным 1,06, окончательно имеем

$$F = G_{бр}(w_0'' + w_{кр} \pm i + 108a), \ кГ. \qquad (21.10)$$

Удельное основное сопротивление шахтных вагонеток

$$w_0'' = A + Bv, \ кГ/Т, \qquad (21.11)$$

где A и B — опытные величины, постоянные для данного типа вагонеток и характера заполнения (табл. 21.1);
v — скорость движения, *м/сек*.

Удельное основное сопротивление вагонов карьерного транспорта по данным СГИ:

Таблица 21.1

Основное удельное сопротивление движению шахтных вагонеток (по данным ДГИ)

Тип вагонетки	Грузоподъемность, T	A	B	Тип вагонетки	Грузоподъемность, T	A	B
Угольные вагонетки				*Рудные вагонетки*			
ВШ-1Т	1	7,6/9,0	1,1/1,1	ВГ-4	5	7,4/9,6	0,4/0,9
ВШ-3Т	2	7,0/7,9	1,2/1,2	ВГ-6	10	3,7/6,2	0,6/1,1
ВД-5,6	5	5,5/4,8	0,1/1,0	1ВО-10	10	7,2/8,8	0,6/0,5
ВШ-5Т	3	6,8/7,2	0,2/1,1	6,ВОК-3	7,8	5,1/8,8	0,7/0,5

Примечание. В числителе значение для груженых вагонеток, в знаменателе — для порожних.

для четырехосных думпкаров нормальной колеи на постоянных путях

$$w_0'' = 0{,}7 + \frac{12 + 0{,}3v}{0{,}25G_{бр}},\ кГ/Т; \qquad (21.12)$$

на передвижных балластированных путях

$$w_0'' = 0{,}9 + \frac{15 + 0{,}4v}{0{,}25G_{бр}},\ кГ/Т; \qquad (21.13)$$

на передвижных небалластированных путях

$$w_0'' = 1{,}1 + \frac{17 + 0{,}4v}{0{,}25G_{бр}},\ кГ/Т, \qquad (21.14)$$

где v — скорость движения, *км/ч*;
$G_{бр}$ — общий вес вагона, T.

Дополнительное сопротивление на кривых зависит от радиуса кривой. Для шахтных вагонеток по данным ДГИ его можно определить по эмпирической формуле

$$w_{кр} = \frac{240 S_б \alpha \zeta}{R},\ кГ/Т, \qquad (21.15)$$

где $S_б$ — жесткая база, *м*;
α — коэффициент, учитывающий влияние загрузки вагонетки; (для порожних вагонеток $\alpha = 1$, для груженых $\alpha = 0{,}85$);
ζ — коэффициент, учитывающий влияние состояния поверхности рельсов (для сухих рельсов $\zeta = 1$, для мокрых или смазанных рельсов $\zeta = 0{,}45$);
R — радиус кривой, *м*.

Для вагонов карьерного транспорта при колее 1524 *мм* на стационарных путях

$$w_{кр} = \frac{700}{R},\ кГ/Т, \qquad (21.16)$$

на передвижных

$$w_{кр} = \frac{1300}{R},\ кГ/Т; \qquad (21.17)$$

при колеее 750 *мм* на стационарных путях

$$w_{кр} = \frac{425}{R},\ кГ/Т, \qquad (21.18)$$

на передвижных

$$w_{кр} = \frac{800}{R}, \ кГ/Т, \tag{21.19}$$

где R — радиус кривой, *м*.

Величина коэффициента сопротивления движению является показателем состояния ходовых частей вагонеток. Поэтому на каждой шахте должна быть установлена испытательная горка, через которую необходимо периодически пропускать все вагонетки (§ 21.4).

§ 21.4. РАСЧЕТ САМОКАТНЫХ УКЛОНОВ

Для перемещения по рельсовым путям одиночных вагонеток в некоторых случаях рельсам придают уклон, обеспечивающий движение вагонеток под действием собственного веса.

Основная задача расчета. Дано: $v_н$ — скорость в начале участка, *м/сек*; i — уклон, $^0/_{00}$; w_0'' и $w_{кр}$ — основное удельное сопротивление и сопротивление от кривых, *кГ/Т*; l — длина участка, *м*. Определить $v_к$ — скорость в конце участка.

При самокатном движении в выражении (21.10) $F = 0$. Поскольку $G_{бр} \neq 0$, то равно нулю выражение в скобках, откуда

$$a = \frac{i - (w_0'' + w_{кр})}{108}, \ м/сек^2. \tag{21.20}$$

При равноускоренном движении

$$v_к^2 - v_н^2 = 2al.$$

Подставляя сюда a из (21.20), получим

$$v_к = \sqrt{v_н^2 + \frac{l\,(i - w_0'' - w_{кр})}{54}}, \ м/сек. \tag{21.21}$$

или иначе

$$i = w_0'' + w_{кр} + \frac{54}{l}(v_к^2 - v_н^2), \ ^0/_{00}. \tag{21.22}$$

Из (21.21) следует, что $v_к = v_н$ при $i = w_0'' + w_{кр}$, т. е. вагон движется равномерно; если $i > w_0'' + w_{кр}$, то $v_к > v_н$, т. е. движение ускоренное; если $i < w_0'' + w_{кр}$, то движение замедленное.

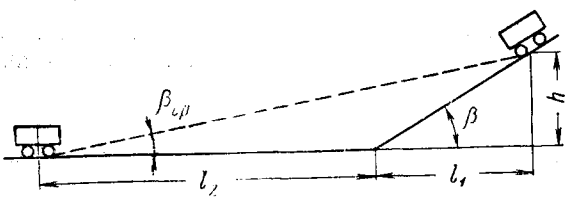


Рис. 21.2. Схема испытательной горки

Расчет самокатных путей ведут в следующем порядке: план путей разбивают на участки с постоянным полным коэффициентом сопротивления $(w_0'' + w_{кр})$; определяют величину полного коэффициента сопротивления для каждого участка; задаваясь величинами $v_н$ и $v_к$, определяют уклон i или, задаваясь уклоном, находят $v_к$.

Максимальная скорость движения в целях безопасности принимается не выше 3 *м/сек*, а минимальная — не ниже 0,5 *м/сек*. Скорость движения вагонеток при подходе к стопорам должна быть в пределах 0,75—1,0 *м/сек*. Для трогания с места уклон принимают пусковым $i_{пуск} \geqslant (2{,}5 \div 3{,}0)w_0''$.

Имея длину участка и уклон, находят потерю высоты на участке и общую потерю высоты от начала до конца самокатных путей. В зависимости от местных условий принимается способ компенсации высоты и производится расчет компенсатора.

К достоинствам самокатной откатки относится простота оборудования приемно-отправительных площадок для обмена вагонеток; к недостаткам — возможные остановки при увеличении w_0'' или при засорении путей.

Рассмотрим частный случай самокатного движения — испытательную горку (рис. 21.2). Вагонетка трогается с места на наклонном участке и, скатившись с него по инерции, движется на расстояние l_2 по горизонтальному участку до полной остановки.

Средний уклон пути от начала до конца пути вагонетки

$$i_{ср} = 1000 \operatorname{tg} \beta_{ср} = 1000 \frac{h}{l_1 + l_2}.$$

Так как $v_к = v_н = 0$,
то из (21.22)

$$w_0'' = i_{ср} = 1000 \frac{h}{l_1 + l_2}, \ кГ/Т. \qquad (21.23)$$

Чем больший путь пройдет вагонетка, т. е. чем больше l_2, тем меньше w_0'' и лучше ходовые качества вагонеток. Для удобства наблюдений величину w_0'' можно нанести непосредственно вдоль горизонтального участка пути. Вагонетки, имеющие повышенный коэффициент сопротивления и не дошедшие до определенной отметки, следует отводить в сторону для осмотра, перезарядки подшипников и, если требуется, ремонта.

§ 21.5. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЕМКОСТИ И ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ ВАГОНОВ

Вагоны (вагонетки) проектируют применительно к какому-то грузу с определенным объемным весом, а перевозить приходится различные грузы, в связи с этим появляется задача определения реальной вместимости вагонов.

Емкость кузова характеризуется $G_{гр.\,н}$, T — номинальной грузоподъемностью, $V_г$, $м^3$ — геометрической емкостью (объемом воды, налитой в кузов) и $V_{п.\,н}$ — номинальным погрузочным объемом, т. е. предельным объемом разрыхленного грунта, насыпанного в кузов «с шапкой». По рис. 21.3, считая объем «шапки» как усеченной пирамиды, получим

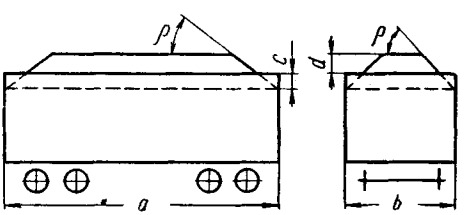


Рис. 21.3. Схема к определению погрузочного объема вагона

$$V_{п.\,н} = V_г - abc + \frac{ab}{3}(c+d)\left[2 - 2\frac{c+d}{a \operatorname{tg} \rho} + \left(1 - 2\frac{c+d}{a \operatorname{tg} \rho}\right)^2\right], \ м^3. \qquad (21.24)$$

Для карьерных вагонов принимают $c = 0{,}1$ *м*; $d = 0{,}4$ *м*; $\rho = 30°$.

Грузоподъемность вагонеток при полном использовании объема принято определять по геометрической емкости и насыпному весу груза:

$$G_{гр} = V_г \psi \gamma, \ Т, \qquad (21.25)$$

где $\psi = 0{,}9$—1 — коэффициент заполнения;
γ — насыпной вес груза в кузове, $Т/м^3$.

Грузоподъемность карьерных вагонов при полном использовании объема принято определять по погрузочному объему и по объемному весу груза в целике или в насыпке

$$G_{гр} = \frac{V_{п.\,в}\gamma_т}{k_{куз}} = V_{н.\,в}\gamma,\ т, \qquad (21.26)$$

где $\gamma_т$ — объемный вес в целике, $т/м^3$;
$k_{куз}$ — коэффициент разрыхления в кузове (в вагоне) (табл. 21.2).

Таблица 21. 2

Коэффициент разрыхления при экскаваторных работах

Породы	$\gamma_т$, $т/м^3$	Коэффициент разрыхления		
		в ковше экскаватора	в вагоне	в отвале
Легкие	1,5—1,7	1,2	1,15	1,1
Средние	1,8	1,5	1,3	1,15
Тяжелые	1,9—2,8	1,9	1,5	1,25
Уголь	1,15—1,3	1,5	1,4	—

При легких грузах $G_{гр} < G_{гр.\,в}$, т. е. вагон используется неполностью по грузоподъемности, коэффициент использования которой

$$k_{гр} = \frac{G_{гр}}{G_{гр.\,в}}. \qquad (21.27)$$

При тяжелых грузах $G_{гр} > G_{гр.\,в}$, и приходится вагон использовать неполностью по объему. При загрузке до номинальной грузоподъемности действительный погрузочный объем из (21.26)

$$V_п = \frac{G_{гр.\,в}k_{куз}}{\gamma_т} = \frac{G_{гр.\,в}}{\gamma},\ м^3 \qquad (21.28)$$

и коэффициент использования объема

$$k_{об} = \frac{V_в}{V_{п.\,в}}. \qquad (21.29)$$

При погрузке одноковшовыми экскаваторами использование вагонов определяют с учетом того, что число ковшей, загружаемых в вагон, должно быть целым числом.

Вес груза в ковше экскаватора

$$G_{ков} = Ek_э\gamma_т,\ т, \qquad (21.30)$$

где E — емкость ковша, $м^3$;
$k_э$ — коэффициент экскавации (табл. 21.3).

Таблица 21.3

Примерные значения $k_э$ одноковшовых экскаваторов

Породы	Значения $k_э$ при E, $м^3$							
	0,15	0,50	0,75	1,0	1,5	2,0	3,0	5,0—6,0
Мягкие	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,90	0,85
Плотные	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80
Полускальные	—	—	—	0,48	0,50	0,56	0,60	0 60
Скальные	—	—	—	—	0,45	0.50	0,55	0,55

Число ковшей при полном использовании грузоподъемности вагона

$$n_{гр} = \frac{G_{гр.\,н}}{G_{ков}} = \frac{G_{гр.\,н}}{Ek_{э}\gamma_{т}}. \qquad (21.31)$$

Объем груза (в целике), помещающегося в кузове, равен $V_{п.\,н}$: $k_{куз}$, а в ковше — $Ek_{э}$, поэтому число ковшей при полном использовании объема вагона

$$n_{об} = \frac{V_{п.\,н}}{Ek_{э}k_{куз}}. \qquad (21.32)$$

Получим предельное число ковшей по грузоподъемности (21.31) и по емкости (21.32), принимают из них меньшее и округляют его до ближайшего меньшего числа. Приняв n, находят действительную грузоподъемность

$$G_{гр} = nEk_{э}\gamma_{т},\ T, \qquad (21.33)$$

и действительный погрузочный объем

$$V_{п} = nEk_{э}k_{куз},\ м^3. \qquad (21.34)$$

Коэффициенты использования грузоподъемности и объема определяют из (21.27) и (21.29). Выбирая вагон, нужно стремиться к тому чтобы эти коэффициенты были наибольшими.

