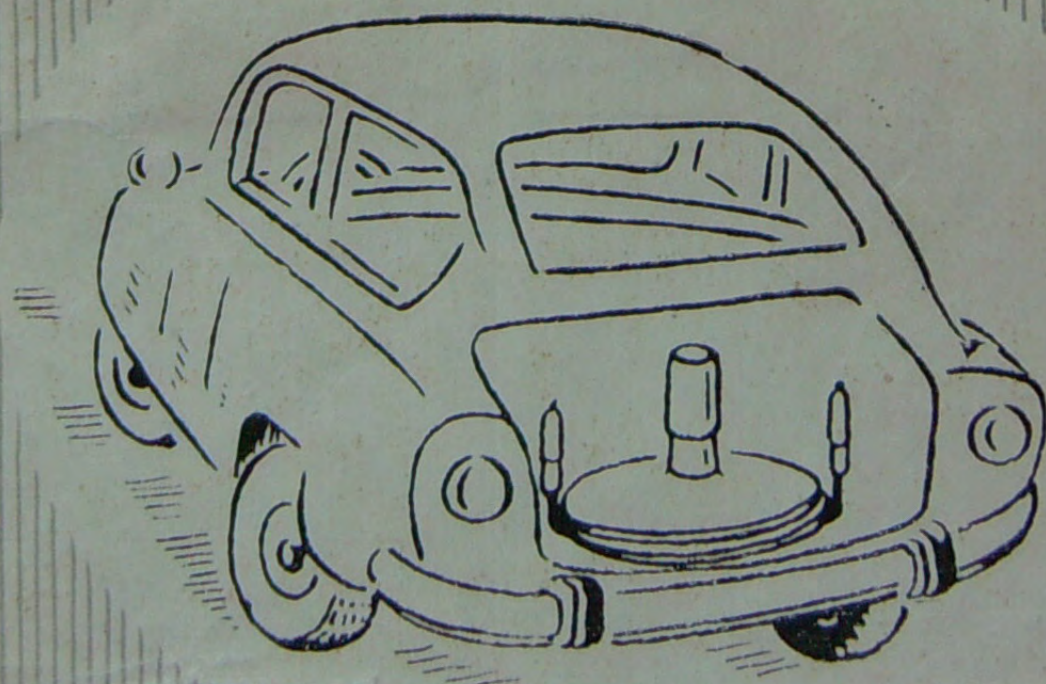


621.8
7-94

Н. В. Гулиа

Инерционные аккумуляторы энергии



Гулиа Н. В., Инерционные аккумуляторы энергии.
Изд-во ВГУ, Воронеж, 1973, стр. 240.

Книга является первым обобщенным пособием по конструированию и расчету инерционных аккумуляторов энергии (маховиков) применительно к любой машине, на которой он установлен. В ней представлены основные конструкции, выполненные в СССР и за рубежом, а также даны методы расчета инерционных аккумуляторов-маховиков: прочностно-энергетические расчеты, основы гиродинамики маховиков, их балансировка, к. п. д., сравнительная эффективность.

Маховики используются в чрезвычайно широком классе машин — двигателях, компрессорах, металлообрабатывающих ударных и прокатных машинах и др. В последнее время появились городские транспортные средства, движущиеся энергией маховика и проходящие значительные расстояния с одной раскрутки, маховичные устройства, позволяющие использовать энергию торможения автомобилей, и другие устройства, свидетельствующие о большой перспективности маховиков для автотранспорта.

Издание представляет интерес для широкого круга инженерно-технических и научных работников, аспирантов, студентов технических вузов, изобретателей и рационализаторов.

Библ. ссылок 144, илл. 105, табл. 8.

*Печатается по решению кафедры
теоретической механики
Курского политехнического института
от 10 февраля 1972 г.*

*Научный редактор доц. И. В. Аникин
Рецензенты: проф. В. А. Зиновьев,
доц. В. Д. Путинцев*

*Книга посвящается
выдающемуся изобретателю и конструктору,
энтузиасту маховиков —
Анатолию Георгиевичу Уфимцеву*

Инерционные (маховичные) аккумуляторы энергии чрезвычайно широко распространены в технике. Трудно назвать машину, в которой не было бы маховика или детали, его заменяющей. Двигатели внутреннего сгорания, паровые двигатели, прокатные станы, компрессоры, различные пусковые устройства, металлообрабатывающие машины, ветроэлектростанции — вот неполный перечень машин и агрегатов, использующих инерционный аккумулятор энергии — маховик. Без гироскопа, главной частью которого является быстровращающийся маховик, невозможны сейчас ни авиация, ни космические корабли, ни навигация на воде. В конструкциях современных самолетов, ракет, кораблей, а также связанных с ними наземных установок присутствуют десятки, сотни, а то и тысячи маховиков весом от нескольких граммов до нескольких тонн, вращающихся со скоростью до десятков тысяч оборотов в минуту.

У инерционного аккумулятора множество интересных и весьма полезных свойств. Это и способность автоматически переходить с режима аккумулятора на режим двигателя (благодаря чему инерционные аккумуляторы часто называют инерционными двигателями), и гироскопический эффект, приращивающий вращающемуся маховику, это и способность совершать работу, не создавая реактивного момента, оказывающего влияние на поддерживающие части, и многое другое.

В последнее время ряд технических достижений — создание высокопрочных и сверхпрочных материалов, опор, выдерживающих весьма быстрое вращение, а также достижения в области передачи механической энергии и др. обусловили предпосылки для создания перспективных инерционных аккумуляторов. Эти аккумуляторы, обладая значительно большей энергоемкостью на единицу веса, безопасностью при разрыве, большим сроком консервации энергии и удобной («мягкой») рабочей характеристикой, уже качественно отличаясь от обычного маховика, могут успешно конкурировать не только с перспективными электрическими аккумуляторами, но и с двигателями внутреннего сгорания.

Следует отметить, что в настоящее время во всех высоко развитых странах мира ведутся работы по созданию эффективного аккумулятора энергии для автомобиля будущего. Это обусловлено как токсичностью продуктов сгорания горючего, образующихся при работе автомобильных двигателей [101], так и дефицитностью нефти, запасы которой ограничены [9]. Перспективный инерционный аккумулятор (первые опытные образцы его уже испытаны), мог бы явиться удобным и экономичным источником энергии для городского автомобиля будущего.

В предлагаемой книге рассмотрены как типичные конструкции и методы расчета инерционных аккумуляторов для различных машин и механизмов (раздел первый), так и общие вопросы расчета и конструирования этих аккумуляторов — прочностные расчеты тел вращения маховиков, их балансировка, основы гиродинамики, энергетические расчеты и др. (раздел второй). Наряду с известными конструкциями, уже давно применяемыми в технике, представлены новые, наиболее передовые системы и методы расчета. Прослежено историческое развитие инерционного аккумулятора-маховика с момента его возникновения до наших дней.

Автор будет благодарен за любые замечания и предложения со стороны читателей, имеющие целью улучшить содержание книги.

ИНЕРЦИОННЫЕ АККУМУЛЯТОРЫ В МАШИНАХ И МЕХАНИЗМАХ

ГЛАВА I

ВОЗНИКНОВЕНИЕ, РАЗВИТИЕ И СОВРЕМЕННЫЕ СИСТЕМЫ ИНЕРЦИОННЫХ АККУМУЛЯТОРОВ

§ 1. Основные свойства инерционных аккумуляторов

Инерционными, или динамическими, аккумуляторами механической энергии называются устройства, аккумулирующие энергию в движущейся, в частности вращающейся, массе. Инерционный аккумулятор обязательно содержит тело вращения, обладающее значительным моментом инерции, — маховик — и систему для подвода и отведения мощности — трансмиссию. В простейшем случае такой трансмиссией является вал, на котором сидит маховик.

Силовые поля, среда вращения, в которых находится инерционный аккумулятор, сделали необходимыми такие казалось бы традиционные узлы, как подвеска маховика и кожух. Подвеска маховика воспринимает силу его тяжести (вес) при нахождении в гравитационном поле Земли, а кожух частично или полностью защищает быстровращающийся

ся маховик от потерь, связанных с воздействием среды. Кроме того, кожух служит целям безопасности.

Следует отметить, что подвеска и кожух не являются обязательными частями инерционного аккумулятора. В случаях отсутствия силовых полей, действующих на маховик, или компенсации их действия действием других полей, что имеет место, например, в условиях космического полета, потребность в постоянных опорах отпадает. В земных условиях это возможно, например, в случае помещения маховика в магнитное поле — так называемую магнитную подвеску. В условиях отсутствия атмосферы или возможности пренебречь ее влиянием кожух играет сугубо защитную роль и, таким образом, также является второстепенным узлом инерционного аккумулятора.

Инерционный аккумулятор обладает рядом специфических свойств, основные из которых следующие:

1. В отличие от других аккумуляторов, в инерционном энергия может находиться только в движущемся агрегате. Отсутствие движения в инерционном аккумуляторе указывает на отсутствие запаса в нем энергии.

2. Инерционный аккумулятор, в силу первого свойства, одновременно является и двигателем. Переход с режима работы аккумулятора на режим двигателя и обратно осуществляется автоматически при замедлении или ускорении вращения маховика. Если направление крутящего момента маховика к исполнительному органу совпадает с направлением вращения, то это соответствует работе в режиме двигателя; вращение маховика замедляется. При несовпадении указанных направлений имеет место работа в режиме аккумулятора; при этом происходит разгон маховика.

3. Скорость вращения вала инерционного аккумулятора зависит не от нагрузочного момента на этом валу, а только от количества накопленной в нем энергии. Это означает, что инерционные аккумуляторы в отличие от других типов аккумуляторов и двигателей, в обоих режимах работы могут автоматически развивать любую мощность, необходимую на исполнительном органе. Эта мощность лимитируется только возможностями трансмиссии.

4. В отличие от других типов двигателей, при работе инерционного аккумулятора в обоих режимах не возникает реактивного момента в креплении агрегата к основанию. Это спе-

цифическое свойство, имеющее как положительное, так и отрицательное значение, следует обязательно учитывать.

5. Вследствие того что при работе инерционного аккумулятора возможен гироскопический эффект, этот агрегат играет роль стабилизатора устойчивости машины, на которой он установлен.

Следует отметить, что каждое из названных свойств может быть как полезным, так и вредным. Только рациональный их учет применительно к требуемой характеристике работы машины, на которой предполагается установка инерционного аккумулятора, может обеспечить высокую эффективность последнего.

§ 2. История возникновения и развития инерционных аккумуляторов

Возникновение инерционных аккумуляторов-маховиков относится к раннему периоду истории человеческого общества [90]. Первые сведения об использовании аккумулярованной в маховике кинетической энергии относятся примерно к 4500 г. до н. э. На территории современного Ирака, в районе развалин г. Ур (Урский могильник), который был расположен в Месопотамии в низовьях реки Евфрат, археолог Леонард Вулли обнаружил древний гончарный круг (рис. 1).

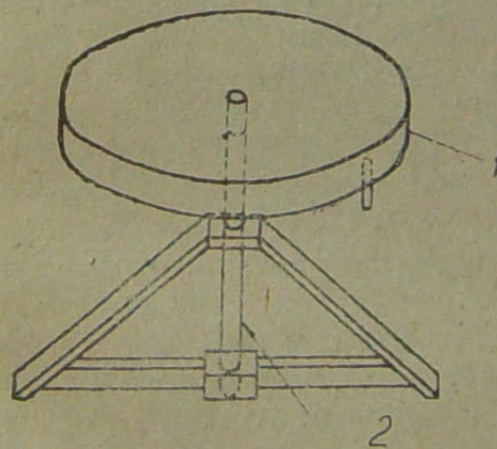


Рис. 1. Гончарный круг из раскопок Урского могильника: 1 — маховик, 2 — стойка.