ГЛАВА 22

ВАГОНЕТКИ

§ 22.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Вагонетки классифицируют по следующим признакам:

по конструкции кузова и способу разгрузки грузовых вагонеток — с глухим жестко закрепленным на раме кузовом, разгружающиеся опрокидыванием (рис. 22.1, *а*); с шарнирно закрепленным на раме кузовом и поднимающимся бортом, разгружающиеся наклоном кузова (рис. 22.1, *б*); с кузовом, имеющим откидные днища, через которые вагонетка разгружается (рис. 22.1, *в*); с кузовом, имеющим откидные стенки и наклонное днище, разгружающиеся при открывании стенок; с глухим опрокидным кузовом, разгружающиеся опрокидыванием кузова (рис. 22.1, *г*);

по емкости кузова грузовых вагонеток — малой (до 1,25 $м^3$); средней (от 1,25 до 2,8 $м^3$); большой емкости (свыше 2,8 $м^3$);

по области применения пассажирских (людских) вагонеток — для горизонтальных выработок; для наклонных выработок.

Литература к гл. 21: 47, 48, 73, 120, 137

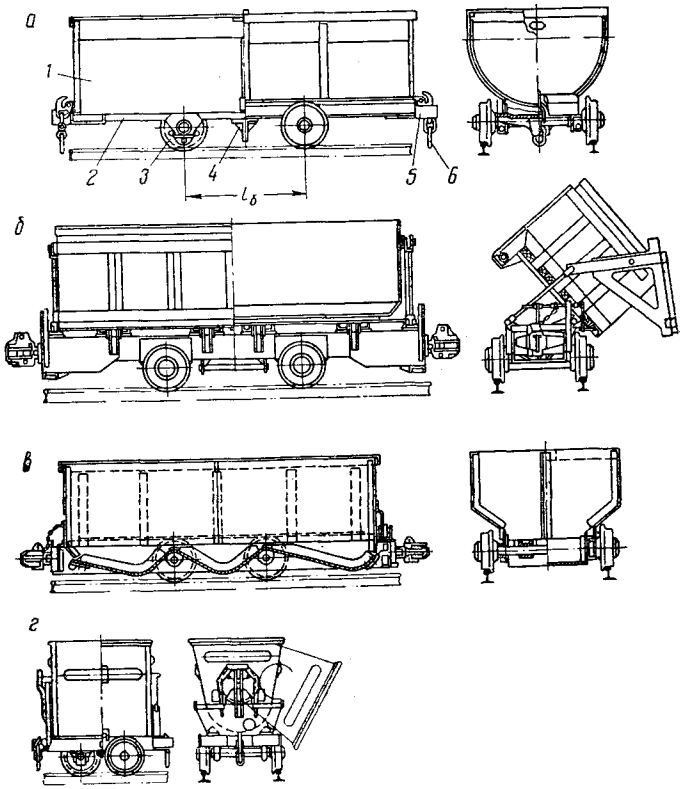


Рис. 22.1. Основные типы шахтных вагонеток

§ 22.2. УСТРОЙСТВО СОСТАВНЫХ ЧАСТЕЙ

Основными элементами грузовой вагонетки являются: кузов *1*, рама *2*, колесные пары (ось с двумя свободно вращающимися на ней на подшипниках качения колесами) *3*, подвагонный упор *4*, буфер *5*, сцепки *6* (рис. 22.1, *а*).

Рама представляет собой несущую часть вагонетки, на которой крепятся полускаты, кузов, буфера и сцепные устройства. В настоящее время в большинстве вагонеток раму изготовляют из двух продольных швеллеров специального профиля (с отогнутой полкой), соединенных по концам буферами. Снизу к швеллерам крепятся кронштейны для осей полускатов и упор, в который упирается кулак толкателя. При большой длине кузова для увеличения прочности рамы швеллеры соединяют дополнительными поперечными элементами.

Рама с колесными парами соединена жестко или при помощи резиновых амортизаторов (рис. 22.2, *а*). Отверстия в кронштейнах рамы для осей при жестком соединении имеют овальную форму, поэтому оси могут перемещаться при движении по неровным путям на небольшое расстояние в вертикальном направлении. В большегрузных вагонетках рама иногда опирается на оси через рессорные пружины (рис. 22.2, *б*). Рессорное под-

вешивание обеспечивает смягчение ударов при движении и равномерное распределение нагрузки от колес на рельсы.

Для снижения веса и увеличения емкости вагонетки без изменения ее размеров разработаны безрамные вагонетки, в которых колесные пары, буфера и сцепные устройства крепят к кузову, имеющему повышенную прочность (рис. 22.3).

Вагонетки большой емкости, имеющие длинный кузов, выполняют с двумя двухосными тележками, шарнирно соединенными с рамой. Так

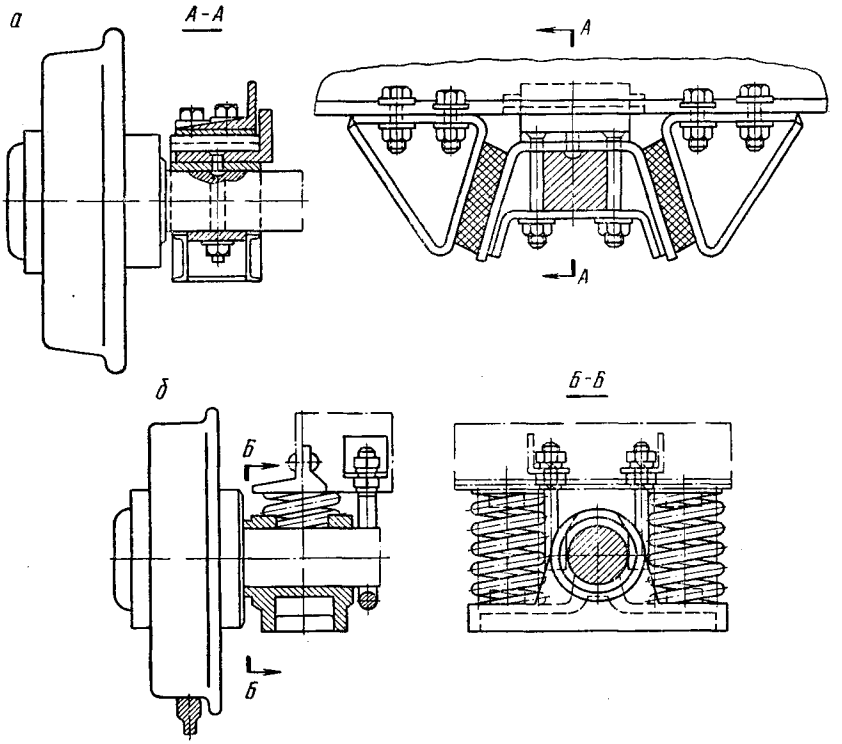


Рис. 22.2. Амортизирующие устройства

как жесткая база таких вагонеток невелика (равна жесткой базе одной тележки), то они обладают очень высокой проходимостью, сохраняя при этом устойчивость движения.

Колеса рудничных вагонеток имеют диаметр 300—350 *мм*, а в вагонетках большой емкости 400—450 *мм*, ширина обода 100—130 *мм*. Обод колеса конической формы, что способствует центрированию вагонетки в рельсовой колее.

Весьма важным для конструкции полуската является надежность уплотнений, предотвращающих вытекание смазки и попадание в подшипники пыли, грязи и влаги.

Кузов вагонетки изготовляют из стальных листов толщиной 5—6 *мм* при помощи сварки, форма кузова должна удовлетворять требованиям наиболее полного использования габаритов вагонетки и отсутствию налипания груза.

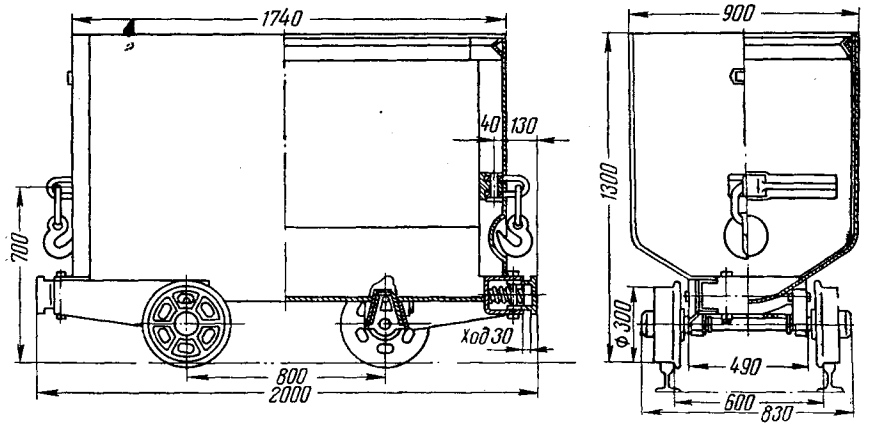


Рис. 22.3. Вагонетка безрамной конструкции

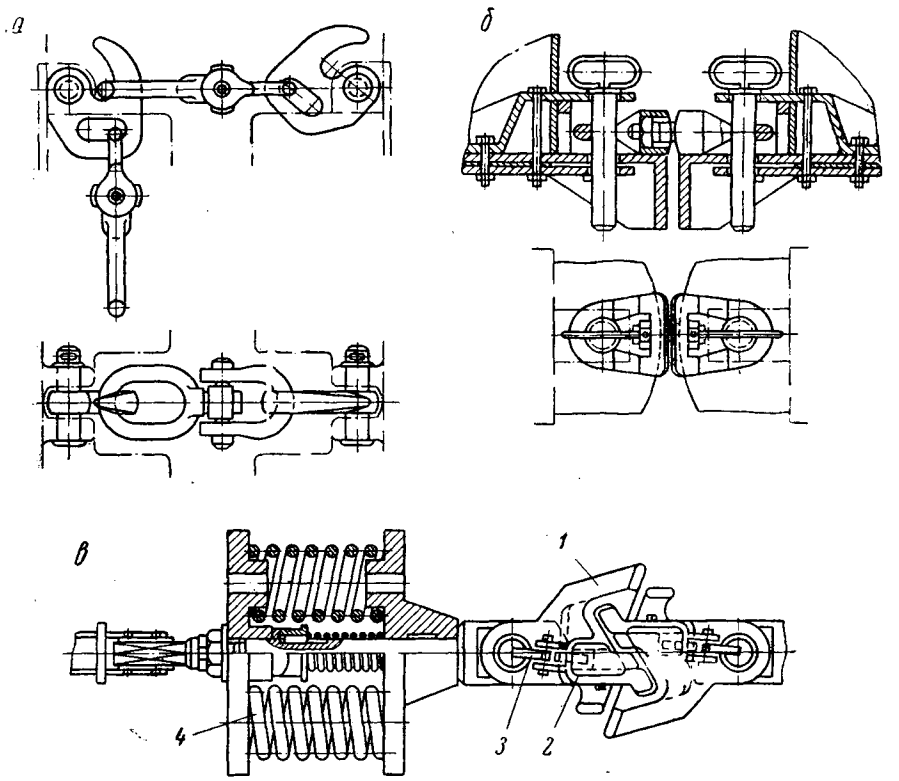


Рис. 22.4. Сцепки вагонеток:

а — крюковая вращающаяся; *б* — штыревая вращающаяся; *в* — автоматическая, *1* — корпус, *2* — клин, *3* — отключающий рычаг, *4* — пружинный амортизатор

Для снижения износа кузовов от истирания и коррозии их изготовляют из низколегированных сталей, применяют горячее оцинкование или металлизацию цинком, а также покрытие специальными лаками. Перспективным является изготовление кузова из алюминиевых сплавов.

В последнее время изготовлены опытные образцы рудничных вагонеток с кузовом из стеклопластика для шахт с особо агрессивными водами. Такой кузов легче металлического, а срок службы его значительно выше.

Буфера необходимы для амортизации ударов вагонеток друг о друга и для удобства сцепки и расцепки вагонеток. По конструкции буфера делятся на жесткие и эластичные. Последние амортизируют удары вагонеток при помощи пружин и резиновых прокладок. Буфера должны выступать за торцовые стенки вагонетки не менее чем на 100 *мм*.

Сцепные устройства (сцепки) служат для соединения вагонеток в состав и передачи тягового усилия. Они должны быть достаточно прочными, надежными и удобными для быстрой сцепки и расцепки составов. По способу действия сцепки делятся на простые и автоматические, а по конструкции на невращающиеся и вращающиеся. Автоматические сцепки, служащие одновременно буферами, сцепляются при столкновении вагонеток, для расцепки их требуется воздействие на замок вручную. Вращающиеся сцепки допускают разгрузку вагонеток в круговых опрокидывателях без расцепки составов. Конструкция сцепки должна допускать некоторую «игру» между вагонетками в вертикальном и горизонтальном направлении и в то же время исключать образование большого зазора между вагонетками, приводящего к значительным ударным нагрузкам при трогании и торможении состава. Сцепки для грузовых вагонеток должны иметь шестикратный запас прочности.

Конструкции сцепок показаны на рис. 22.4. Вагонетки средней и большой емкости должны быть оборудованы автосцепками. Преимущества автосцепок: безопасность и простота обслуживания. Недостатки: большой вес и сложность конструкции.

Некоторые типы вагонеток оборудуют тормозами, включаемыми вручную или автоматически по всему составу.

§ 22.3. ТИПЫ И ПАРАМЕТРЫ ВАГОНЕТОК

Основными параметрами вагонетки являются ее емкость ($м^3$), мертвый вес (тара — $G_в$, T), грузоподъемность (вес полезного груза — G, T), коэффициент тары $\left(\frac{G_0}{G}\right)$, коэффициент продольной и поперечной устойчивости (§ 21.1), удельное сопротивление движению (§ 21.2), ширина колеи и жесткая база (рис. 21.1).

Вагонетки с глухим неопрокидным кузовом получили наибольшее распространение. Они просты и надежны в эксплуатации. К недостаткам следует отнести возможность их разгрузки только на разгрузочных пунктах, оборудованных опрокидывателем и одним или двумя толкателями.

Вагонетки с глухим опрокидным кузовом распространены на рудниках цветной металлургии, а на железорудных и угольных шахтах используются на строительстве и для вспомогательных целей. Основным преимуществом является возможность разгрузки их в любом месте. К недостаткам относятся: высокое положение центра тяжести, следовательно, низкий коэффициент поперечной устойчивости, большой вес, а главное, необходимость применения ручного труда при разгрузке.

Вагонетки саморазгружающиеся с откидным бортом получили распространение на рудниках черной и цветной металлургии. На шахтах угольной промышленности этот тип вагонеток не применяется.

Существует две разновидности вагонеток с откидным бортом — с разгрузкой при наезде разгрузочного ролика на разгрузочную рамку и с разгрузкой при помощи штокового роликового опрокидывателя. К основным преимуществам относится: большая площадь разгрузочного отверстия, благодаря чему исключено застревание крупных кусков материалов при разгрузке и обеспечивается безостановочная разгрузка состава, что увеличивает производительность электровоза и пропускную способность разгрузочного пункта. Основные недостатки: относительная сложность конструкции и высокий коэффициент тары.

Саморазгружающиеся вагонетки с откидными днищами получили распространение исключительно на шахтах угольной промышленности. Применяют две конструкции: вагонетки с донной односторонней разгрузкой (старые конструкции); вагонетки с донной двусторонней разгрузкой (вновь созданные по предложению института Южгипрошахт, тип ВД). Достоинства вагонеток с разгрузкой через дно: быстрота разгрузки без применения специальных механизмов, а также большая устойчивость благодаря низкому расположению центра тяжести. Недостатком вагонеток с откидными днищами старой конструкции (рис. 22.1, *в*) является необходимость подачи вагонеток к месту разгрузки только в одном направлении по ходу закрывания днищ, а также невозможность разгрузки

Таблица 22.1

Характеристика шахтных вагонеток

Тип вагонетки	Емкость, $м^3$	Колея, *мм*	Основные размеры, *мм*			Диаметр колеса, *мм*	Жесткая база, *мм*	Высота оси сцепки, *мм*
			Длина по буферам	Ширина кузова	Высота от головок рельсов			
С глухим неопрокидным кузовом								
ВГ-0,7	0,7	600	1250	850	1220	300	500	320
ВГ-1,0	1,0	600 (900)	1500	850	1300	300	500	320
ВГ-1,4	1,4	600 (900)	200	880	1300	300	550	320
ВГ-1,4у	1,4	750 (600)	1850	1000	1300	350	600	320
ВГ-2,0	2,0	750 (600)	2850	1200	1300	400	1000	320
ВГ-2,8	2,8	900	3000	1240	1300	350	1000	365
ВГ-4,0	4,0	900	3850	1320	1450	350	1100	365
ВГ-4,0у	4,0	750	3850	1320	1550	450	1250	365
ВГ-8	8,0	900 (750)	6300	1500	1550	450	800 (тележка)	450
Саморазгружающиеся с откидными днищами								
ВД-4,0	4,0	900	4000	1320	1450	350	1100	365
ВД-5,6	5,6	900	4900	1500	1550	350	420 (тележка)	450
ВД-8,0	8,0	900	6300	1550	1550	350	420 (тележка)	

крупнокускового материала, так как оси полускатов, на которых закреплены днища, пересекают разгрузочное отверстие. Созданные вагонетки типа ВД не имеют указанных недостатков и позволяют создать поточную схему движения состава, значительно (на 30—50%) сократить объем околоствольных дворов и обрабатывать грузы на весьма крупных шахтах

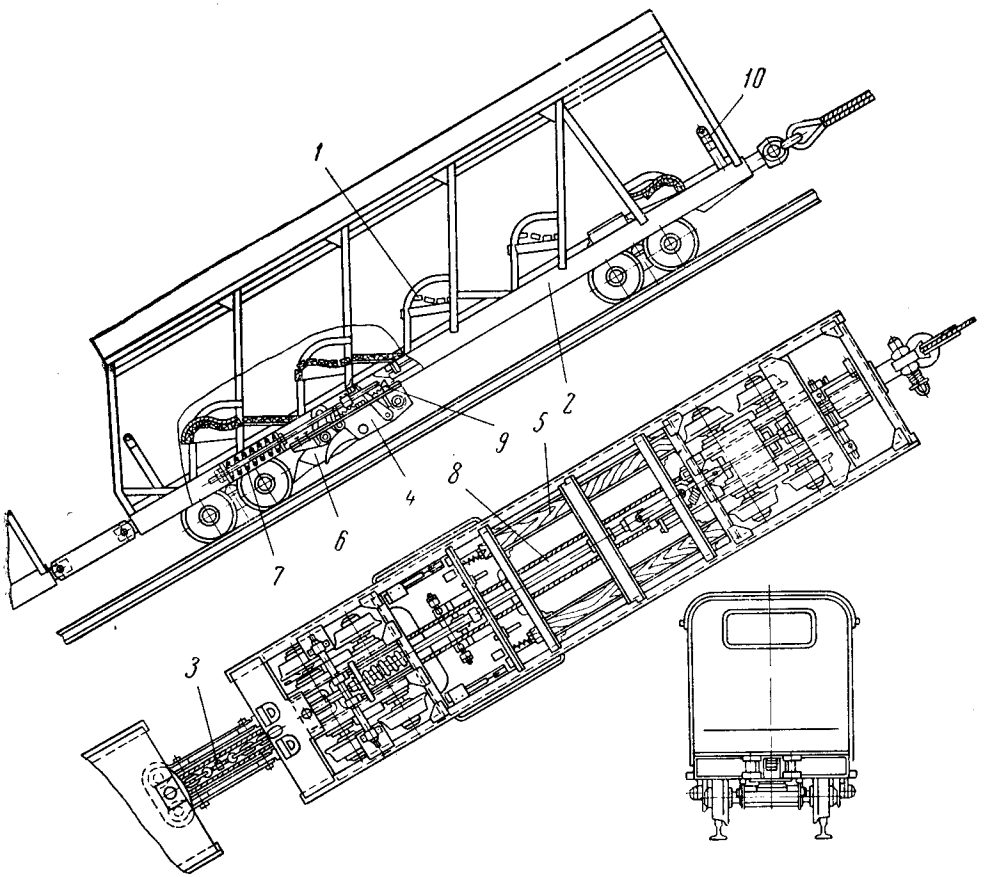


Рис. 22.5. Вагонетка для перевозки людей по наклонным выработкам

производительностью 7—10 тыс. *т* угля в сутки при полной механизации и автоматизации всех маневровых и разгрузочных операций.

Для новых и реконструируемых горных предприятий разработан типаж вагонеток (табл. 22.1).

Для перевозки людей используют специальные вагонетки, обеспечивающие безопасность и удобство передвижения. Кузов вагонетки имеет глухие торцовые стенки и металлическую крышу, надежно заземленную через раму и полускаты на рельсы, подвеска кузова рессорная. Вагонетки оборудуют тормозами, эластичными буферами и надежными сцепками. Сцепки рассчитывают с 13-кратным запасом прочности.

На горизонтальных выработках применяют вагонетки типа ВЛ-12 с шестью двухместными сиденьями (на колею 600 *мм*) и типа ВЛ-18 с шестью трехместными сиденьями (на колею 900 *мм*). Скорость движения

не должна превышать 5 *м/сек*, а длина пути торможения на максимальном уклоне 20 *м*. Для надежного торможения вагонетки оборудуют ручным одноколодочным рычажным тормозом. Конструкция сцепок исключает возможность их самопроизвольного расцепления.

На наклонных выработках применяют вагонетки (рис. 22.5), оборудованные специальными парашютными устройствами для улавливания и плавного торможения вагонетки в случае обрыва тягового каната или сцепки.

Сиденья *1* наклонены по отношению к раме *2*. Вагонетки соединены для надежности двумя сцепками *3*.

Парашютное устройство состоит из тормозной каретки *4*, свободно подвешенной к раме вагонетки, двух деревянных брусьев-амортизаторов *5*, укрепленных под рамой, и механизма автоматического и ручного включения.

Если вагонетка движется нормально с достаточным натяжением каната, упоры *6* тормозной клетки при помощи защелок удерживаются в подвешенном состоянии над путями. При резком ослаблении каната приводная пружина *7* при помощи тяги *8* выключает защелки упоров, последние под собственным весом опускаются вниз и внедряются в верхнее строение пути. Вагонетка, продолжая движение, набегает деревянными брусьями-амортизаторами на установленные на тормозной каретке резцы *9*, которые врезаются в брусья, в результате чего происходит плавное торможение до полной остановки вагонетки. После срабатывания парашютов брусья-амортизаторы заменяют новыми.

Включение парашюта может быть произведено и вручную при помощи рукоятки *10* кондуктором. Для предупреждения самопроизвольного включения парашютов при уменьшении натяжения каната из-за выхода вагонетки на горизонтальные или слабонаклонные участки пути производят стопорение тяги при помощи рукоятки, воздействующей на защелки.

Таблица 22.2

Характеристика вагонеток для перевозки людей

Тип вагонетки	Количество мест	Ширина колеи, *мм*	Угол наклона пути, *град*	Максимальное тяговое усилие на сцепке, *кГ*	Основные размеры, *мм*			Вес с ограждающей сеткой, *кГ*
					длина по буферам	ширина	высота от головок рельсов	
Вагонетки для горизонтальных выработок								
ВЛ-12	12	550, 575 600	0	3000	4380	1020		1350
ВЛ-12	12	900	0	3000	4380	1180		1550
ВЛ-18	18	900	0	3000	4560	1360		1780
Вагонетки для наклонных выработок								
ВЛ-3-8	8	550, 575, 600	6—50	5000	4450	1050	1400	1700
ВЛ-3-12	12	900	6—50	5000	4450	1350	1400	1980
ВЛ-4-10	10	550, 600	0—30	5000	4450	1000	1450	1700
ВЛ-4-15	15	900	0—30	5000	4450	1330	1450	1950
ВЛ-4-18	18	1067	0—30	5000	5250	1570	1485	2450

Вагонетки, предназначенные для применения в выработках с углами наклона от 15 до 50°, оборудуют парашютным устройством с захватами, которые во время торможения зажимают головки рельсов. При углах наклона от 50 до 80° для повышения устойчивости при торможении и во время движения вагонетки снабжают направляющими лапами, постоянно охватывающими головки рельсов.

Характеристика вагонеток для перевозки людей приведена в таблице 22.2.

§ 22.4. ЭКСПЛУАТАЦИЯ

Содержание вагонеточного парка в исправном состоянии и своевременный ремонт вагонеток имеют существенное значение для обеспечения нормальной работы подземного транспорта.

Вагонетки, поступающие на шахту, снабжают инвентарными номерами и регистрируют в специальной книге. Резервные вагонетки хранят под навесом на деревянных подкладках, колесами вверх, поверхность их покрывают мазутом или отходами смазочных масел. При разгрузке вагонеток часть груза налипает на их стенки и уменьшает полезную емкость на 3—6%. Для очистки вагонеток в последнее время применяется целый ряд механизмов и приспособлений (см. § 38.6).

Ежедневный осмотр вагонеток производит дежурный слесарь в околоствольном дворе или на разгрузочной площадке надшахтного здания. При этом устраняют мелкие повреждения, заменяют мелкие изношенные детали (болты, крышки колес скатов, шплинты и др.), подтягивают болты и отбирают вагонетки для внеочередных ремонтов.