Это тяжелый диск из обожженной глины около 1 м в диаметре с центральным отверстием и маленьким отверстием у периферии, куда вставлялась рукоятка. В древности на по-

добных кругах, приводимых во вращение рабами или самим мастером, изготавливались гончарные изделия. Наличие небольшого отверстия для рукоятки убеждает в том, что данный гончарный круг не вращали непрерывно; древний мастер периодически дергал за рукоятку, сообщая массивному диску некоторый запас кинетической энергии, во время же обработки изделия круг вращался, медленно расходуя накопленную энергию [135].

Гончарный круг был самым первым из известных нам маховиков и одним из первых механизмов. Затем маховики стали применяться и в других примитивных механизмах, например ветряных мельницах, водокачках и пр. Одно из подобных сооружений, известное под названием «Большое колесо Мандарина» (рис. 2) было построено в Китае в низовье реки Хуанхэ еще до нашей эры. Это колесо, согласно описанию древних, имело «четыре человеческих роста над зем-

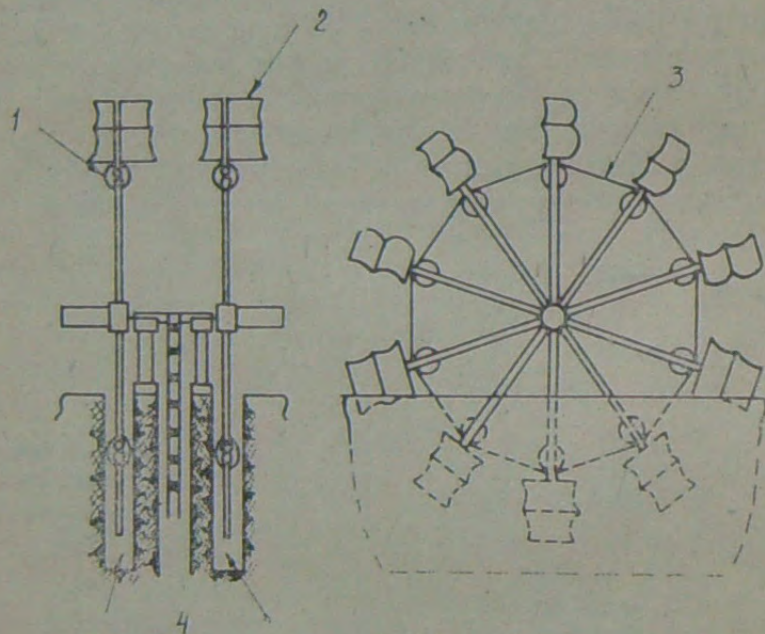


Рис. 2. Большое колесо Мандарина — гигантский маховик из древнего Китая; роль маховых масс играют привязанные к колесу тяжелые камни: 1 — камни, 2 — паруса, 3 — трос, 4 — траншея.

лей и два под землей», т. е. было свыше 10 м в диаметре. Роль маховых масс в нем играли камни, помещенные под парусами. Раскручиваясь во время порывов ветра, колесо Мандарина долго вращалось, приводя в движение ковшовую цепь, качающую воду из колодца [135]. Характерно, что маховики применяются в ветроиспользующих сооружениях и до настоящего времени. Принцип маховика использовался также в старинных смычковых дрелях (рис. 3).

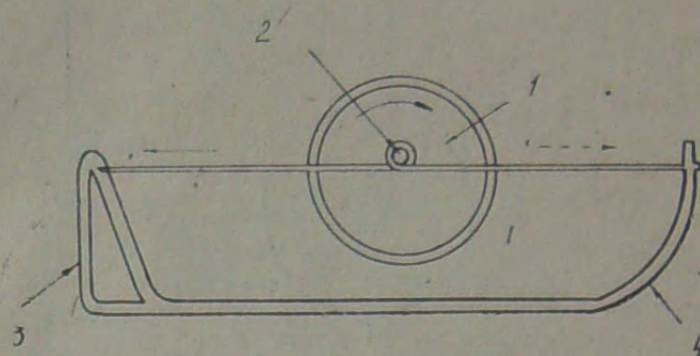


Рис. 3. Смычковая дрель с маховиком: 1 — маховик, 2 — ось, 3 — рукоять, 4 — смычок.

Достаточно широко применялось аккумуляирование кинетической энергии в различных игрушках. Всем известные детские инерционные автомобили, летающие круги и пр. также имеют свою историю. Самыми древними инерционными игрушками были, по-видимому, различные волчки. Волчок как игрушка достаточно широко распространен и сейчас. Он обычно приводится во вращение рукой и затем подстегивается плетью. Волчок демонстрирует одновременно два характерных свойства маховика — способность аккумуляировать кинетическую энергию и сохранять положение оси вращения в пространстве — гироскопический эффект.

Более сложной игрушкой была йо-йо (рис. 4): маховик в виде диска с кольцевой прорезью подвешивался на нить; нить наматывалась на валик, образованный прорезью; второй конец нити удерживался в руках, и маховик предоставлялся свободному падению. Падая, маховик преобразовывал свою потенциальную энергию силы тяжести в кинетическую энергию поступательного и вращательного движения. При

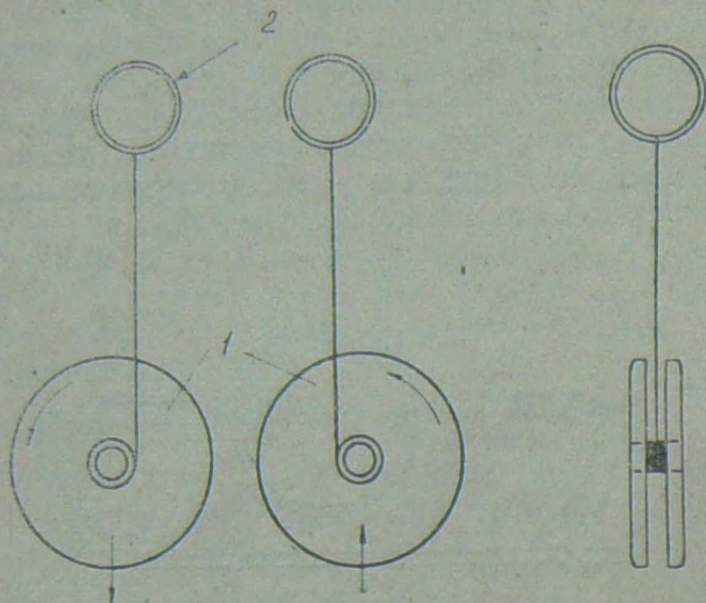


Рис. 4. Инерционная игрушка йо-йо: 1 — маховик, 2 — кольцо.

достижении нижней точки маховик получал такую угловую скорость, чтобы энергии, накопленной в нем, хватало для дальнейшего его подъема по нити. Эта игрушка была широко распространена в 30-х годах в Америке [135]. По ее принципу действует хорошо известный, используемый для наглядных целей прибор — маятник Максвелла.

Еще более сложная игрушка, требующая специальных навыков обращения с ней, — диаволо (рис. 5). Маховик диаволо приводится во вращение дерганьем шнура, и затем, по приобретении достаточной скорости, маховик подбрасывается и снова ловится на шнур. Диаволо использовалось в основном цирковыми артистами.

Определенный интерес представляют также еще две древние народные инерционные игрушки, распространенные преимущественно на Кавказе. Одна из них, называемая «полисудри» (рис. 6, а), — крупный грецкий орех, в котором просверлены близко друг от друга два отверстия и через них пропущены нити, связанные по концам. Игрушку держат за эти концы, пропустив пальцы в петли. Для запуска орех, иг-

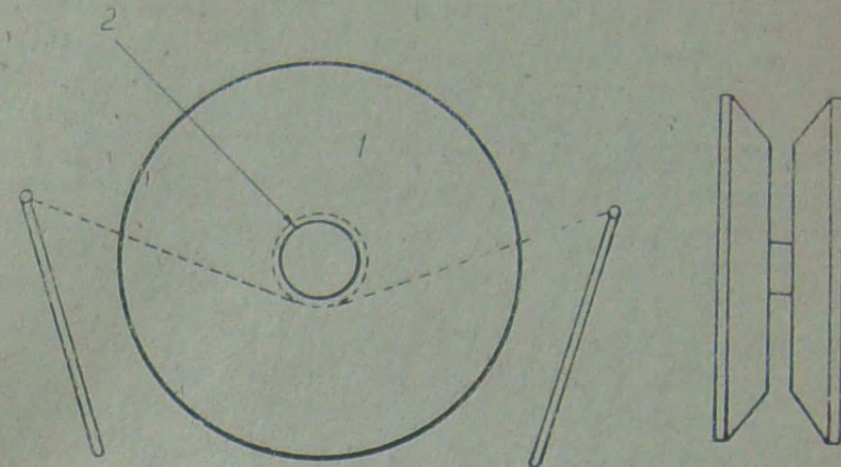


Рис. 5. Диаволо — инерционный реквизит древних и современных циркачей: 1 — маховик, 2 — ось.

рающий роль маховой массы, закручивается на несколько оборотов; затем нить натягивается и, раскручиваясь, разгоняет орех. Последний накапливает достаточную кинетическую энергию, чтобы закрутить нить в противоположном направлении. Периодическим дерганьем нити орех раскручивается до 5—8 тыс. оборотов в минуту, издавая при этом характерное жужжание. Игрушка очень популярна у детей и в настоящее время.

Другая, менее распространенная игрушка (рис. 6, б) состоит из двух орехов, один из которых насажен, например, на спицу и играет роль маховой массы, а другой — через него спица пропущена насквозь — роль подшипника. Игрушка удерживается в руке за этот второй орех, а первый разгоняется нитью, намотанной на спицу. Накопленная кинетическая энергия, позволяет закрутить нить на спице в обратном направлении. Так же, как и в первой игрушке, периодическим подергиванием за нить орех приводится в быстрое вращение.

Наиболее технически совершенными инерционными игрушками являются известные всем маховичные автомобили и им подобные. Маховичок игрушки раскручивается вожде-нием ее по полу на колесах, а затем игрушка самостоятельно движется, расходуя энергию, накопленную в маховике.

И, наконец, следует отметить еще одну интересную инер-

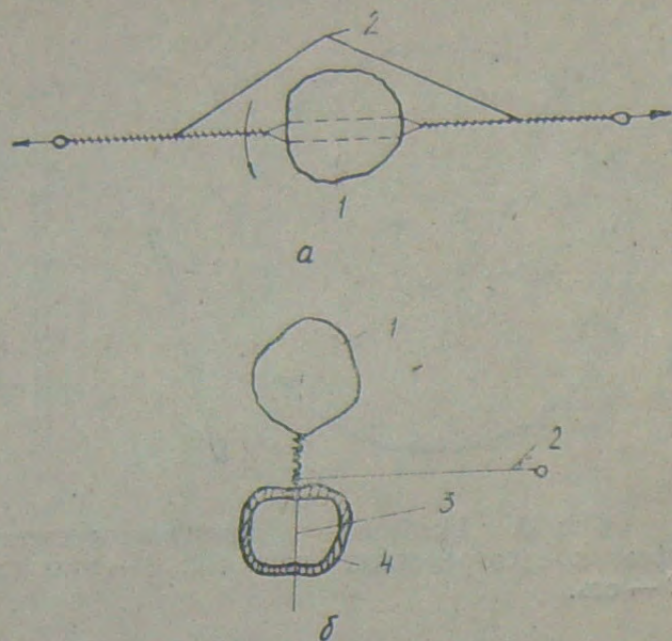


Рис. 6. а — «полисудри» — древняя инерционная игрушка, распространенная преимущественно на Кавказе. Маховая масса — крупный грецкий орех.