При текущем ремонте, который производится обычно в шахтной мастерской, сваривают швы, имеющие дефекты, наваривают накладки на пробоины, правят кузова, заменяют тяговые полосы, сцепки, опорные кронштейны, буфера, ремонтируют или заменяют детали скатов, заряжают смазкой колеса скатов.

При капитальном ремонте предусматривается полная разборка всех узлов и проверка износа всех деталей. Годные детали используют для сборки ремонтируемой вагонетки, а изношенные заменяют новыми или восстанавливают. Основными работами при капитальном ремонте являются замена днища кузова, рамы, буферов, кронштейнов и тягового устройства. Вагонетки, в которых изношен и не может быть восстановлен кузов, не ремонтируют — их списывают, используя годные детали в качестве запасных.

Литература к гл. 22: 47, 64, 162, 177.

ГЛАВА 23

ВАГОНЫ ОБЩЕСЕТЕВЫЕ И ДЛЯ КАРЬЕРНОГО ТРАНСПОРТА

§ 23.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Вагоны классифицируют по следующим признакам:

по конструкции кузова грузовых вагонов — крытые вагоны; открытые вагоны (полувагоны); платформы;

по конструкции кузова и способу разгрузки полувагонов — гондолы (рис. 23.1), разгружающиеся через люки в днище или опрокидыванием

в вагоноопрокидывателях; хопперы (рис. 23.2), отличающиеся наклонными стенками кузова и разгружающиеся через люки; думпкары (рис. 23.3), имеющие самоопрокидывающийся кузов;

по колее — широкой колеи (1524 *мм*); узкой колеи (750, 900, 1000 *мм*).

Основным типом грузовых общесетевых вагонов являются гондолы, реже — хопперы; основной тип грузового вагона внутрикарьерного транспорта — думпкары.

§ 23.2. УСТРОЙСТВО СОСТАВНЫХ ЧАСТЕЙ

Вагон имеет следующие основные элементы: ходовую часть, к которой относятся колесные пары, буксы, рессоры, тележки; раму и кузов; ударно-тяговые приборы; тормозные устройства.

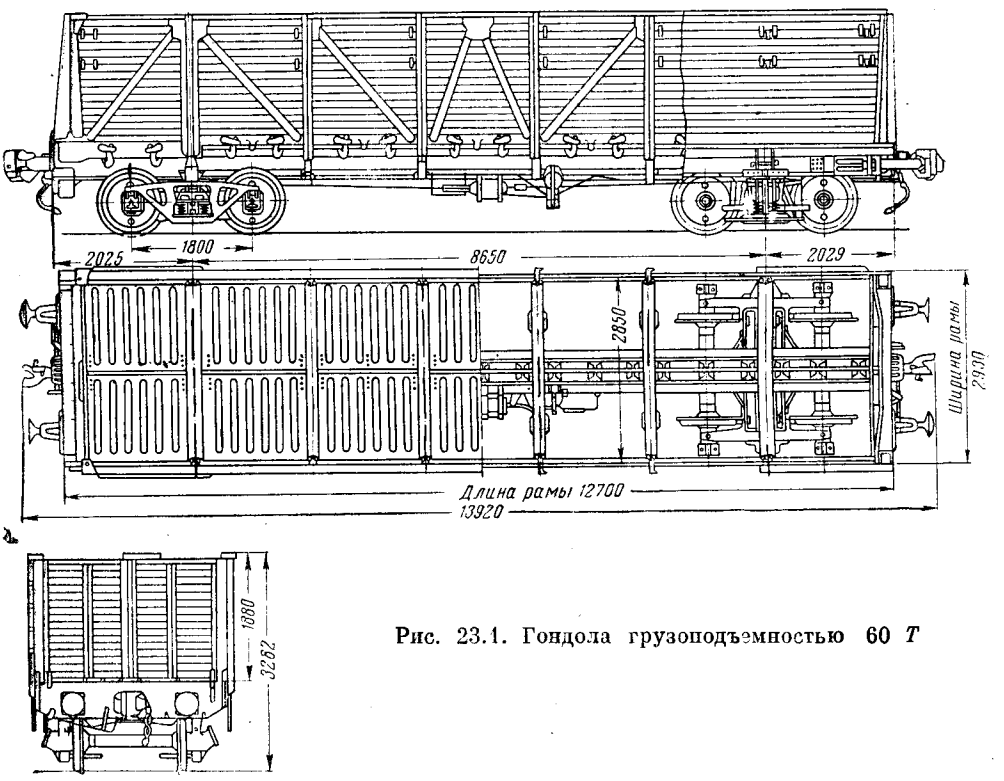


Рис. 23.1. Гондола грузоподъемностью 60 *Т*

Колесные пары воспринимают и передают на рельсы нагрузку от вагона и направляют его при движении по рельсовому пути.

Поверхность катания имеет уклон 1 : 20, равный подуклонке рельсов, благодаря чему давление от колеса на подошву рельса передается по оси рельса.

Диаметр колес по кругу катания для грузовых вагонов нормальной колеи составляет 900, 950 и 1050 *мм*. Некоторые типы вагонов промышленного транспорта имеют диаметр колес 850 *мм*. Узкоколейные вагоны имеют диаметр колес в пределах 400—600 *мм*.

Буксы. Нагрузка, воспринимаемая вагоном, передается на оси через подшипники, заключенные в корпусах букс. Конструкция буксы

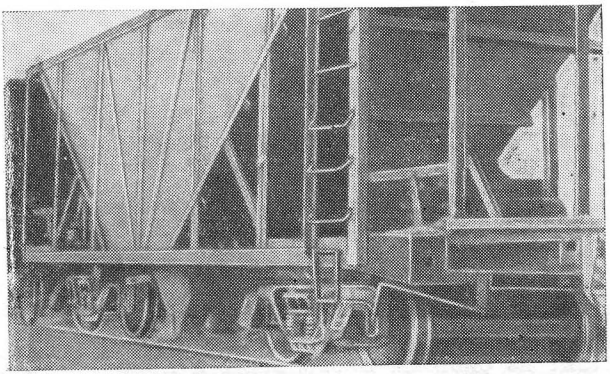


Рис. 23.2. Хоппер грузоподъемностью 50 *т*

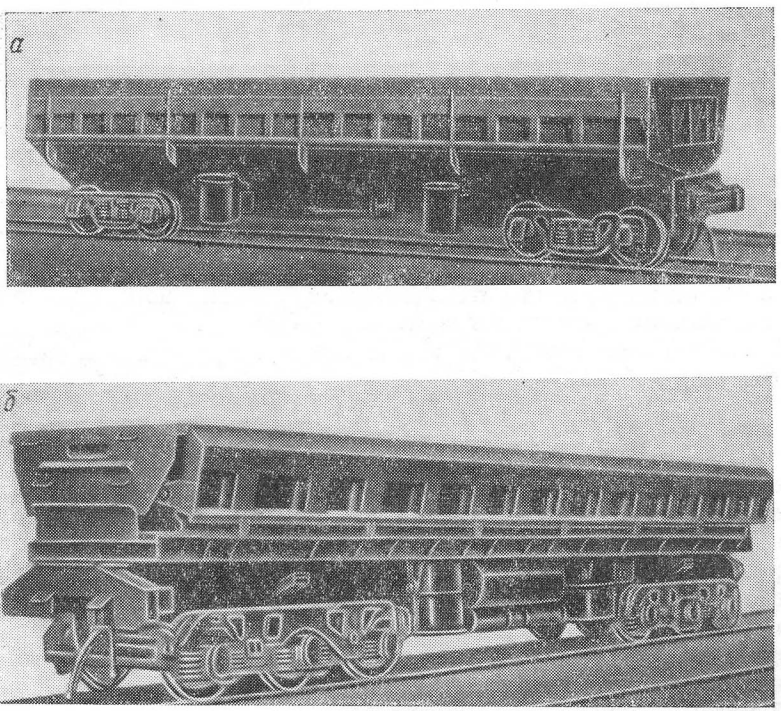


Рис. 23.3. Думпкары для скальных пород:
а — 80-тонный; *б* — 100-тонный

определяется типом применяемых подшипников. В настоящее время основное распространение для грузовых вагонов получила букса с подшипником скольжения.

Для грузовых вагонов созданы буксы с двумя сферическими роликовыми подшипниками, которые имеют существенные преимущества перед буксами с подшипниками трения скольжения (сопротивление движению вагонов при скорости около 30 *км/ч* уменьшается примерно на 20%, а при трогании — на 85%; расход смазки сокращается, примерно, в 5 раз; значительно сокращаются расходы по эксплуатации, так как уход сводится практически к ревизии букс 1 раз в шесть месяцев).

Рессорное подвешивание. Для смягчения ударов на стыках и неровностях пути между колесными парами и рамой вагона предусматриваются рессоры и пружины.

Вагонная тележка объединяет все элементы ходовой части; колесные пары, буксы, рессорное подвешивание.

Рама состоит из системы продольных и поперечных балок, воспринимающих все усилия, действующие на вагон. Рама несет на себе кузов, тормозное оборудование и ударно-тяговые приборы. Центральная продольная балка рамы называется хребтовой. Две поперечные балки, которыми рама опирается на тележки, называются шкворневыми. Крайние поперечные балки, на которых размещаются ударно-тяговые приборы, называются буферными брусьями. Ряд промежуточных поперечных балок служит для поддержания кузова.

Ударно-тяговые приборы служат для соединения вагонов между собой и локомотивом и для передачи растягивающих и сжимающих усилий, возникающих при движении поезда. Ударно-тяговые функции могут быть разделены между различными приборами или объединены в одном.

Для передачи ударно-тяговых усилий служит ударное устройство с пружинным поглощающим аппаратом. При наличии автосцепки, передающей ударные усилия, надобность в буферах отпадает.

Торможение вагонов осуществляется нажатием колодок на ободы колес. На подвижном составе МПС и карьеров в основном находит применение механическая колодочная система торможения с пневматическим приводом, обладающая свойством автоматически приходить в действие при разрыве поезда (§ 26.2).

§ 23.3. ТИПЫ И ПАРАМЕТРЫ ВАГОНОВ

Основными параметрами вагонов являются: грузоподъемность; емкость кузова; мертвый вес; коэффициент тары; количество осей и нагрузка на ось; колея; габариты.

Грузоподъемность вагона G — наибольший вес груза, допускаемый к перевозке. Грузоподъемность думпкаров в карьерах должна быть согласована с емкостью ковша погрузочного экскаватора. Установлено, что по условиям погрузки и нормального использования экскаватора грузоподъемность думпкара должна быть не менее чем в 4—6 раз больше веса горной массы в ковше экскаватора.

Вес тары вагона G_0 — собственный вес вагона. Снижение веса тары вагонов является значительным резервом увеличения провозной способности дорог и экономии энергии. Осуществляется оно за счет применения низколегированных сталей, гнутых спецпрофилей, штампованных деталей и штампо-сварных узлов.

Число осей вагона определяется допустимой нагрузкой на ось:

$$n = \frac{G + G_0}{P_0}. \qquad (23.1)$$

Нагрузка на ось, в свою очередь, определяется прочностью железнодорожного пути. Для условий карьеров, где движение поездов происходит как по балластированным, так и небалластированным путям, а земляным полотном служат различные по крепости горные породы, допускаемое давление на грунт находится в диапазоне 1,5—3,0 $кГ/см^2$. Верхнему пределу этого диапазона при существующих конструкциях пути соответствует допустимая нагрузка на ось до 28—30 $Т$. Поэтому по условиям допустимого давления на грунт грузоподъемность четырехосных вагонов (в том числе думпкаров) ограничена 75—80 $Т$. При большей грузоподъемности используются шести- и восьмиосные вагоны.

Коэффициент тары (технический) — отношение тары вагона к его грузоподъемности:

$$k_т = \frac{G_0}{G}. \qquad (23.2)$$

Очевидно, что чем меньше коэффициент тары, тем выше эксплуатационные качества вагона, меньше бесполезный (мертвый) вес поезда и экономичнее перевозки. Коэффициент тары гондол составляет 0,315—0,35, платформ 0,35—0,46. У думпкаров $k_т$ выше за счет особенностей конструкции.

Расчеты и практика вагоностроения показывают, что для вагонов каждого типа с увеличением грузоподъемности коэффициент тары снижается.

Различают также действительный коэффициент тары, величина которого зависит от степени использования грузоподъемности вагона (21.27).

Объемный вес насыпных грузов, транспортируемых в карьерах (уголь, порода, руда), изменяется в диапазоне 1—3 $Т/м^3$. Если в эксплуатации для всех случаев используется один-два типа вагонов, то грузоподъемность их не используется полностью и действительный коэффициент тары больше технического. Это делает крайне необходимым применение различных типов вагонов (в том числе думпкаров) для транспортирования горных пород с различным объемным весом.

Поперечное сечение кузова определяется принятым габаритом подвижного состава. Высота бортов кузова ограничивается условием устойчивости вагона. С наращиванием бортов повышается расположение центра тяжести вагона и снижается его устойчивость. Длина кузова (а следовательно, и длина вагона) определяется по заданной грузоподъемности и поперечному сечению кузова.

Гондолы (рис. 23.1) применяются для транспортирования угля и руды на внешнюю сеть или на обогатительные фабрики. Гондола имеет вертикальные стенки и горизонтальный пол с открывающимися вниз люками. При открывании запорных механизмов люки образуют две наклонные плоскости, по которым груз ссыпается по обе стороны от оси пути. Гондолы выпускаются с деревянной обшивкой кузова. Находят применение гондолы, стенки которых выполнены из стальных листов.

Хоппер — саморазгружающийся двух- или четырехосный полувагон (рис. 23.2.) Кузов хоппера выполнен в виде бункера с наклонными

торцовыми стенками. Разгружается хоппер через механизированные люки в седлообразном дне.

Платформы на карьерах используются для вспомогательных целей: доставки материалов и оборудования. Грузоподъемность двухосных платформ 20 *Т*, четырехосных — 60 *Т*.

Для перевозки экскаваторов на карьерах используют специальные мощные многоосные платформы, грузоподъемность которых превышает 200 *Т*.

Таблица 23.1

Характеристика общесетевых грузовых вагонов

Тип вагона	Грузоподъемность, *Т*	Тара, *Т*	Коэффициент тары	Емкость кузова, $м^3$	Число люков	Длина по осям автосцепок, *мм*	Нагрузка на ось *Т*
Гондола:							
шестиосная	93	31,5	0,339	107,0	16	16 400	20,75
четырехосная, цельнометаллическая . . .	60	23,2	0,387	65,0	14	14 410	20,8
Хоппер:							
двухосный	25	12,2	0,49	26,0	2	7 140	18,6
четырехосный	50	21,0	0,42	59,34	2	10 030	17,75
Платформа:							
двухосная	20	9,2	0,46	14,61	—	10 424	14,6
четырехосная:							
без тормозной площадки	60	22,0	0,366	15,73	—	14 194	20,5
с тормозной площадкой	60	22,2	0,37	15,0	—	14 194	20,55

Таблица 23.2

Характеристика думпкаров

Показатели	Тип думпкара					
	ЗВС	ВС-60	ВС-80	ВС-100	ВС-140	ВС-120
Грузоподъемность, *Т*	50	60	80	100	140/180	120
Назначение	Для скальных пород				Для рыхлых пород	
Емкость кузова, $м^3$ . .	24,5	32,3	38	43,6	58	60
Тара, *Т*	31,4	45,3	40,2	58,7	62	40
Способ открывания борта	Откидывающийся борт				Поднимающийся борт	
Число осей	4	4	4	6	8	6
Общая длина, *мм* . . .	12 220	14 620	14 620	16 100	17 580	14 480
Высота от головки рельса *мм*	2665	2580	—	—	3155	3485
Внутренние размеры кузова, *мм*:						
длина поверху . .	9750	12 450	12 640	14 350	16 000	13 680
ширина поверху . .	2580	2920	3320	3080	3185	3000
высота	900	920	1000	1080	1258	—
Коэффициент тары . .	0,63	0,755	0,5	0,587	0,433—0,345	0,364
Габарит	1-В	1-В	2-В	2-В	Т	2-В
Завод-изготовитель . .	Калининградский	Днепродзержинский			Калининградский	

В табл. 23.1 приведены характеристики основных типов вагонов общей сети железных дорог, используемых в карьерах.

Наибольшее распространение на открытых работах получили думпкары (рис. 23.3), основные характерные данные которых приведены в табл. 23.2. При транспортировании скальных пород, разработка которых ведется одноковшовыми экскаваторами, применяются думпкары тяжелой конструкции, способные выдерживать ударные нагрузки от падения глыб значительного веса.

Рама и кузов таких думпкаров выполняются массивными и обладают высокой прочностью. В связи с этим коэффициент тары думпкаров высок и достигает 0,5—0,6.

При транспортировании мягких сыпучих пород применяются думпкары легкой конструкции, кузов которых выполняется из листовой стали толщиной около 6 *мм*. Коэффициент тары таких дупкаров значительно ниже (до 0,3).

Думпкары разделяются также по способу открывания бортов — с поднимающимся бортом и с откидывающимся бортом. С поднимающимся бортом выполняются думпкары легкого типа, загружаемые многочерпаковыми экскаваторами и транспортирующие сыпучий материал. Откидывающийся борт имеют большинство думпкаров для перевозки скальных пород.

При разгрузке думпкаров с откидывающимся бортом возможна потеря устойчивости думпкара в случае, когда отдельные большие куски или смерзшаяся масса, скатываясь, ударяют по не открывшемуся еще борту. Во избежание этого борт открывается одновременно с наклоном кузова.

Думпкары с пневматической разгрузкой оборудуются разгрузочной воздушной магистралью, проходящей через весь состав, запасным резервуаром и опрокидными цилиндрами. Конструкция механизма опрокидывания позволяет производить поочередную разгрузку отдельных думпкаров, а также группами или одновременно всего состава. В последнем случае управление разгрузкой производится с локомотива.

Думпкары легкого типа с поднимающимся бортом оборудуются обычно механизмом только для односторонней разгрузки. При разгрузке опрокидные цилиндры выводят кузов из состояния равновесия, а далее разгрузка происходит под действием собственного веса.

В некоторых случаях целесообразно отказаться от разгрузочного механизма на вагоне, заменив его разгрузочным устройством (круговые опрокидыватели) в пункте массовой выгрузки вагонов.

Все приведенные способы разгрузки думпкаров, основанные на использовании веса транспортируемого груза, не избавляют от прилипания или примерзания пород к стенкам и днищу кузова. В связи с этим делаются попытки создания думпкаров с принудительной разгрузкой кузова. Например, путем сдвижения борта, который, подобно бульдозеру, счищает налипший или примерзший к кузову грунт. Такой принцип действия, естественно, сильно усложняет конструкцию вагона. Более рационально борьбу с налипанием и примерзанием вести внешними методами воздействия, не изменяя конструкции думпкара (например, поливкой кузова химическими растворами, нанесением твердых покрытий на внутренние плоскости кузова, применением средств вибротехники и т. п.).

§ 23.4. ЭКСПЛУАТАЦИЯ

Исправное состояние вагонного парка имеет исключительно важное значение для нормальной работы карьерного транспорта. Поэтому инвентарный парк состоит из вагонов, находящихся в эксплуатации, в ремонте, ожидающих ремонта и запасных.

Каждый вагон, находящийся в ведении карьера, периодически поступает в ремонт или для профилактического осмотра основных частей.

Специальных правил ремонта вагонов карьерного парка не существует, поэтому при производстве ремонтов пользуются общими положениями, принятыми для подвижного состава МПС.

Для вагонов грузового парка установлены следующие виды и сроки плановых ремонтов.

Капитальный ремонт производится через шесть лет после постройки или предыдущего капитального ремонта. При этом виде ремонта производится полная разборка вагона и при этом все изношенные детали восстанавливаются или заменяются новыми.

Думпкары в карьерах ежемесячно проходят в течение двух дней так называемый профилактический ремонт, при котором заменяются негодные буксовые подшипники и ремонтируется пневматическая система думпкаров.

Кроме того, 2 раза в сутки должны быть предусмотрены стоянки составов для безотцепочного технического осмотра думпкаров продолжительностью 20—30 *мин*, который предусматривает осмотр ходовых частей, заправку букс, замену мелких повреждений деталей и пробу тормозов. При обнаружении серьезных неисправностей думпкар отцепляется для ремонта, а состав пополняется вагонами из числа резервных. Ремонт вагонов на карьерах осуществляется в вагонных депо и мастерских, где производятся все виды ремонтов, кроме капитального, который, как правило, производится на вагоноремонтных заводах.

Литература к гл. 23: 126, 152.

Раздел X

ЛОКОМОТИВЫ

ГЛАВА 24

ОБЩАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ И ОСНОВЫ ТЕОРИИ

§ 24.1. ОБЩАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ

Грузовые локомотивы классифицируют по следующим признакам:

по назначению — для магистральных дорог (МПС); для промышленного транспорта (карьерные, рудничные и др.);

по способу использования — магистральные; маневрово-сборочные;

по типу силовой установки (по типу первичного источника энергии) — электровозы (контактная сеть или аккумуляторная батарея); тепловозы или дизелевозы (двигатель дизеля); газотурбовозы (газовая турбина); паровозы (паросиловая установка); воздуховозы (баллоны со сжатым воздухом); гировозы (кинетическая энергия маховика);

по исполнению — обычного исполнения; повышенной надежности; взрывобезопасные.

В СССР основным типом карьерных и рудничных локомотивов является электровоз. Достаточно широко на карьерах начинают внедрять тепловозы. Находят также применение на карьерах паровозы, а на шахтах — гировозы, воздуховозы, дизелевозы (в небольшом количестве).

§ 24.2. РЕАЛИЗАЦИЯ СИЛЫ ТЯГИ

Крутящий момент тягового двигателя передается к движущим осям (колесным парам), на которых появляется касательная сила тяги — внешняя сила, приложенная к движущим колесам локомотива.

I. Сила тяги одиночной оси

Дано (рис. 24.1, *а*): R — радиус колеса, *м*; P_0 — статическая нагрузка на ось от веса, *кГ*; M_0 — средний момент двигателя, приведенный к оси, *кГм*; f — коэффициент трения колеса о рельс. Определить $F_{ок}$ — силу тяги и ее максимальное значение.

Для упрощения задачи считаем, что силы сопротивления от вращения оси в подшипниках, от перекатывания колеса по рельсу, от инерции вращения колеса и присоединенных к нему масс приводятся к поступательно движущимся массам локомотива (считаем, что они входят в силу $W_б$ — силу воздействия подшипника на ось). Из условия равновесия сил, действующих на колесную пару ($\sum X = 0$; $\sum Y = 0$; $\sum M = 0$),

$$N_0 = P_0; \quad W_б = F_{ок}; \tag{24.1}$$

$$F_{ок} = \frac{M_0}{R}, \ кГ, \tag{24.2}$$

т. е. сила тяги зависит только от момента двигателя; $F_{ок}$ не зависит ни от P_0, ни от f, хотя $F_{ок}$ — сила трения.

Максимальное значение $F_{ок}$ ограничивается либо моментом двигателя $M_{0\,max}$ («ограничение по машине»), либо максимальной силой трения колеса о рельс («ограничение по сцеплению»).

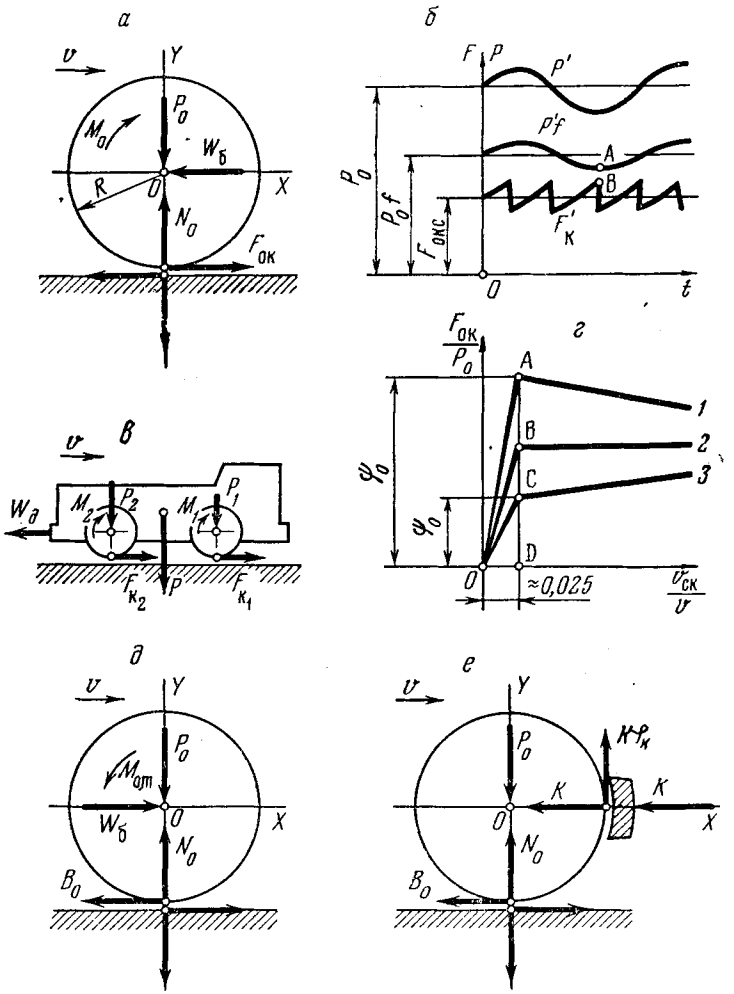


Рис. 24.1. Реализация силы тяги и силы торможения:

а — касательная сила тяги одиночной оси; *б* — изменение мгновенных значений давления на колесо P', максимальной силы трения $P'f$ и силы тяги $F'_к$; *в* — касательная сила тяги локомотива; *г* — характеристика сцепления оси, *1* — $\psi_0 > 0,1$, *2* — $\psi_0 = 0,1$, *3* — $\psi_0 < 0,1$; *д* — касательная сила оси при торможении двигателем; *е* — то же, при торможении колодками

Максимальная сила тяги по машине

$$F_{ок.\,м} = \frac{M_{0\,max}}{R},\ кГ. \qquad (24.3)$$

Из-за колебательных процессов мгновенное давление на колесо P' отличается от среднего P_0 (рис. 24.1, *б*). Момент двигателя M' также

отклоняется от среднего M_0 (из-за перехода на различные ступени реостатов в электровозе и т. п.), т. е. изменяется и мгновенная сила тяги $F'_к$. Чтобы не было срыва сцепления, необходимо, чтобы минимальное значение силы трения $P'f$ (точка A) было выше максимального значения $F'_к$ (точка B), поэтому расчетное значение максимальной силы тяги по сцеплению $F_{ок.\,с}$ меньше силы трения $P_0 f$, соответствующей статическому давлению P_0:

$$F_{ок.\,с} = P_0 \psi_0, \tag{24.4}$$

где $\psi_0 = \frac{F_{ок.\,с}}{P_0}$ — коэффициент сцепления оси; ψ_0 меньше f из-за неравномерности P' и $F'_к$.