б — кавказская инерционная игрушка, также с использованием ореха: 1 — орех-маховик, 2 — нить, 3 — спица, 4 — орех-подшипник.

ционную игрушку — летающий пропеллер. Он представляет собой легкий обод, внутри которого помещены лопасти воздушного винта. При раскручивании пропеллер взлетает, и кинетическая энергия, накопленная в нем, расходуется на поддержание его полета в течение нескольких секунд. Построенный на этом принципе в 30-х годах вертолет, так называемый «прыгающий Гиро», совершал достаточно большие прыжки, используя для вертикального взлета кинетическую энергию маховика.

Начало использования инерционного аккумулятора в машинах связано с появлением шатунно-кривошипных и других механизмов, требующих уменьшения неравномерности вращения вала. Представляет интерес конструкция водоподъемника с ручным приводом, снабженного зубчатой передачей и маховиком, выполненного преимущественно из металла. Этот

механизм XV в. был одним из первых содержащих маховик в трансмиссии. Механизм описан средневековым ученым Г. Агрикола в его книге «De re metallica», изданной в Базеле в 1556 г. [106].

Маховик применялся и в приводе поршневого насоса, приводимого в движение опять-таки мускульной силой человека. Сравнительно большой маховик можно наблюдать в вододействующей пильной установке XVI в. Этот маховик устанавливался на коленчатом валу и служил для выравнивания хода машин.

Маховик стал неизменной частью паровых машин, где служил также для выравнивания хода. Для этой же цели маховиком снабжены и все двигатели внутреннего сгорания, различные дробильные и металлообрабатывающие установки, например прокатные станы, прессы, ножницы и др. Маховики, применяемые для выравнивания хода машин, обычно накапливают небольшие количества энергии.

Как самостоятельная энергетическая установка инерционный аккумулятор был впервые применен нашим соотечественником — инженером В. И. Шуберским в 1860 г. для приведения в движение колесного экипажа, названного их «маховозом» [11].

В 1883 г. английский адмирал Хауэлл разрабатывает торпеду, движимую энергией маховика, предварительно раскручиваемого паровой машиной до 10—12 тыс. об/мин (рис. 7). Энергия, накопленная в маховике (около

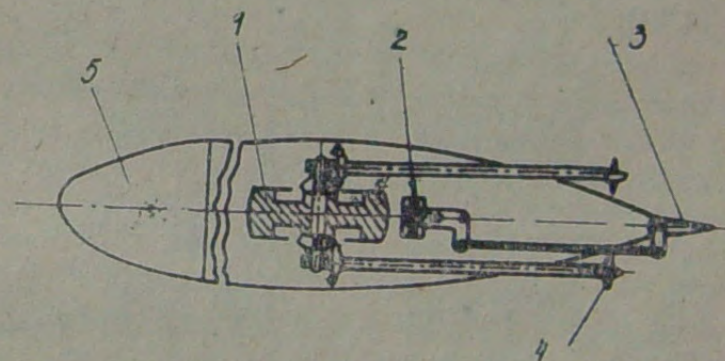


Рис. 7. Торпеда Хауэлла с приводом от вращающегося маховика: 1 — маховик, 2 — регулятор, 3 — руль, 4 — винт, 5 — взрывчатка.

40 тыс. кг), позволяла проходить путь длиной до 0,5 км. Скорость торпеды при этом была около 30 км/час.

В 1905 г. англичанин Ланчестер получает патент на устройство с маховиком, раскручиваемым паровой машиной или электродвигателем, с целью применения в транспорте (рис. 8). В Англии же были впервые применены двигатели-

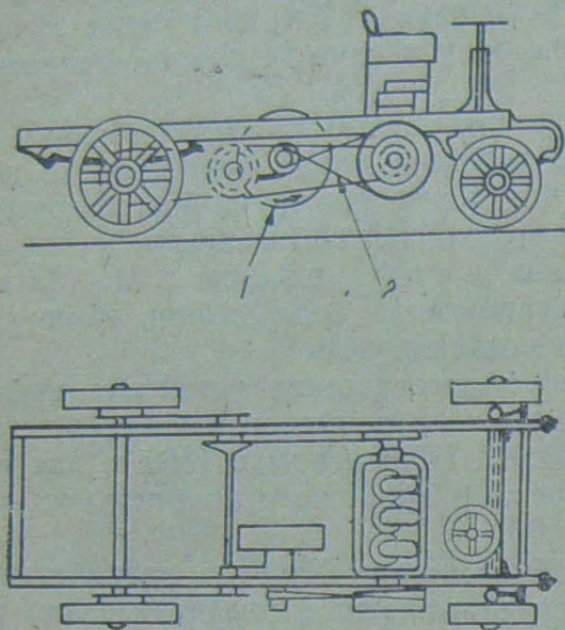


Рис. 8. Экипаж Ланчестера, движущийся накопленной энергией маховика: 1 — маховик, 2 — передача.

генераторы с маховиками (рис. 9) для приведения в движение электровозов на участках пути, не обеспеченных электроэнергией [135].

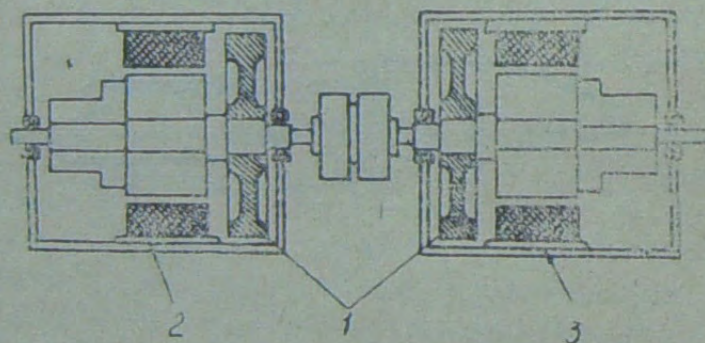


Рис. 9. Инерционный бустер для временного повышения мощности локомотива: 1 — маховик, 2 — мотор, 3 — генератор.

В 20-х годах нашего века инерционный аккумулятор был применен советским изобретателем А. Г. Уфимцевым и проф. В. П. Ветчинкиным для целей ветроиспользования.

В 1945 г. швейцарской машиностроительной фирмой Эрликон проведены детальные исследования возможности использования кинетической энергии, аккумулированной в маховике, для средств транспорта. Фирмой было разработано несколько опытных экипажей, питающихся энергией вращающегося маховика и получивших название гиробусов (рис. 10). Гиробусы исследовались в экспериментальных и

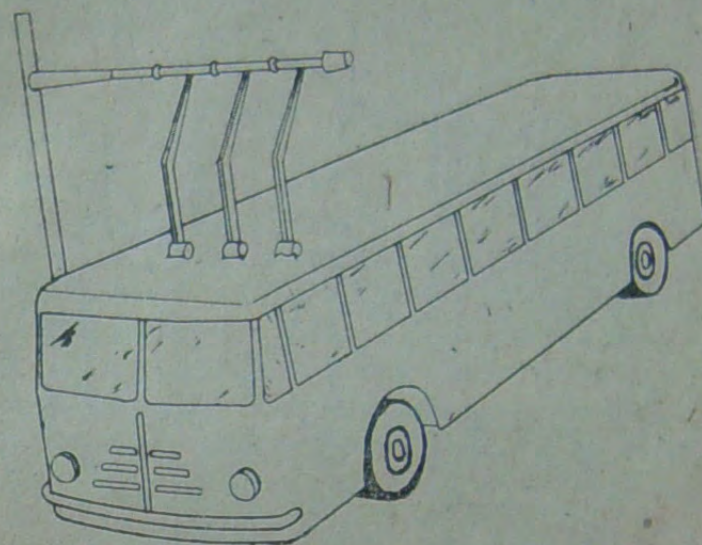


Рис. 10. Гиробус. Общий вид.

эксплуатационных условиях, что позволило найти оптимальные решения. Были исследованы вопросы определения параметров маховика, снижения потерь при его вращении, создания надежной и экономичной трансмиссии. В результате был создан основной силовой агрегат машины, получивший название «Электрогиро». Он представлял собой инерционный аккумулятор с электрической трансмиссией (рис. 11). К 1957 г. гиробусы эксплуатировались в различных городах Швейцарии, Бельгии, Конго (Киншаса), где выявили высокую экономичность [109—123].

Наряду с инерционными аккумуляторами с электрической трансмиссией разрабатываются инерционные аккумуляторы с механической, гидромеханической и другими типами

2. Н. В. Гулия

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
БИБЛИОТЕКА

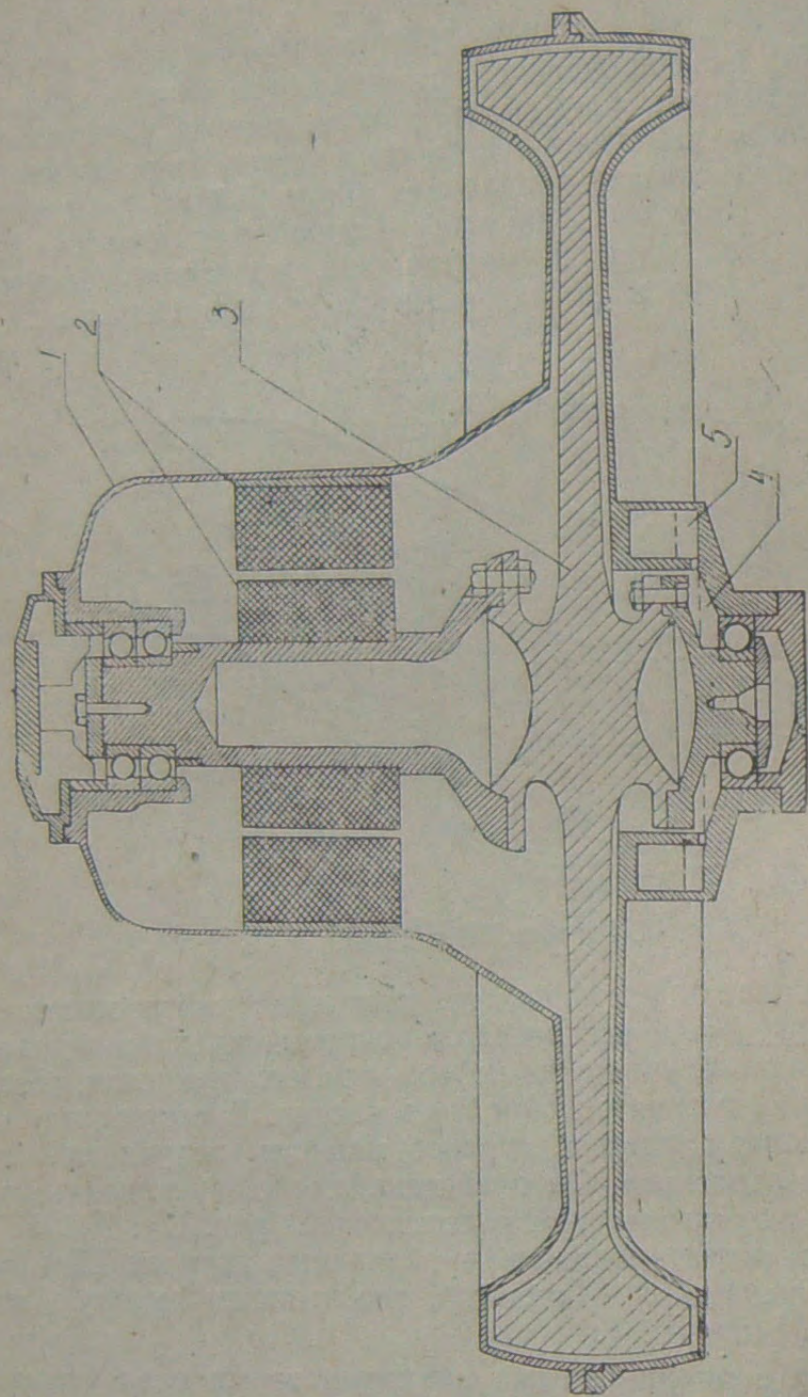


Рис. 11. Инерционный аккумулятор Электротира фирмы Эрликон: 1 — корпус, 2 — обмотки мотора-генератора, 3 — маховик, 4 — уровень масла при неподвижном и 5 — при вращающемся маховике.