II. Сила тяги локомотива

Дано (рис. 24.1, *в*): P — вес локомотива, все оси которого ведущие (соединены с двигателями), *кГ*; P_1, M_1 и P_2, M_2 — веса, приходящиеся на оси, и моменты двигателей. Определить $F_к$ — силу тяги и максимальное ее значение.

Сила тяги локомотива равна сумме сил тяги всех осей. В соответствии с (24.2)

$$F_к = F_{к1} + F_{к2} = \frac{M_1}{R} + \frac{M_2}{R} = \frac{\sum M}{R}, \tag{24.5}$$

т. е. $F_к$ зависит только от суммарного момента двигателей. Максимальная сила тяги по машине

$$F_{к.\,м} = \frac{\sum M_{max}}{R}. \tag{24.6}$$

Если дается не $\sum M_{max}$, а мощность двигателя N, *квт*, и скорость движения v (*м/сек*), то

$$F_{к.\,м} = \frac{102N\ (квт)\,\eta}{v} = \frac{75N\ (л.\,с.)\,\eta}{v},\ кГ. \tag{24.7}$$

Максимальная сила тяги по сцеплению $F_{к.\,с}$ — суммарная сила тяги ведущих осей перед срывом сцепления хотя бы одной оси. Если оси жестко кинематически связаны (паровоз), то срыв сцепления начинается на всех осях одновременно, и $F_{к.\,с}$ можно определить по (24.4), подставив P вместо P_0. Вертикальные нагрузки на оси неодинаковы. Например, по рис. 24.1, *в* $P_1 < P_2$ из-за момента, создаваемого силой $W_д$. Неодинаковы и силы тяги осей, поскольку неодинаковы механические характеристики двигателей и радиусы колес (§ 4.3), поэтому при индивидуальном приводе осей срыв сцепления всегда начинается на одной (лимитирующей) оси, остальные оси не реализуют своей максимальной силы тяги по сцеплению, и в (24.4) следует подставлять не ψ_0, а меньшую величину ψ:

$$F_{к.\,с} = P\psi, \tag{24.8}$$

где

$$\psi = \frac{F_{к.\,с}}{P}, \tag{24.9}$$

ψ — коэффициент сцепления локомотива, т. е. отношение максимальной силы тяги локомотива к его весу.

Значение ψ зависит не только от коэффициента трения (от свойств поверхности трения), но и от неравномерности давления на оси и моментов

двигателей во времени, неравномерности распределения веса по осям, неравенства сил тяги осей, т. е. от конструкции локомотива и скорости его движения.

В общем случае не все оси локомотива могут быть ведущими. Расположение и назначение осей локомотива характеризует осевая формула. Для тележечных локомотивов осевая формула — это сочетание цифр, число которых равно числу тележек, а каждая цифра — число осей в тележке. Знак тире между цифрами означает, что тележки не сочленены между собой, знак плюс — что они сочленены, а индекс нуль указывает на индивидуальный привод каждой оси. Например, двухсекционный тепловоз ТЭ3, у которого сочленены две секции, из двух несочлененных трехосных тележек имеет осевую формулу: $3_0—3_0+3_0—3_0$ или $2(3_0—3_0)$. Для локомотивов нетележечного типа (с жесткой рамой) последовательно перечисляют число осей бегунковых, ведущих и поддерживающих. Например, формула 0—3—0 означает локомотив с жесткой рамой и тремя ведущими осями без бегунковых и поддерживающих осей.

Для локомотива в общем случае максимальная сила тяги по сцеплению

$$F_{к.\,с} = 1000 P_{сц} \psi, \tag{24.10}$$

где $P_{сц}$ — сцепной вес локомотива, т. е. вес, приходящийся на ведущие оси, T;

$$\psi = \frac{F_{к.\,с}}{1000 P_{сц}} \text{ — коэффициент сцепления.} \tag{24.11}$$

III. Коэффициент сцепления

Коэффициент сцепления ψ определяют из (24.11) опытным путем — замером $F_{к.\,с}$ (в момент начала срыва сцепления одной из осей).

На рис. 24.1, *г* представлен график $\frac{F_{ок}}{P_0}$ для колесной пары, как функция относительной скорости проскальзывания (отношения скорости скольжения колеса $v_{ск}$ к скорости движения v). Оказывается, что передача $F_{ок}$ (даже малой величины) неизбежно вызывает скольжение. В интервале OD имеет место неполное скольжение (псевдоскольжение), т. е. упругое скольжение колеса за счет сдвига поверхностного слоя колеса и рельса. Далее неполное скольжение переходит в полное, явное скольжение (буксование). При $\psi_0 \approx 0{,}1$ (точка B) появление явного скольжения не приводит к изменению силы тяги. При $\psi_0 > 0{,}1$ появление явного скольжения (точка A) соответствует максимуму силы тяги — если появилось буксование, то сила тяги падает, и локомотив останавливается. При $\psi_0 < 0{,}1$ (что соответствует обычно рельсам, покрытым жидкой угольной грязью — табл. 24.1) наступление буксования (точка C) увеличивает силу тяги, и локомотив продолжает двигаться с непрерывным буксованием колес. Бывают случаи, когда шахтные электровозы движутся при скорости скольжения, в несколько раз большей, чем скорость движения.

За расчетный коэффициент сцепления локомотива ψ (24.11) принимают значение, соответствующее концу периода неполного скольжения, т. е. для $v_{ск} : v \approx 2—2{,}5\%$ (точки A, B, C).

Значения расчетного коэффициента сцепления карьерных электровозов

Расчетные условия	При постоянном токе	При переменном токе
При трогании с подсыпкой песка	0,30	0,34
При трогании без подсыпки песка	0,24	0,28—0,29
При движении с подсыпкой песка	0,22	0,26
При движении без подсыпки песка	0,20	0,24

Значения расчетного коэффициента сцепления рудничных электровозов (по данным ДГИ)

Состояние рельсов	ψ
Угольные шахты	
Покрыты жидкой угольной и породной грязью	0,07—0,08
Влажные, практически чистые	0,09
Мокрые, чистые	0,12—0,13
Сухие, практически чистые	0,17
Посыпаны песком	0,18—0,24
Покрыты песком, раздавленным в результате предшествующей поездки	0,14—0,18
Сланцевые шахты	
Влажные, грязные	0,11
Железорудные шахты	
Чистые сухие	0,21—0,25
Покрыты жидкой железорудной грязью	0,10—0,23
Посыпаны песком	0,25

Примечание. Для режима торможения при торможении двигателями (§ 24.3) значения коэффициента сцепления можно повышать на 10%.

Для повышения ψ создают рациональные конструкции локомотивов, у которых вес и силы тяги равномерно распределяются между осями, вертикальная нагрузка на оси и моменты имеют малую неравномерность во времени; подсыпают песок под колеса; очищают рельсы от грязи промывкой их водой или водой с различными добавками и др.

§ 24.3. РЕАЛИЗАЦИЯ СИЛЫ ТОРМОЖЕНИЯ

Тормозные силы вызываются прижатием тормозных колодок к колесам, переводом тяговых двигателей в тормозной режим или применением специальных средств: электромагнитных рельсовых тормозов (§ 25.2), путевых тормозов (§ 38.4).

I. Торможение двигателем

Если к одиночной колесной паре приложен тормозной момент $M_{0.т}$ (рис. 24.1, *д*), то по аналогии с § 24.2 касательная сила торможения колеса

$$B_0 = \frac{M_{0.т}}{R}, \qquad (24.12)$$

и для всего локомотива

$$B = \frac{\sum M_{\text{о. т}}}{R}. \qquad (24.13)$$

Максимальная сила торможения по силе сцепления колес с рельсами для всего локомотива из (24.10)

$$B = 1000 P_{\text{сц}} \psi. \qquad (24.14)$$

Для основных локомотивов (электровозы, тепловозы) при торможении двигателем практически применяется только динамическое торможение (§ 25.2), при котором ограничения по машине нет и нет опасности юза при торможении (движения невращающихся, заклинившихся колес), поэтому сила торможения всегда может быть доведена до предела по сцеплению (24.14).

II. Торможение колодками

Если сила прижатия колодки K (рис. 24.1, *е*), то при допущениях, аналогичных рис. 24.1, *а*, из условия $\sum M_{\text{о}} = 0$ получим

$$B_{\text{о}} = K\varphi_{\text{к}}, \qquad (24.15)$$

где $\varphi_{\text{к}}$ — коэффициент трения колодки о бандаж.

При торможении колодками возможно заклинивание (движение колеса юзом), которое допускать нельзя: при этом резко падает сила сцепления колес с рельсами и образуются лыски на колесах. Падение силы сцепления при юзе наблюдается не только на чистых, но и на грязных рельсах, в отличие от режима тяги, где скольжение по грязным рельсам повышает сцепление (рис. 24.1, *г*). Расчетную силу нажатия $K_{\text{р}}$ устанавливают из соображения, чтобы не было срыва сцепления в наихудших условиях: при наименьшем коэффициенте сцепления колеса с рельсом $\psi_{\min}$ и при наибольшем коэффициенте трения колодок $\varphi_{\max}$:

$$N_{\text{о}} \psi_{\min} \geqslant K_{\text{р}} \varphi_{\max},$$

откуда, заменяя $N_{\text{о}}$ на $P_{\text{о}}$ и, считая неравенство равенством, имеем

$$K_{\text{р}} = P_{\text{о}} \frac{\psi_{\min}}{\varphi_{\max}} = P_{\text{о}} \delta, \qquad (24.16)$$

где $\delta = \frac{K_{\text{р}}}{P_{\text{о}}}$ — коэффициент нажатия тормозных колодок.

Пользуясь δ, можно спроектировать тормозную систему. Для карьерных электровозов $\delta = 0{,}5$—$0{,}6$, для вагонов — $0{,}6$—$0{,}7$, для рудничных электровозов $0{,}8$—$1{,}0$. Значения $K_{\text{р}}$ даются в паспортах подвижного состава.

Сила нажатия тормозных колодок на ось, *Т*

Тип подвижного состава	Режим груженый	Режим порожний
Думпкары	6,5	4,6
Гондолы	5,0	3,5
Электровозы	8,0	4,0
Тепловозы:		
ТЭ-2	8,0	4,0
ТЭ-3	10,0	5,0

Расчетную тормозную силу колесной пары получим, подставляя в (24.15) $K_р$ и расчетный коэффициент трения колодок:

$$B_0 = K_р \varphi_{кр}. \tag{24.17}$$

Расчетная тормозная сила поезда в целом

$$B = 1000 \varphi_{кр} \sum K_р, \; кГ, \tag{24.18}$$

где $\sum K_р$ — сумма расчетных сил нажатия на тормозные оси поезда, $Т$.

Для карьерного подвижного состава

$$\varphi_{кр} = 0{,}27 \frac{v+100}{5v+100}, \tag{24.19}$$

где v — скорость движения, *км/ч*.

§ 24.4. УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ ПОЕЗДА

Уравнение движения — зависимость ускорения от действующих на поезд сил.

Для перемещения поезда с заданной скоростью и ускорением нужна внешняя сила — сила тяги $F_к$. Она равна сумме сил тяги для перемещения состава (§ 21.3) и локомотива и сопротивления воздуха $W_в$, если последнее учитывается отдельно:

$$F_к = P\left(w' + w_{кр} \pm i + 1000 \frac{\delta_л}{g} a\right) + G_с\left(w'' + w_{кр} \pm i + 1000 \frac{\delta_в}{g} a\right) + W_в, \; кГ, \tag{24.20}$$

где P и $G_с$ — вес локомотива и состава, $Т$;

w' и w'' — удельное сопротивление движению локомотива и состава, *кГ/Т*;

$w_{кр}$ — дополнительное сопротивление от кривой, *кГ/Т*;

$\delta_л$ и $\delta_в$ — коэффициенты учета инерции вращающихся масс локомотива и вагонов (§ 2.3).

Для практических расчетов принимают $\delta_л = \delta_в = \delta$, $w' = w'' = w_0$, считая δ и w_0 по средним значениям. Основное сопротивление поезда w_0 практически берут равным w'':

$$F_к = (P + G_с)\left(w_0 + w_{кр} \pm i + \frac{1000\delta a}{g}\right) + W_в, \; кГ, \tag{24.21}$$

откуда

$$Д = w_0 + w_{кр} \pm i + \frac{1000\delta a}{g}, \; кГ/Т, \tag{24.22}$$

где

$$Д = \frac{F_к - W_в}{P + G_с}, \; кГ/Т, \tag{24.23}$$

$Д$ — динамический фактор, т. е. отношение избыточной силы тяги (за вычетом $W_в$) к общему весу поезда. Выражение (24.23) применяется в теории автотранспорта (§ 30.5).

В локомотивном транспорте силу сопротивления воздуха отдельно не учитывают. Тогда из (24.21) при $W_в = 0$ имеем

$$\frac{dv}{dt} = a = \xi (f_к - w_к), \tag{24.24}$$

где

$$\xi = \frac{g}{1000\delta}, \tag{24.25}$$

$$f_к = \frac{F_к}{P+G}, \ кГ/Т, \tag{24.26}$$

$$w_к = w_0 + w_{кр} \pm i. \tag{24.27}$$

Выражение (24.24) — уравнение движения поезда; $f_к$ — удельная касательная сила тяги поезда, а $w_к$ — общее удельное статическое сопротивление. Коэффициент ξ зависит от единиц измерения ускорений

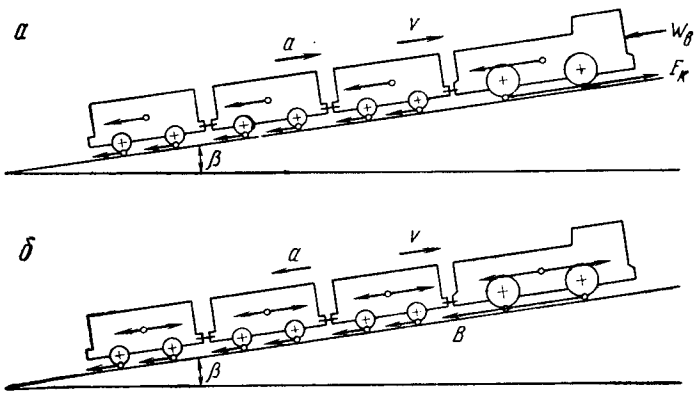


Рис. 24.2. Внешние силы, приложенные к поезду:
а — в режиме тяги; б — в режиме торможения

и величины δ. Принимая $\delta = 1{,}06$ и измеряя ускорения (a и g) в *м/сек²* (что соответствует измерению скорости в *м/сек*), получим

$$\frac{dv}{dt} = \frac{f_к - w_к}{108}, \ м/сек^2 \tag{24.28}$$

и соответственно из (24.21)

$$F_к = (P + G_c)(w_0 + w_{кр} \pm i + 108a). \tag{24.29}$$

Если измерять ускорения в *км/ч²* (что соответствует измерению скорости в *км/ч*), то

$$\frac{dv}{dt} = 120\,(f_к - w_к), \ км/ч^2. \tag{24.30}$$

В тормозном режиме (рис. 24.2, *б*) к поезду приложена отрицательная сила B (сила торможения), определяемая из (24.14) или (24.18), и вместо (24.21) получим

$$-B = (P + G_c)\left(w_0 + w_{кр} \pm i + \frac{1000\delta a}{g}\right), \tag{24.31}$$

откуда по аналогии с (24.24)

$$\frac{dv}{dt} = a = -\xi\,(b + w_к), \tag{24.32}$$

где

$$b = \frac{B}{P+G_c}, \ кГ/Т \text{ — удельная тормозная сила поезда.} \tag{24.33}$$

Пусть поезд тормозится от скорости $v_н$ до скорости $v_к$ на длине Δl, *м*. Если допустить, что $\frac{dv}{dt} = \text{const}$, то для равнозамедленного движения

$$a = \frac{v_к^2 - v_н^2}{2\Delta l}.$$

Подставляя сюда a из (24.32), имеем при измерении скорости в *м/сек*

$$\Delta l = \frac{54\,(v_н^2 - v_к^2)}{b + w_0 + w_{кр} \pm i}, \text{ м}, \tag{24.34}$$

а при измерении скоростей в *км/ч*

$$\Delta l = \frac{4{,}17\,(v_н^2 - v_к^2)}{b + w_0 + w_{кр} \pm i}, \text{ м}. \tag{24.35}$$

§ 24.5. ТЯГОВЫЕ РАСЧЕТЫ

I. Расчет максимального веса состава

Дано: P и $P_{сц}$, T; w_0, *кГ/Т*; $i_р$ — расчетный (руководящий) подъем, ‰; $i_{тр}$ — подъем, по которому производится трогание с места, ‰; $F_{км}$ (24.7). Определить $G_с$ — вес состава, T;

$i_р$ — это наиболее крутой подъем длиной, достаточной для достижения поездом равномерной скорости; $G_с$ находится из условия движения на подъем $i_р$ с постоянной скоростью при реализации максимальной силы тяги локомотива.

Если сила тяги ограничивается по машине, то из (24.29), где $a = 0$,

$$G_с = \frac{F_{к.м}}{w_0 + w_{кр} + i_р} - P, \ T. \tag{24.36}$$

Если сила тяги ограничивается сцеплением, то в (24.29) $F_к = F_{к.с}$ (24.10) и

$$G_с = \frac{1000 P_{сц} \psi}{w_0 + w_{кр} + i_р} - P, \ T. \tag{24.37}$$

Если (как обычно) $P_{сц} = P$, то

$$G_с = P\left(\frac{1000\psi}{w_0 + w_{кр} + i_р} - 1\right), \ T, \tag{24.38}$$

т. е. вес состава пропорционален весу локомотива. Для нахождения w_0 (§ 21.3) нужно знать скорость движения, которую условно принимают равной скорости, соответствующей максимальной силе тяги локомотива по сцеплению. Принятый вес состава проверяется на трогание с места с минимально допускаемым пусковым ускорением a_{min} при реализации максимальной силы тяги по сцеплению. Подставляя в (24.29) $F_{к.с}$ (24.10), имеем

$$G_с = \frac{1000 P_{сц} \psi}{w_0 + w_{кр} + w_{тр} \pm i_{тр} + 108 a_{min}} - P, \ T. \tag{24.39}$$

Если $P = P_{сц}$, то

$$G_с = P\left(\frac{1000\psi}{w_0 + w_{кр} + w_{тр} \pm i_{тр} + 108 a_{min}} - 1\right), \ T, \tag{24.40}$$

где $w_{тр}$ — дополнительное удельное сопротивление троганию ($w_{тр} = 4$ *кГ/Т* для карьеров и $w_{тр} = 0$ для шахт);

$a_{min} = 0{,}02—0{,}04$ *м/сек²* для карьеров и $a_{min} = 0{,}04—0{,}05$ *м/сек²* для шахт.

Принятый состав проверяют также по возможности размещения на приемно-отправительных путях станций, разъездов, разминовок.

II. Тормозные задачи

А. Тормозной путь поезда

Дано: G_c, T; P, T; $v_н$ — скорость в начале торможения, *м/сек* (*км/ч*); i, ‰; B (24.14), (24.18), *кГ*. Определить $l_т$ — тормозной путь, *м*:

$$l_т = l_п + l_д, \text{ м}, \tag{24.41}$$

где $l_п$ — подготовительный тормозной путь;

$l_д$ — действительный путь торможения;

$$l_п = t_п v_н, \text{ м}, \tag{24.42}$$

где $t_п$ — время подготовки тормозов к действию (§ 25.6; § 26.5). $\varphi_{кр}$ (24.19) и w_0 (§ 21.3) зависят от скорости, поэтому расчет $l_д$ ведут с разбивкой $v_н$ на n интервалов. Например, если $v_н = 40$ *км/ч*, то принимают интервалы 40—30, 30—20, 20—10, 10—0 *км/ч*. Для каждого интервала по среднему значению v (35; 25; 15; 5 *км/ч*) определяют $\varphi_{кр}$ и w_0, а также соответствующие значения B (24.18), b (24.33) и Δl (24.34), (24.35).

$$l_д = \sum_1^n \Delta l, \text{ м}. \tag{24.43}$$

Если $v_н$ на интервалы не разбивать, т. е. считать торможение сразу от $v_п$ до 0, то

$$l_д = \frac{54 v_н^2 (м/сек)}{b + w_0 \pm i} = \frac{4{,}17 v_н^2 (км/ч)}{b + w_0 \pm i}, \text{ м}. \tag{24.44}$$

Б. Допускаемый вес состава, допускаемая скорость движения и необходимая тормозная сила

В отличие от предыдущей задачи $l_д$, *м*, задано, а находят или G_c, T, или $v_н$, *м/сек* (*км/ч*), или B, *кГ*. Из выражений (24.44) и (24.33) вес состава по торможению на спуске

$$G_c = \frac{B}{\frac{54 v_н^2 (м/сек)}{l_д} - w_0 + i} - P = \frac{B}{\frac{4{,}17 v_н^2 (км/ч)}{l_д} - w_0 + i} - P, \ T; \tag{24.45}$$

необходимая тормозная сила поезда

$$B = (P + G_c)\left(\frac{54 v_н^2 (м/сек)}{l_д} - w_0 + i\right) = (P + G_c)\left(\frac{4{,}17 v_н^2 (км/ч)}{l_д} - w_0 + i\right), \ кГ; \tag{24.46}$$

допускаемая скорость движения

$$v_н = \sqrt{\frac{l_д (b + w_0 - i)}{54}}, \ м/сек = \sqrt{\frac{l_д (b + w_0 - i)}{4{,}17}}, \ км/ч. \tag{24.47}$$

III. Расчет скорости и времени хода поездов

А. Время и скорость хода

Дано: P, T; G_c, T; трасса пути (план и профиль); тяговая характеристика локомотива; удельное сопротивление движению поезда. Определить скорость движения в любой момент времени и время хода по трассе.

Тяговая характеристика локомотива — зависимость силы тяги по машине (24.7) от скорости (рис. 24.3, *а*).

Для точного расчета скорости нужно проинтегрировать (графически или аналитически) уравнение движения поезда (24.24). Для условий шахтного и карьерного транспорта применяют приближенный метод равновесных скоростей. Считают, что поезд на каждом элементе профиля движется с постоянной скоростью, мгновенно изменяющейся при переходе на новый элемент профиля.

Для каждого элемента профиля находят силу тяги $F_к$ (24.29). Для расчета w_0 (21.11, 21.12) принимают скорость движения ориентировочно. Имея $F_к$, по тяговой характеристике находят v (рис. 24.3, *а*). Получив v, можно уточнить значение w_0, определить затем уточненное $F_к$ и по нему — уточненное значение v. Зависимость w_0 от скорости не очень существенная, и уточнения обычно не делают. Если ставят задачу более точно определить v без последовательных приближений, то на тяговую характеристику локомотива $F_{к.м} = f(v)$ накладывают график $F_к = f(v)$ зависимости силы тяги поезда $F_к$ (24.29) от скорости. Точка пересечения $F_{к.м} = f(v)$ и $F_к = f(v)$ дает искомую скорость v (рис. 24.3, *б*).