трансмиссий. В настоящее время Дружковским машиностроительным заводом выпускаются отечественные взрывобезопасные локомотивы-гирозовы, содержащие в качестве основного источника энергии инерционный аккумулятор с механической трансмиссией.

Необходимо отметить также исследования, направленные на создание рекуперативных тормозов с использованием инерционных аккумуляторов. Такие тормоза играют роль накопителей энергии торможения транспортного средства при замедлении его движения и вспомогательного двигателя при разгоне. Подобные системы могут значительно повысить экономичность транспорта, особенно городского, что подтверждается экспериментами [105, 124]. Однако оптимальная трансмиссия рекуперативного тормоза, разработка которой представляет наибольшую трудность, пока еще находится в стадии исследований.

Как известно, для инерционных аккумуляторов характерно свойство сохранять ось вращения маховика в заданном направлении, что обусловлено гироскопическим эффектом. Это позволяет использовать инерционные аккумуляторы для стабилизации устойчивости двухколесных экипажей. Благодаря этому свойству в последнее время начинают появляться двухколесные автомобили (например, Джирон фирмы Форд), содержащие маховик, который вращается в горизонтальной плоскости и служит для стабилизации их устойчивости.

§ 3. Классификации инерционных аккумуляторов и их обзор

Исходя из многоплановости применения инерционных аккумуляторов и большого разнообразия их конструкций, целесообразно дать их классификацию. Остановимся на вопросе применения инерционных аккумуляторов (рис. 12).

Инерционными аккумуляторами малой удельной емкости могут считаться такие, в которых удельный (по отношению к массе маховика) запас накопленной энергии настолько мал, что он не накладывает существенного отпечатка на конструкцию и требования к материалу маховика. Маховики таких аккумуляторов низкоскоростные, они выполняются обычно в виде обода со спицами или диском. Материа-

лом чаще всего служит чугун. Аэродинамические потери таких маховиков весьма малы. Маховики работают обычно без кожуха, в случае же его наличия он выполняет лишь защитную роль. Окружная скорость этих маховиков, как правило, не превышает 50 м/сек. Применяются такие аккумуляторы преимущественно для создания равномерного хода машин и кратковременного повышения мощности устройств.

Создание равномерности хода машины требуется при импульсной, неравномерной работе двигателя или трансмиссии. Такой характер работы обычен для поршневых двигателей, а также импульсивных вариаторов, кривошипных и некоторых других механизмов. Поршневой двигатель сам создает неравномерную нагрузку в трансмиссии, в остальных же механизмах характеристика трансмиссии накладывает свой

отпечаток на их работу. Маховики, применяемые в подобных случаях, накапливают некоторый запас кинетической энергии при избыточной мощности на его валу и в дальнейшем отдают эту энергию при падении мощности, поддерживая, таким образом, более или менее равномерное движение машины. Так как скорость вращения маховика зависит от запаса кинетической энергии в нем, то ясно, что при колебаниях величины энергии изменяется и скорость вращения, правда, в меньшей степени. Следовательно, наличие маховика в трансмиссии не может обеспечить абсолютную равномерность хода машины, а лишь поддерживает ее в необходимых пределах. Степень равномерности движения зависит от энергоемкости маховика, т. е. от момента инерции маховика и средней скорости его вращения.

Роль маховика при временном повышении мощности установки существенно не отличается от его роли в рассмотренном случае. Разницу создают в основном три момента:

1. При временном повышении мощности установок мощность основного двигателя примерно постоянна, нагрузка же на рабочий орган установки от внешних источников изменяется. Это ведет к падению скорости вращения трансмиссии, а следовательно, и маховика, что, в свою очередь, вызывает выделение кинетической энергии. Таким образом, общая мощность установки повышается. Впоследствии, при снижении нагрузки на рабочий орган, скорость основного двигателя повышается и маховик накапливает энергию;

2. Неравномерность хода машины, вызванная особенностями двигателя или трансмиссии, обычно детерминирована и определяется спецификой привода. Снижение и повышение скорости вращения маховика в этих случаях происходит строго определенное число раз за время одного оборота вала двигателя — как правило, не менее одного раза. При временном же повышении мощности установки нагрузки на рабочий орган носят чаще всего неопределенный, случайный характер. При этом периоды ускорения и замедления движения маховика имеют всякий раз новую продолжительность, а нередко длятся значительно дольше одного оборота основного двигателя;

3. Временное повышение мощности установки вовсе не означает снижения неравномерности ее хода, хотя иногда функции маховика и бывают совмещены. Временное повы-

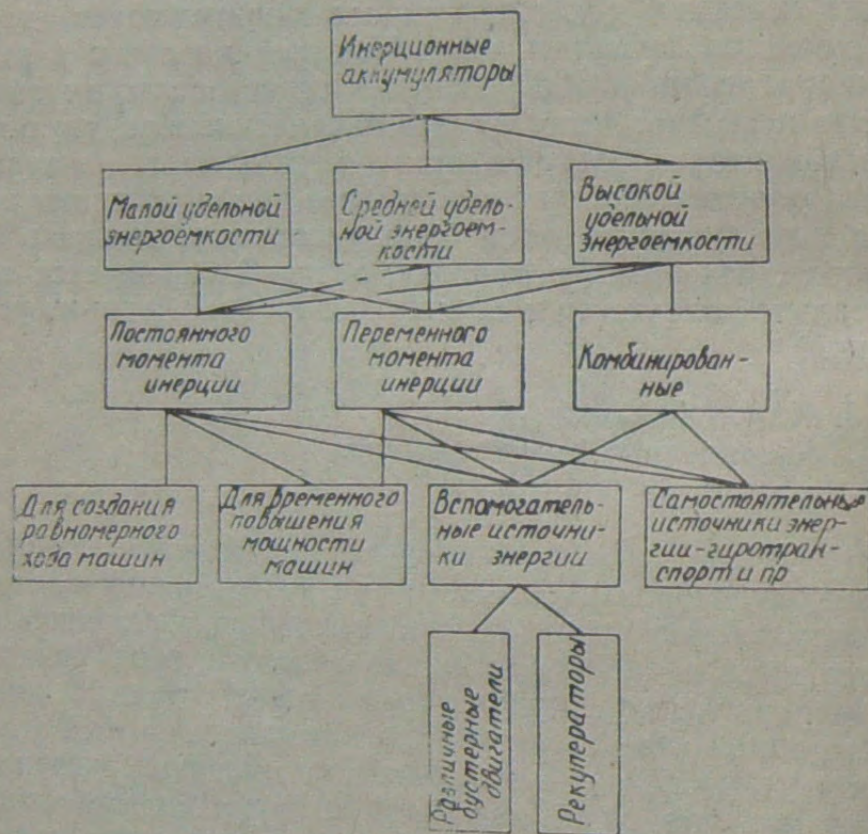


Рис. 12. Классификация инерционных аккумуляторов по признаку применения.

шение мощности нередко сопровождается значительной неравномерностью хода или даже полной остановкой маховика.

Сказанное необходимо проиллюстрировать. Поршневые двигатели, например, сообщают маховику строго определенное число ускорений за один оборот; такое же число раз повышается и падает мощность двигателя. Нормальная эксплуатация двигателя не допускает полной его остановки. Аналогичными свойствами обладают трансмиссии, создающие неравномерность хода (кривошипные, кулисные и другие специальные механизмы).

Число же временных повышений мощности установки может совершенно не зависеть от количества оборотов двигателя. Например, в прокатных станах оно определяется подачей металла в валки; в дробильных установках — наличием материала; в строительных машинах зависит от желания оператора и т. д. Нагрузка на рабочий орган и, следовательно, характер и продолжительность ускорений и замедлений маховика в данном случае имеет совершенно неопределенный характер. При этом если в некоторых машинах равномерность хода более или менее соблюдается (дробильные установки), то в других маховик нередко доводится до полной остановки (например, винтовые прессы).

Совмещение в маховике двух названных выше функций характерно для большинства случаев его применения, однако преобладание той или другой функции делает возможным некоторое разграничение маховиков.

Инерционными аккумуляторами высокой удельной энергоемкости могут считаться такие, в которых высокие скорости вращения маховиков, необходимые для накопления значительной энергии, накладывают существенный отпечаток на конструкцию инерционного аккумулятора, материал и форму маховика. Маховики высокоэнергоемких аккумуляторов имеют чаще всего форму дисков без отверстий, ободов с дисками, а также специальную (см. ниже); изготавливаются маховики из высококачественных легированных сталей, проволок, лент, а в последнее время и из стеклопластиков. Окружные скорости таких маховиков могут достигать 1000 м/сек и более. Высокие скорости вращения вызывают большие аэродинамические потери, вследствие чего маховики помещаются в специальные кожухи, которые способствуют снижению этих потерь.

Высокоэнергоемкие инерционные аккумуляторы используются как для кратковременной, так и для сравнительно длительной работы. Для кратковременной работы с продолжительностью цикла примерно до 1 мин применяются обычно малогабаритные (массой до 200—300 кг) маховики, для длительной же, продолжительностью до десятков минут, — крупногабаритные, чаще всего массой около 1—1,5 т, а в некоторых случаях и больше.

Высокоэнергоемкие инерционные аккумуляторы кратковременного действия, так же как и низкоэнергоемкие, могут использоваться для временного повышения мощности установки. При этом основная их разница заключается в величине удельной энергии, расходуемой в течение цикла. Четкого разграничения устройств, использующих энергию низко- или высокоэнергоемких аккумуляторов, наметить невозможно — могут использоваться как одни, так и другие. Например, пусковое устройство может содержать как крупногабаритный маховик малой удельной энергоемкости, так и малогабаритный высокой удельной энергоемкости.

Другое назначение инерционных аккумуляторов кратковременного действия — рекуперирование кинетической энергии. Для этой цели применяются обычно маховики, обладающие средней и высокой удельной энергоемкостью. Режим работы инерционных аккумуляторов, рекуперирующих кинетическую энергию, существенно зависит от типа привода, а также от связи привода с основным двигателем. Рекуператор, не связанный с основным двигателем, накапливает только энергию торможения, и маховик его малогабаритен. Рекуператор, связанный с основным двигателем, может содержать как малогабаритный маховик (при связи с двигателем внутреннего сгорания или иным, не инерционным), так и крупногабаритный (при совмещении функций основного двигателя инерционного типа и рекуператора). Продолжительность работы, например, автобусного рекуператора около 10 сек [105].