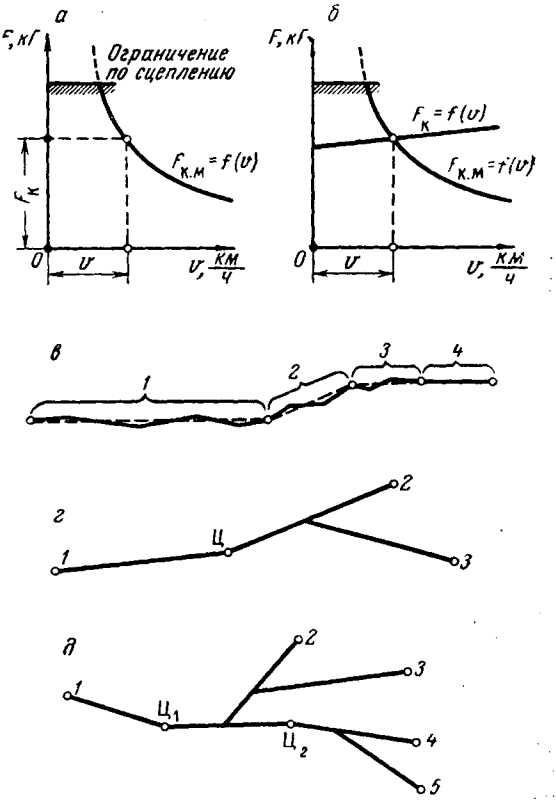


Рис. 24.3. Схемы к тяговым расчетам:

а — тяговая характеристика локомотива; *б* — определение скорости движения поезда без последовательных приближений; *в* — спрямление профиля пути на карьерах, *1* — уступы, *2* — выездная траншея, *3* — пути на поверхности, *4* — станция; *г* — схема своза грузов к пункту Ц от погрузочных пунктов *1, 2, 3. . .*; *д* — схема своза грузов к пунктам $Ц_1$, $Ц_2$. . . от погрузочных пунктов *1, 2, 3. . .*

Скорость движения не должна превышать допускаемой по торможению (24.47), а для карьеров, кроме того, требований ПБ.

Допустимые скорости движения для карьерного подвижного транспорта, *км/ч*

Пути	При движении вперед: локомотивом	вагонами
Постоянные:		
главные (откаточные)	40—50	25—30
прочие (станционные, деповские) . .	25—30	25—30
Передвижные		
забойные	20—30	15—20
отвальные:		
на плужных отвалах	20—30	15—20
на экскаваторных отвалах	20—25	15—20

Время хода поезда по i-тому элементу профиля

$$t_i = \frac{60 l_i}{v_i}, \text{ мин}, \tag{24.48}$$

где l_i — длина элемента, *км*;
v_i — скорость хода, *км/ч*.

Общее время хода по участку из n элементов без остановок в середине пути

$$t = \sum_1^n t_i + \tau, \text{ мин}, \tag{24.49}$$

где $\tau = 2—3$ *мин* — время на разгон и замедление у конечных пунктов.

Б. Спрямление профиля пути

Спрямление профиля заключается в условной замене нескольких лежащих рядом элементов профиля одним участком, длина которого равна сумме длин заменяемых элементов, а уклон

$$i'_c = \frac{H_к - H_н}{l_c} = -\frac{i_1 l_1 + i_2 l_2 + \ldots + i_n l_n}{l_1 + l_2 + \ldots + l_n}, \tag{24.50}$$

где $H_к$ и $H_н$ — высота (отметка) конечного и начального пунктов, *м*;
$i_1 l_1$, $i_2 l_2$ — уклон и длина элемента;
l_c — суммарная длина элементов, *м*.

Спрямление профиля сокращает число элементов профиля и упрощает подсчеты скорости. Спрямлять можно только близкие по крутизне профили. Для карьеров профиль спрямляют в пределах путей уступов, путей выездной траншеи, путей на поверхности, путей при заезде на отвал и путей на отвалах (рис. 24.3, *б*). Если на элементах профиля имеются кривые, то их заменяют фиктивными подъемами i''_c, эквивалентными дополнительному сопротивлению от кривых $w_{кр}$ (§ 21.3), отнесенному ко всей длине спрямленного участка:

$$i''_c = \frac{\sum_1^n w_{кр.i} l_{кр.i}}{l_c}, \text{ кГ/Т}, \tag{24.51}$$

где $w_{кр.i}$ и $l_{кр.i}$ — дополнительное удельное сопротивление и длина кривой.

Уклон спрямленного участка при наличии кривых

$$i_c = \pm i'_c + i''_c. \tag{24.52}$$

§ 24.6. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ

Дано (рис. 24.3, *в*): A_1, A_2, . . ., A_j, . . ., A_n — сменная производительность пунктов погрузки, *Т/см* (*м*^{3}/*см*); t_0 — длительность смены, *ч*; t_1, t_2, . . ., t_j, . . . — время хода от пункта разгрузки Ц до *j*-того пункта погрузки и обратно (24.49), *мин*; G — полезная емкость вагона, T (*м*^{3}); z — число вагонов в составе; вид организации движения (закреплен состав за локомотивом или нет, закреплен локомотив за погрузочным пунктом или нет). Определить $Z_{л.\,и}$ — инвентарное число локомотивов для обслуживания всех n пунктов погрузки.

Среднее время рейса (цикла) на *j*-тый пункт

$$T_j = t_j + \Theta_j, \text{ мин}, \tag{24.53}$$

где Θ_j — общее время пауз за цикл, *мин*.

Если состав закреплен за локомотивом, то состав перемещается локомотивом всюду — по перегонам, при погрузке и при разгрузке. Такую организацию движения применяют на карьерах и на рудных шахтах. При этом

$$\Theta_j = \Theta_{пог} + \Theta_{раз} + \Theta_{ман} + \Theta_{ож}, \text{ мин}, \tag{24.54}$$

где $\Theta_{пог}$ — время погрузки состава;
$\Theta_{раз}$ — время разгрузки состава;
$\Theta_{ман}$ — время маневров по обмену груженых составов на порожние в пунктах погрузки и разгрузки;
$\Theta_{ож}$ — время ожидания на раздельных пунктах (разъездах, постах, станциях) и по иным причинам.

На карьерах при экскаваторах непрерывного действия время погрузки определяют по технической производительности экскаватора. При экскаваторах цикличного действия

$$\Theta_{пог} = zn_к t_ц, \text{ мин}, \tag{24.55}$$

где $n_к$ — число ковшей, помещающихся в кузове (21.29 или 21.30);
$t_к$ — продолжительность цикла экскавации, *мин*.

Время разгрузки

$$\Theta_{раз} = \frac{zt_{р.\,о}}{m}, \text{ мин}, \tag{24.56}$$

где m — число разгрузочных ям;
$t_{р.\,о}$ — время разгрузки вагона, *мин*.

Для думпкаров $t_{р.\,о} = 1{,}5$—2 *мин* летом и 3—5 *мин* зимой.

Время $\theta_{ман}$ определяют расчетом в соответствии со схемой путей (§ 45.2). Время ожиданий

$$\Theta_{ож} = n_{р.\,п}\tau, \text{ мин}, \tag{24.57}$$

где $n_{р.\,п}$ — число раздельных пунктов;
τ — станционный интервал (§ 45.2).

В средних условиях $\Theta_{ман} + \Theta_{ож} = 5$—$15$ *мин*.

На рудных шахтах время погрузки одной вагонетки под люками составляет 1,5—2 *мин*; время разгрузки вагонеток с откидной стенкой — 0,75 *мин*, глухих вагонеток — 0,4 *мин*; время на маневры и ожидания $\Theta_{ман} + \Theta_{ож} = 10$—$15$ *мин*.

Если состав не закреплен за локомотивом, то локомотив перемещает состав только по перегонам и выставляет его на погрузку и разгрузку, где перемещение осуществляется лебедками или толкателями. Такую организацию движения применяют на угольных шахтах. При этом

$$\Theta_j = \Theta_{\text{ман}} + \Theta_{\text{ож}} \approx 20 \div 40 \text{ мин}. \tag{24.58}$$

Определив время рейса T_j (24.53), можно установить число локомотивов, потребное для обслуживания данного пункта погрузки. Расчетный грузопоток $Q_{\text{р}i}$ погрузочного пункта находится из (2.14). Производительность одного локомотива $Q_{\text{л}j}$ по обслуживанию j-того пункта погрузки определяется выражением (2.2), которое при новых размерностях G (T) и T (*мин*) примет вид

$$Q_{\text{л}j} = \frac{60zG}{k_{\text{ц}}T_j}, \quad T/\text{ч}\ (\text{м}^3/\text{ч}). \tag{24.59}$$

Число локомотивов для обслуживания j-того пункта погрузки

$$Z_{\text{л}j} = \frac{Q_{\text{р}j}}{Q_{\text{л}j}} = \frac{A_j T_j k_{\text{л}}}{60zGt_{\text{п. о}}}, \tag{24.60}$$

где $k_{\text{л}} = k_{\text{ц}}k$ — коэффициент неравномерности локомотивной откатки.

Коэффициент $k_{\text{л}}$ зависит как от неравномерности поступления груза k, так и от неравномерности прихода локомотивов к погрузочному пункту $k_{\text{ц}}$ (§ 2.2). Для карьеров при транспортировании вскрыши $k_{\text{л}} = 1{,}25$, при транспортировании ископаемого $k_{\text{л}} = 1{,}25$—$1{,}5$. Для рудных и угольных шахт $k_{\text{л}} = 1{,}5$.

Если локомотивы закреплены за определенными погрузочными пунктами, то для получения общего потребного числа локомотивов $Z_{\text{л}}$ округляют до целого числа каждое из $Z_{\text{л}j}$ (24.60) и суммируют округленные числа:

$$Z_{\text{л}} = \sum_{1}^{n} (Z_{\text{л}j}). \tag{24.61}$$

Если локомотивы не закреплены за пунктами, т. е. ходят на любой пункт (обезличенное движение), то $Z_{\text{л}j}$ не округляют, а суммируют дробные величины и округляют сумму:

$$Z_{\text{л}} = \left(\sum_{1}^{n} Z_{\text{л}j} \right). \tag{24.62}$$

Разница между (24.61) и (24.62) может быть весьма значительной (иногда в 1,5 раза).

При закреплении локомотивов за пунктами может оказаться, что $Z_{\text{л}j}$ (24.60) значительно меньше единицы, т. е. локомотив и вагоны будут мало использоваться. В таких случаях можно уменьшить число вагонов в составе, что вызовет увеличение числа рейсов локомотива и лучшее использование подвижного состава.

По выражениям (24.61), (24.62) определяют число рабочих локомотивов. Инвентарное число локомотивов

$$Z_{\text{л. и}} = Z_{\text{л}} + Z_{\text{л. рем}} + Z_{\text{л. рез}} + Z_{\text{л. хоз}}, \tag{24.63}$$

где $Z_{\text{л. рем}} = 0{,}15Z_{\text{л}}$ — число локомотивов в ремонте (округляется до целого числа);

$Z_{л.\ рез}=(0{,}05—0{,}1)\ Z_л$ — число резервных локомотивов (округляется до целого числа);

$Z_{л.\ хоз}=1—2$ — число локомотивов, используемых для хозяйственных нужд.

Иногда инвентарное число локомотивов определяют округленно:

$$Z_{л.\ и}=Z_л k_{инв}, \tag{24.64}$$

где $k_{инв}=1{,}12—1{,}25$ — коэффициент инвентарности.

Если пунктов своза грузов несколько: $Ц_1$, $Ц_2$ . . . (рис. 24.3, *г*), то решение задачи полностью аналогично предыдущей, но T_j вместо (24.53) определяют из

$$T_j=u_{1j}T_{1j}+u_{2j}T_{2j}+\ldots, \tag{24.65}$$

где u_{1j}, u_{2j} — доля сменной добычи, отправляющаяся с j-того пункта погрузки на пункты своза грузов $Ц_1$, $Ц_2$, . . .

T_{1j}, T_{2j} — время рейса локомотива (24.53) с j-того пункта погрузки на пункты своза грузов $Ц_1$, $Ц_2$, . . .

Литература к гл. 24: 4, 66, 74, 97, 120, 128, 133, 139, 154, 186.

ГЛАВА 25

РУДНИЧНЫЕ ЭЛЕКТРОВОЗЫ

§ 25.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Рудничные электровозы классифицируют по следующим признакам:

по весовой категории — легкие — весом до 5 *Т* включительно; средние — от 5 до 14 *Т*; тяжелые — весом более 14 *Т*;

по способу питания — с автономным источником питания (аккумуляторные электровозы); с внешним источником питания (контактные и высокочастотные электровозы); комбинированные электровозы (аккумуляторно-контактные, контактно-кабельные и др.);

по роду тока — постоянного тока; переменного тока.

На шахтах СССР исключительное распространение получили аккумуляторные и контактные электровозы постоянного тока. В опытном порядке эксплуатируются электровозы переменного тока высокой частоты.

Расстояние, на которое перевозятся любые грузы и люди, достигает 5—10 *км*. Радиусы кривых 10—20 *м*. Профиль путей выдерживается с уклоном 0,003—0,005 в грузовом направлении (§ 19.2), иногда до 0,040 (2,5‰). Производительность практически не ограничена и зависит от числа электровозов. Достоинства: простота, надежность, экономичность, возможность применения для перевозки людей. Недостатки: наличие сложного аккумуляторного хозяйства; зависимость производительности от уровня организации.

Электровозы — основное транспортное средство на горизонтальных откаточных выработках угольных и рудных шахт (94% грузооборота на угольных и 100% — на рудных шахтах).

На угольных шахтах около 70% парка представлено аккумуляторными и 30% — контактными электровозами. На сланцевых и рудных