Высокоэнергоемкие инерционные аккумуляторы длительного действия применяются в качестве как основных, так и вспомогательных источников энергии на машинах. Гировозы, гиробусы, тележки, тельферы и другие гироскопические транспортные средства содержат инерционный аккумулятор как основной источник энергии. Маховик таких аккумуляторов разгоняется путем подключения к тому или иному источ-

нику энергии, и затем, после отсоединения от него, накопленная энергия расходуется при работе машины.

Как вспомогательные источники энергии инерционные аккумуляторы длительного действия применяются в случаях продолжительных перерывов в работе основного двигателя или недостаточной его мощности. Ветродвигатели, например, содержат инерционный аккумулятор, питающий электрогенератор при отсутствии ветра. При наличии ветра инерционный аккумулятор заряжается.

Рассмотрим подробно основное звено инерционного аккумулятора, которое, собственно, и является накопителем кинетической энергии, — маховик (рис. 13).

Следует отметить, что маховики бывают постоянного и переменного момента инерции. Увеличением момента инерции маховика вследствие его упругих деформаций при вращении мы пренебрегаем, и маховик, в котором особо не предусмотрено устройство для изменения момента инерции, считаем обладающим постоянным значением последнего.

Существует большое разнообразие предложений и проектов создания маховика переменного момента инерции. Большинство из них основано на раздвижении грузов, играющих роль маховых масс, при помощи винтовых пар или иным образом, а также на наполнении пустотелых барабанов различным количеством жидкости или сыпучего материала. Нужно признать, что, несмотря на это разнообразие и несомненную нужность маховиков переменного момента инерции, работоспособной конструкции таких маховиков еще не создано. Все существующие конструкции весьма малоэнергоёмки и обладают низким к.п.д. Основной ошибкой изобретателей и конструкторов таких маховиков является излишнее увлечение кинематикой устройства для изменения момента инерции маховика, в результате чего они забывают, что основным фактором повышения энергоёмкости маховиков является его прочность. Чем более равномерно «загружен» материал маховика напряжениями (разумеется, при каком-то конкретном значении допускаемого напряжения), тем рациональнее маховик [25]. В предлагаемых же проектах основная масса маховиков практически не напряжена, почти вся нагрузка приходится на небольшую и наиболее сложную их часть — механизм управления. Это и обуславливает малую эффектив-

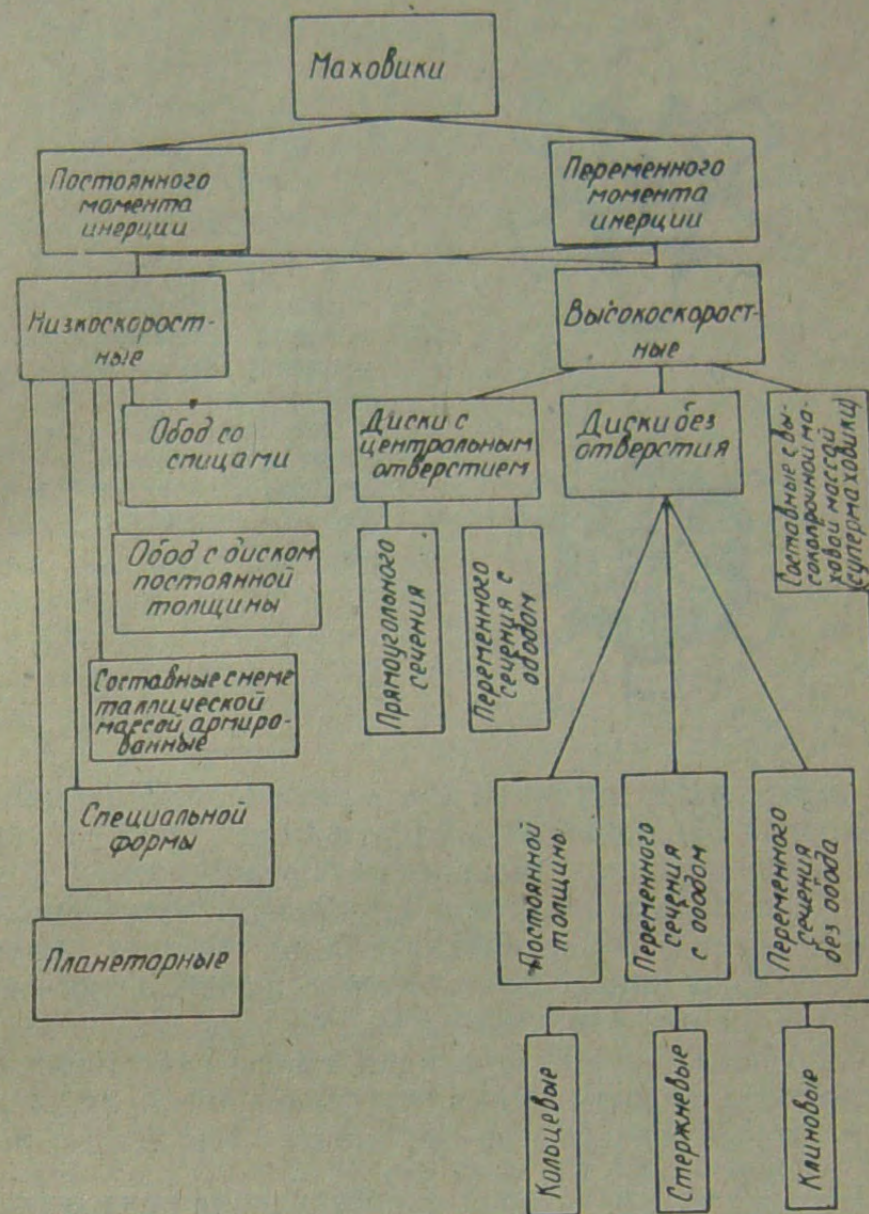


Рис. 13. Классификация маховиков инерционных аккумуляторов.

ность таких маховиков, из-за чего они и не нашли себе применения.

Одна из конструкций подобных маховиков представлена на рис. 14. Этот маховик был предложен известным фран-

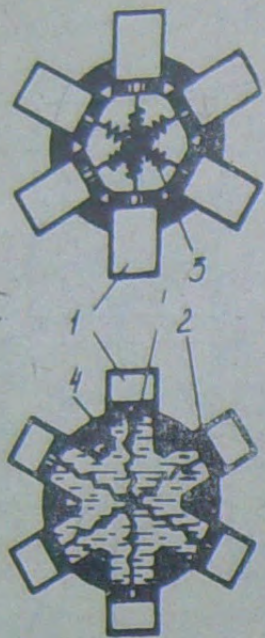


Рис. 14. Маховик переменного момента инерции, предложенный известным писателем и летчиком Сент-Экзюпери: 1 — цилиндры, 2 — поршни, 3 — пружины, 4 — жидкость.

цузским писателем и летчиком Сент-Экзюпери. Принцип действия маховика заключается в следующем: при отсутствии давления воды поршни, стягиваемые пружинами, находятся у центра. При подаче воды в центральную часть маховика поршни раздвигаются, увеличивая общий момент инерции. При выпуске воды они возвращаются в исходное положение.

Несмотря на то, что кинематически этот маховик вполне работоспособен, анализ динамики показывает полную его непригодность для выполнения поставленной цели. Например, при массе одного из поршней (грузов), равной $10 \text{ кг} \left(1 \frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}} \right)$, и угловой скорости вращения маховика 628 рад/сек (6000 об/мин) при расстоянии груза от центра вращения $0,25 \text{ м}$ нагрузка на каждую пружину составит свыше 1 мн (100 т), что явно невыполнимо.

Следует еще раз отметить актуальность задачи создания работоспособных маховиков переменного момента инерции, поскольку изменение момента инерции дает возможность варьирования скорости вращения маховика, а это является очень ценным свойством любого привода [63].

Маховики с постоянным моментом инерции могут эксплуатироваться и при высоких, и при низких окружных скоростях. Так как окружная скорость является основным фактором, вызывающим напряженное состояние материала маховика, она накладывает существенный отпечаток на его конструкцию. В зависимости от этого маховики могут делиться на низкоскоростные (соответствующие их малой удельной энергоемкости) и высокоскоростные (соответствующие их высокой удельной энергоемкости).

Низкоскоростные маховики выполняются в виде ободов, поскольку в том случае, если напряжение не лимитирует окружную скорость маховика, целесообразно максимальное удаление массы от оси вращения. Обод может крепиться к ступице спицами и диском. Обод с диском обеспечивает несколько большую прочность, чем обод со спицами, и поэтому применяется при больших скоростях.

Низкоскоростные маховики одновременно с функцией аккумуляторов механической энергии способны выполнять роль элемента привода. Например, маховик может служить шкивом ременной передачи, зубчатым колесом, полумуфтой и т. д. В этих случаях возможна специальная форма маховика, необходимость которой диктуется условиями работы. Однако и тогда основную массу материала стараются максимально удалить от центра.

Как уже было упомянуто, низкоскоростные маховики выполняются в основном из чугуна или стального литья. Однако и тогда часто имеет место недонапряжение материала, в результате чего недоиспользуются прочностные свойства металла. В этих случаях маховики изготавливаются составными, например, с неметаллической основной маховой массой. Это значительно удешевляет конструкцию. На рис. 15 представлена схема маховика, изготовленного из бетона, армированного стальной проволокой.

Необходимо отметить еще одну интересную конструкцию маховика — составного с относительным вращением, или планетарного (рис. 16). Маховики-сателлиты вращаются одновременно вокруг своей оси O и вокруг оси солнечного колеса O_1 , в результате чего периферийные точки приобретают сравнительно высокую скорость, а следовательно, и кинетическую энергию. Конструкция эта распространения не получила из-за сложности и невозможности использования при высоких ско-

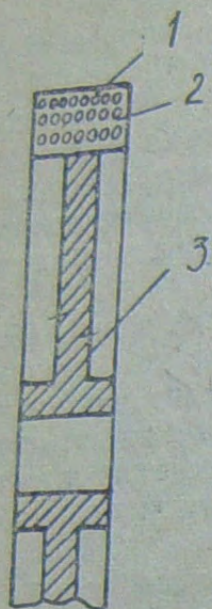


Рис. 15. Маховик из бетона, армированный стальной проволокой: 1 — проволоочная арматура, 2 — бетон, 3 — диск со ступицей.

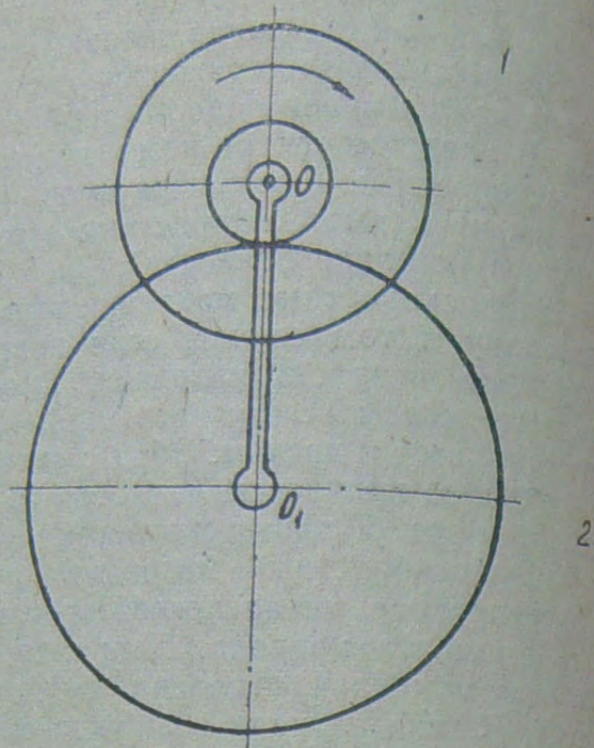


Рис. 16. Планетарный маховик: 1 — маховик-сателлит, 2 — маховик-солнечное колесо.

ростях, вызывающих большие нагрузки от центробежных сил на подшипники сателлитов и водила.

Эксплуатация маховиков при высоких окружных скоростях предъявляет повышенные требования к их прочности. Материалом высокоскоростных маховиков служит обычно сталь, легированная хромом, никелем, молибденом. Заготовки изготовляют путемковки с соблюдением требований к структуре металла. Поковки подвергают специальной термобработке и дефектоскопии. Форма маховика, также играющая немаловажную роль в распределении напряжений, существенно отличается от формы низкоскоростных маховиков. Эволюция форм маховиков при возрастании окружной скорости представлена на рис. 17.

Из рис. 17 явствует, что форма наиболее скоростного маховика представляет собой диск и стержень равной прочнос-

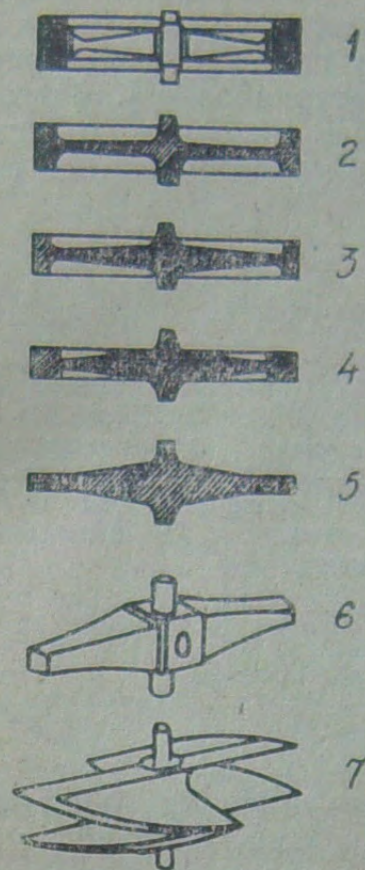


Рис. 17. Эволюция формы сечения маховиков при возрастании окружной скорости вращения: 1 — обод со спицами, 2, 3, 4 — ободы с дисками, 5 — диск равной прочности, 6 — равнопрочный стержень, 7 — система равнопрочных стержней.

ти. Следует отметить, что эта форма не является неизменной, застывшей. Она меняется в зависимости от окружной скорости вращения и для каждого значения скорости имеет свой вид. Несмотря на то, что почти вся масса диска и стержня равной прочности сосредоточена близко к центру, маховик такой формы способен накопить максимальное количество энергии.

И, наконец, следует сказать об одной из наиболее перспективных конструкций маховиков — с высокопрочной маховой массой. Как будет показано ниже, совершенствование формы маховика приносит ограниченный выигрыш в удельной энергоемкости. Резервы дальнейшего повышения удельной энергоемкости маховиков нужно искать в их прочности. Однако прочность даже наиболее совершенных монолитных

материалов невысока по сравнению с холоднотянутыми волооченными проволоками и нитями из металла (стали), стекла, кварца и некоторых других веществ. Прочность их достигает $500\text{--}600 \text{ кг/мм}^2$ и выше, что почти в десять раз превосходит прочность монолитных материалов [1]. В этой связи представляет интерес конструкция маховика с основной маховой массой из высокопрочной проволоки. На рис. 18

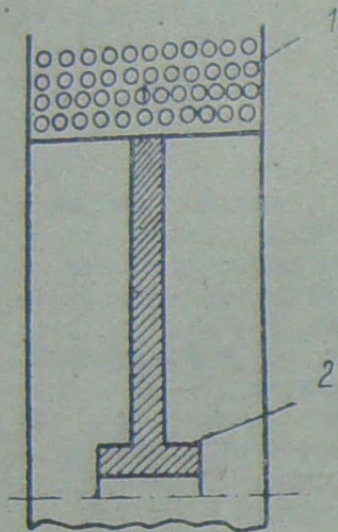


Рис. 18. Сверхэнергетический супермаховик: 1 — обод из высокопрочной проволоки или волокна, 2 — несущий центр.

представлена одна из таких конструкций. На обод навита стальная проволока, выполняющая роль основной маховой массы. Маховик предназначен для эксплуатации при высоких скоростях. Принципиально такая конструкция обеспечивает энергоемкость, почти в десять раз превышающую энергоемкость монолитных маховиков.

Оригинальны по замыслу маховики так называемого «стержневого» типа, разрабатываемые в настоящее время фирмой Локхид и университетом им. Дж. Гопкинса в США [143, 144]. Изготовленные преимущественно из стеклопластиков, эти маховики имеют форму стержня равной прочности при вращении (рис. 19), что позволяет рационально использовать материал. Окружная скорость маховиков стержневого типа из стеклопластиков высокой прочности может достигать 1 км/сек .

Путем дальнейшего совершенствования маховиков стержневого типа был получен маховик клинового типа (университет им. Дж. Гопкинса, автор Д. В. Рабенхорст). Этот ма-

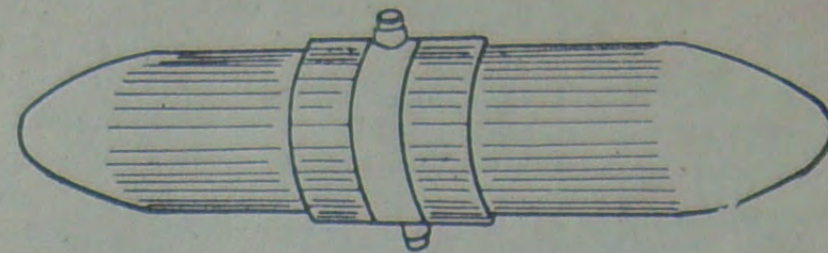


Рис. 19. Маховик в виде стержня равной прочности фирмы Локхид.

ховик склеен из стеклопластиковых стержней и представляет собой тело особой формы, заостренное в направлении вращения, что позволяет как уменьшить потери при вращении, так и добиться большей его компактности (рис. 20).

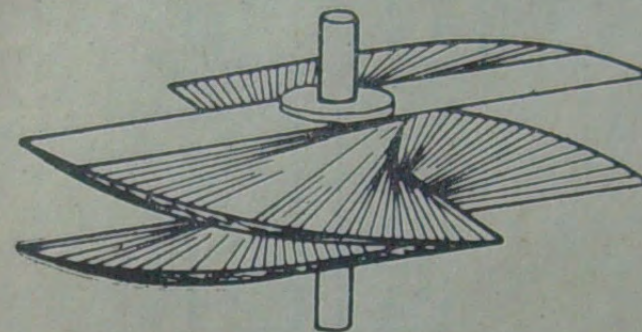


Рис. 20. Маховик клинового типа Д. В. Рабенхорста (университет Дж. Гопкинса, США).

Маховики, изготовленные из составного высокопрочного материала, как, например, стеклопластик (СВАМ), металлические ленты и проволоки, позволяющие накопление значительно больших энергий, чем монолитные, получили название (по терминологии Д. В. Рабенхорста) «супермаховики».

Окружная скорость вращения, оказывающая существенное влияние на конструкцию маховика, непосредственно влияет на устройство кожуха маховика, среду вращения и степень ее разреженности и другие факторы, характеризующие так называемую «камеру вращения» маховика. Классификация инерционных аккумуляторов по конструкции камеры вращения представлена на рис. 21.

Низкоскоростные маховики вращаются чаще всего в открытой атмосфере. Иногда, в соответствии с требованиями

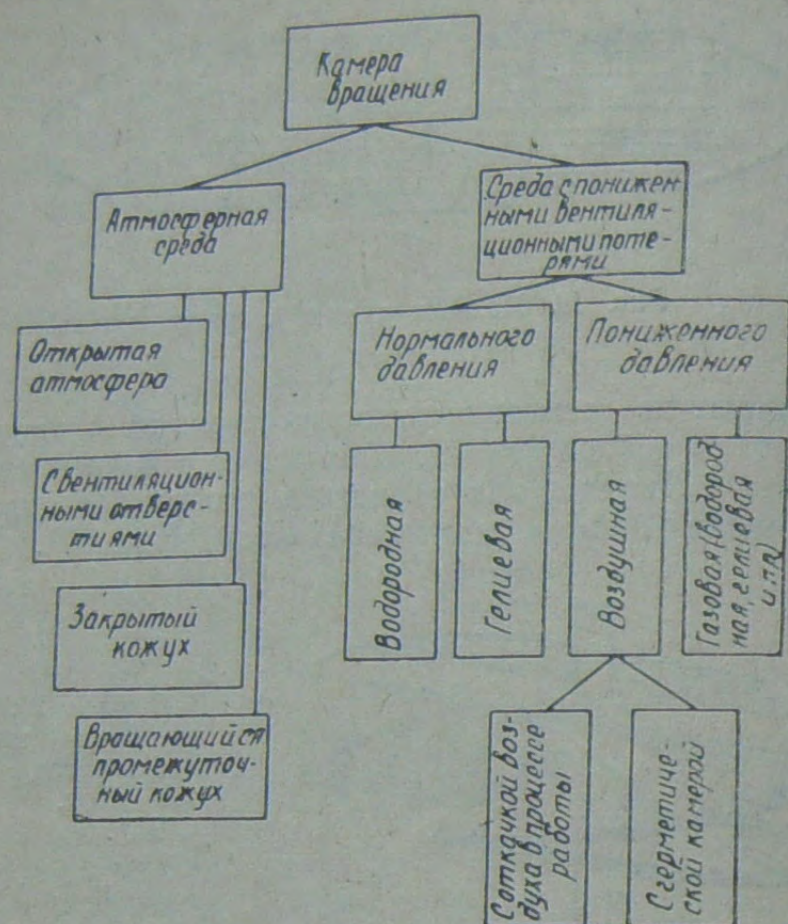


Рис. 21. Классификация инерционных аккумуляторов по конструкции камеры вращения.

техники безопасности, вокруг маховика устраивается ограждение или защитный кожух. С увеличением скорости растут аэродинамические потери, возникающие в результате соприкосновения быстро движущейся поверхности маховика с воздухом. Для уменьшения вентиляционных потерь маховики помещаются в закрытый кожух, поверхность которого отстоит на небольшое расстояние от поверхности маховика. Как известно, чем меньше зазор между маховиком и кожухом (в известных пределах), тем ближе к ламинарному движению воздуха в зазоре. Ясно, что делать этот зазор чрезвычайно малым нельзя, во избежание задевания маховиком за кожух

из-за погрешностей в монтаже, возможных упругих деформаций и др. Кожух обычно «следит» за поверхностью маховика, достаточно близко приближаясь к ней. Величина зазора достигает примерно 1% величины диаметра маховика. Для дальнейшего уменьшения вентиляционных потерь иногда в кожухе делается ряд отверстий по окружности вблизи периферии. Такая конструкция кожуха целесообразна, видимо, в условиях достаточно незагрязненной атмосферы, где исключена возможность попадания в отверстие посторонних частиц.

Известно, что с возрастанием окружной скорости маховика вентиляционные потери растут прогрессивно. В связи с этим целесообразно разделение относительной скорости между маховиком и стенкой кожуха на несколько ступеней при помощи вспомогательных свободно вращающихся кожухов (обычно одного). Такой кожух изготавливается достаточно легким и помещается в зазоре между основным кожухом и маховиком [98]. Свое вращение промежуточный кожух получает от момента аэродинамических сил при движении маховика. Скорость вращения его устанавливается такой, что момент аэродинамических сопротивлений между промежуточным и основным кожухом равен по величине соответствующему моменту между маховиком и промежуточным кожухом. Иногда основной кожух заменяется оградительной сеткой, как это показано на рис. 22.

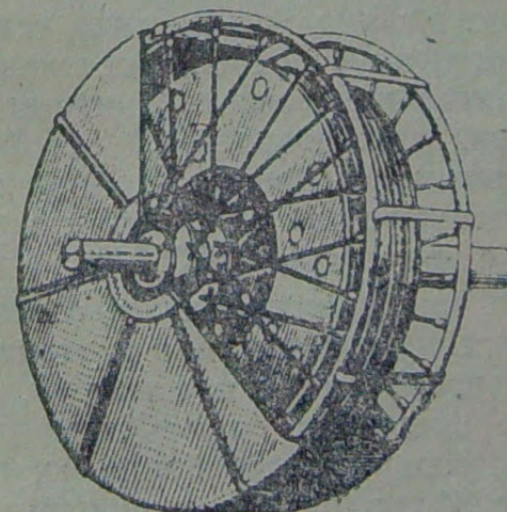


Рис. 22. Маховик с вращающимся промежуточным кожухом.

Маховики, вращающиеся с весьма высокой окружной скоростью (свыше 150 м/сек), помещаются в камеру вращения со специальной средой, обеспечивающей пониженные вентиляционные потери. По данным В. П. Ветчинкина, при нормальном атмосферном давлении водород почти в 4 раза снижает вентиляционные потери по сравнению с воздушной средой [98]. Однако в газонаполненных камерах чаще всего герметизация камер так же необходима, как и при нормальном давлении. Камера вращения маховика инерционного аккумулятора Электрогиро швейцарской фирмы Эрликон (см. рис. 11) содержит водород при давлении 0,7 ата. Полная откачка газа из камеры привела бы к перегреву электродвигателя.

Чрезвычайно высокие окружные скорости вращения маховика требуют помещения его в вакуум. Наибольшую трудность в этом случае представляет вывод крутящего момента из вакуума. Несмотря на то, что для этой цели имеется целый ряд специальных муфт [95], они не применяются в инерционных аккумуляторах вследствие малой надежности и низкого к.п.д. при высоких угловых скоростях и крутящих моментах.

В инерционном аккумуляторе автобусного рекуперативного тормоза Гиректа применяется иной способ поддержания вакуума в камере вращения. Здесь вал уплотнен обычным негерметическим устройством, а воздух постоянно откачивается небольшим насосом. Разумеется, достичь таким образом достаточно высокой степени разреженности невозможно, однако эта мера в значительной степени снижает вентиляционные потери. Маховик, представленный свободному вращению вечером, сохраняет после ночной стоянки автобуса количество энергии, необходимое для того, чтобы запустить двигатель и привести автобус в движение [105].

Как уже было отмечено, инерционный аккумулятор обязательно включает в себя систему для подвода и отвода мощности — трансмиссию. В зависимости от требований, предъявляемых к характеристике вращения на рабочем органе, инерционный аккумулятор содержит трансмиссию, необходимую для этой цели. Классификация инерционных аккумуляторов по трансмиссии представлена на рис. 23.

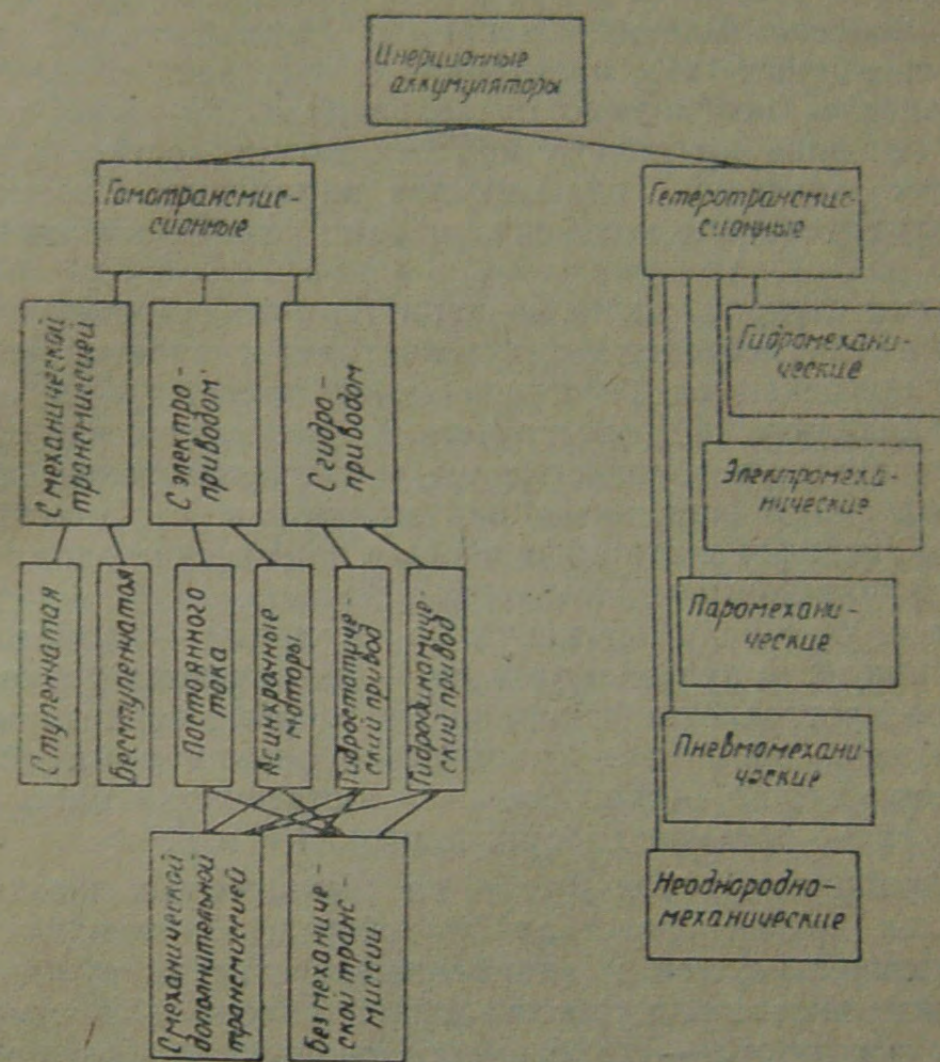


Рис. 23. Классификация инерционных аккумуляторов по трансмиссии.

Наиболее простым типом трансмиссии является, как известно, жесткая механическая. Это может быть зубчатая коробка передач (или, в частном случае, просто редуктор), а также кривошипная, эксцентриковая, винтовая и другие типы передач. Такие трансмиссии применяются чаще всего в случаях, когда необходимо использовать ценное свойство инерционного аккумулятора — способность развивать значительные крутящие моменты и мощности. Инерционными аккумуляторами с механической трансмиссией снабжены различ-

ного рода механические прессы, штамповальные машины, дробильные установки и др., а также машины, имеющие элемент проскальзывания, например фрикционную муфту. В инерционных аккумуляторах с жесткой механической трансмиссией необходимо предохранительное звено, так как здесь величина крутящего момента может достигать весьма больших значений, опасных для механизма. Иногда роль предохранительного звена играет сама обрабатываемая заготовка.

В тех случаях, когда по характеру работы исполнительного органа требуется бесступенчатая регулировка его скорости, применяются бесступенчатые приводы — механический, гидравлический, электрический, пневматический и др. Все эти типы приводов описаны в соответствующей литературе, однако инерционным аккумуляторам свойственна некоторая специфика, ограничивающая применение одних и способствующая применению других приводов.

Механические бесступенчатые приводы — вариаторы — фрикционные, импульсивные и др. — применяются редко. Наиболее распространены фрикционные лобовые вариаторы, применяющиеся, например, в винтовых фрикционных прессах. Их преимущество — простота и достаточная надежность. Недостатки — большие габариты, низкий к. п. д.

Гидропривод используется на инерционных шахтных и некоторых других средствах транспорта. Применяются как гидростатические, так и гидродинамические типы приводов. Дополнительное преимущество гидропривода для инерционного аккумулятора — его взрывобезопасность. Это свойство инерционного аккумулятора с гидроприводом делает его весьма ценным источником энергии для установок, эксплуатирующихся во взрывоопасной атмосфере (в рудниках).

Электропривод — наиболее распространенный тип привода в инерционных аккумуляторах. Наряду с другими преимуществами — возможностью работы при высоких скоростях, нечувствительностью к кратковременным перегрузкам и др. — электропривод обладает свойством, весьма ценным для инерционного аккумулятора, — способностью легкого вывода мощности из герметической камеры. Как было отмечено выше, высокоскоростные маховики инерционных аккумуляторов требуют помещения в разреженную газовую среду, что, в свою очередь, вызывает необходимость герметизации камеры вра-

щения. При этом вывод мощности из герметизированной камеры представляет большую трудность. Для электропривода же это достаточно легко осуществимо путем вывода из камеры проводов, благодаря чему электропривод нашел применение в инерционном аккумуляторе Электрогиро, а также в новейших системах — Локхид и д-ра Д. В. Рабенхорста.

Следует отметить, что в случае гидро- и электропривода не исключено применение механического звена — понижающей или повышающей передачи, коробки передач, дифференциальной суммирующей передачи для разделения потока мощности и других целей.

Малораспространенные типы приводов — паровые, пневматические применяются в случаях, обуславливающих неприменимость других: например, во взрывобезопасных шахтных локомотивах с механической или гидромеханической основными трансмиссиями для разгона маховика применяются пневмодвигатели. Инерционные аккумуляторы с различными типами трансмиссий зарядки и отбора мощности могут быть названы гетеротрансмиссионными, или аккумуляторами с неоднородными трансмиссиями. Гетеротрансмиссионные инерционные аккумуляторы могут иметь в качестве основной трансмиссии любую из описанных выше, а вспомогательной, служащей для зарядки маховика — другую, аналогичного или иного типа.

Большинство инерционных аккумуляторов являются гетеротрансмиссионными. Гомотрансмиссионными, с одноименной трансмиссией разгона маховика и отбора мощности, обычно бывают инерционные аккумуляторы небольшой емкости второстепенного значения, или рекуператоры. Например, шахтные инерционные локомотивы, гиробусы, инерционные тележки, дрезины, дробильные установки, прессы, двигатели, стартерные установки, ветродвигатели, гироинструмент и т. д. содержат гетеротрансмиссионные инерционные аккумуляторы.

Рекуперативные тормоза, другие инерционные аккумуляторы, работающие в режиме рекуперативного торможения, и некоторые маломощные и экспериментальные установки (например, экспериментальный скрепер с инерционным дополнительным двигателем) содержат гомотрансмиссионные аккумуляторы. Сюда же относятся и широко распространенные инерционные игрушки.

Маховик инерционных аккумуляторов может вращаться в горизонтальной, вертикальной или произвольно выбранной плоскости. На стационарных установках плоскость вращения маховика выбирается в соответствии с кинематикой привода и решающего значения не имеет. В мобильных же условиях маховики чаще всего располагаются горизонтально. Это вызвано как особенностями компоновки, так и влиянием гироскопических нагрузок на опоры.

Маховики могут иметь подвеску жесткую, упругую или карданов подвес. В первом случае опоры воспринимают максимальные значения гироскопических усилий. Такая подвеска применяется для стационарных установок, рельсового транспорта и мобильных установок с малогабаритными маховиками. Во втором случае опоры воспринимают сниженные гироскопические нагрузки, так как они амортизируются упругими элементами подвеса (кстати, такой тип подвеса применен на гиробусе фирмы Эрликон). В третьем случае опоры полностью свободны от действия гироскопических нагрузок. Такой тип подвеса применяется чаще всего в приборах [95].

Специальный регулируемый тип подвеса маховика применяется для целей стабилизации судов, монорельсового транспорта, двухколесных экипажей и др. Принцип действия гиростабилизаторов пояснен ниже (гл. VIII).

ГЛАВА II

ИНЕРЦИОННЫЕ АККУМУЛЯТОРЫ МАЛОЙ ЭНЕРГОЕМКОСТИ

В качестве вспомогательных источников энергии могут служить инерционные аккумуляторы как малой, так и высокой удельной энергоемкости. Применение того или иного типа инерционного аккумулятора обуславливается в основном продолжительностью его срабатывания. В тех случаях, когда продолжительность срабатывания инерционного аккумулятора невелика (от долей секунды до нескольких секунд), обычно применяются аккумуляторы малой энергоемкости. Такие аккумуляторы-маховики устанавливаются на различных поршневых двигателях, машинах ударного действия и аналогичных им (дробилках, прессах, стартерах и др.). Инерционные аккумуляторы высокой энергоемкости целесообразно использовать при более длительных сроках срабатывания — от нескольких минут до часа и более.

Одной из основных задач применения инерционных аккумуляторов малой энергоемкости является регулирование хода машины. Общеизвестно применение маховиков на различных машинах с неравномерным ходом, например поршневых дви-

гателях, с целью уменьшения этой неравномерности. Маховик, аккумулируя избыточную энергию при замедлении хода машины, тем самым сглаживает пульсации скорости. Разумеется, идеально отрегулировать ход машины невозможно, так как для обеспечения совершенно равномерного хода требуется бесконечно большой первоначальный запас энергии в маховике, что нереально. Однако всегда можно подобрать такие параметры маховика, которые обеспечивали бы заданное значение коэффициента неравномерности хода $\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}}$

как бы мало оно ни было. Большинство методов решения этой задачи сводится к нахождению параметров маховика (обычно момента инерции I) исходя из заданных параметров хода машины. Эта задача является задачей синтеза и встречается в основном при проектировании новых машин.

Однако часто возникает потребность в решении и другой задачи: при заданных действующих силах и параметрах маховика требуется найти коэффициент неравномерности хода δ . Эта задача является задачей анализа.

Задаче расчета маховых масс для регулирования хода машины посвящено много работ. Можно отметить работы Мерцалова, Радингера, Виттенбауэра, Гутьяра, метод которого является уточнением метода Мерцалова, а также И. И. Артоболевского — его метод сохранил основные преимущества методов Радингера, Виттенбауэра и Мерцалова — Гутьяра.

Специально для тепловых двигателей с малым коэффициентом неравномерности вращения А. П. Малышевым был предложен метод более точного расчета маховика [100].

На наш взгляд, в решении задачи синтеза методу И. И. Артоболевского следует отдать предпочтение, особенно при расчете маховика поршневых машин.

§ 1. Расчет маховика для поршневых машин

Уравнение движения машины в форме Лагранжа для обобщенной координаты α (угла поворота ведущего звена машины) имеет вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \alpha} = Q, \quad (1)$$

где $\dot{\alpha} = \omega$ — угловая скорость ведущего звена.

Расчет будем вести применительно к поршневым машинам. Кинетическая энергия поршневой машины T выражается формулой:

$$T = \frac{I_{\text{пр}}(\alpha) \omega^2}{2}, \quad (2)$$

где $I_{\text{пр}}(\alpha)$ — приведенный момент инерции, являющийся периодической функцией угла α :

$$I_{\text{пр}}(\alpha) = I_{\text{пр}}(\alpha + 2\pi). \quad (3)$$

Обобщенная сила Q в поршневых машинах равна избыточному моменту ΔM на коленчатом валу:

$$Q = \Delta M = M_{\text{дв}} - M_{\text{с}} + M_{\text{в}}, \quad (4)$$

где: $M_{\text{дв}}$ — приведенный момент двигателя; $M_{\text{с}}$ — приведенный момент сопротивлений; $M_{\text{в}}$ — приведенный момент сил веса вращающихся частей.

Избыточный момент также является периодической функцией.

С учетом вышеуказанного (1) принимает вид:

$$I_{\text{пр}} \frac{d\omega}{dt} + \frac{dI_{\text{пр}}}{d\alpha} \frac{\omega^2}{2} = \Delta M. \quad (5)$$

Приведенный момент инерции поршневой машины складывается из постоянной составляющей I_0 и составляющей, зависящей от угла $I_1(\alpha)$:

$$I_{\text{пр}}(\alpha) = I_0 + I_1(\alpha). \quad (6)$$

Учитывая это, уравнение (5) можно записать в виде:

$$[I_0 + I_1(\alpha)] \frac{d\omega}{dt} + \frac{dI_1(\alpha)}{d\alpha} \cdot \frac{\omega^2}{2} = \Delta M(\alpha). \quad (7)$$

Пусть среди всех положений механизма, для которых угловое ускорение коленчатого вала $\frac{d\omega}{dt}$ равно нулю, углы α_1' отвечают относительным минимумам, а углы α_2' — относительным максимумам угловой скорости, соответственно $\omega_{\min}'$ и $\omega_{\max}'$. Среди всех α_1' и α_2' имеется по одному их значению, отвечающему соответственно абсолютному минимуму $\omega_{\min}$ и абсолютному максимуму $\omega_{\max}$ угловой скорости. Для этих положений уравнение (7) можно записать следующим образом:

$$\begin{cases} \left(\frac{dI_1}{d\alpha} \right)_{\alpha=\alpha_1'} \frac{\omega_{min}^2}{2} = \Delta M(\alpha_1'), \\ \left(\frac{dI_1}{d\alpha} \right)_{\alpha=\alpha_2'} \frac{\omega_{max}^2}{2} = \Delta M(\alpha_2'). \end{cases} \quad (8)$$

Для положений, соответствующих абсолютному минимуму и абсолютному максимуму угловой скорости:

$$\begin{cases} \left(\frac{dI_1}{d\alpha} \right)_{\alpha=\alpha_1} \frac{\omega_{min}^2}{2} = \Delta M(\alpha_1), \\ \left(\frac{dI_1}{d\alpha} \right)_{\alpha=\alpha_2} \frac{\omega_{max}^2}{2} = \Delta M(\alpha_2). \end{cases} \quad (9)$$

Введем в рассмотрение две функции угла α :

$$\begin{cases} \Delta M'(\alpha) = \frac{dI_1(\alpha)}{d\alpha} \frac{\omega_{min}^2}{2}, \\ \Delta M''(\alpha) = \frac{dI_1(\alpha)}{d\alpha} \frac{\omega_{max}^2}{2}. \end{cases} \quad (10)$$

Сравнивая равенства (8), (9), (10), можно заключить, что при углах α_1 и α_2 будут иметь место равенства:

$$\Delta M'(\alpha_1) = \Delta M(\alpha_1) \text{ и } \Delta M''(\alpha_2) = \Delta M(\alpha_2),$$

а при углах α_1' и α_2' — приближенные равенства:

$$\Delta M''(\alpha_2') \approx \Delta M(\alpha_2'); \Delta M'(\alpha_1') \approx \Delta M(\alpha_1').$$

Следовательно, графики функций $\Delta M(\alpha)$ и $\Delta M'(\alpha)$, а также $\Delta M(\alpha)$ и $\Delta M''(\alpha)$ обязательно будут иметь точки пересечения, причем абсциссы одной из точек пересечения будут определять искомые углы α_1 и α_2 .

Необходимо отметить, что при малых значениях δ функции $\Delta M'(\alpha)$ и $\Delta M''(\alpha)$ незначительно отличаются друг от друга и возможно, что точки пересечения кривой $\Delta M(\alpha)$ с кривыми $\Delta M'(\alpha)$ и $\Delta M''(\alpha)$ будут иметь близкие друг другу абсциссы.

Для нахождения α_1 нужно построить графики $\Delta M(\alpha)$ и $\Delta M'(\alpha)$ и среди точек их пересечения отыскать точку, соответствующую абсолютному минимуму. Аналогично находится α_2 . Для иллюстрации приведен график на рис. 24. Сначала

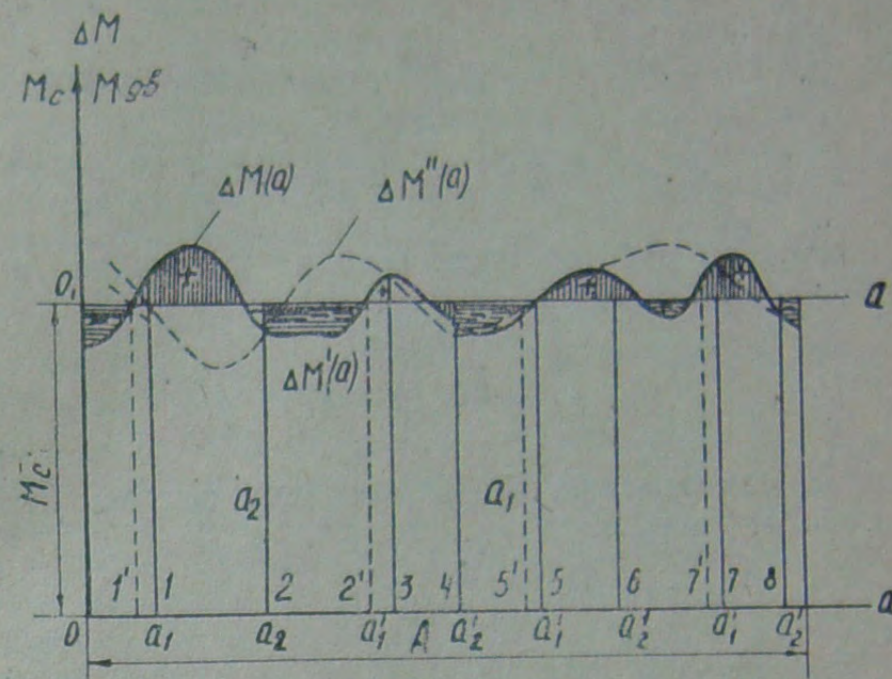


Рис. 24. Схема к определению момента инерции маховика.

ла строится кривая избыточных моментов. Ее составляют суммы моментов $M_{дв} + M_B$ (или только $M_{ин}$, если пренебречь M_B). Следует отметить, что обычно период функции $\Delta M(\alpha)$ равен или кратен периоду функции $I_{пр}(\alpha)$. В этих случаях период изменения $\Delta M(\alpha)$ будет являться периодом и для $I_{пр}$. В тех случаях, когда указанное обстоятельство не имеет места, всегда можно найти период, кратный одновременно периодам ΔM и $I_{пр}$.

Если угол поворота ведущего звена за один период равен A , то:

$$\begin{cases} I_{пр}(\alpha) = I_{пр}(\alpha + A), \\ \Delta M(\alpha) = \Delta M(\alpha + A). \end{cases} \quad (11)$$

Используя закон изменения кинетической энергии на отрезке $[\alpha_1, \alpha_2]$, можно записать уравнение движения машины применительно для отрезка A :

$$I_{пр}(\alpha + A) \frac{\omega_2^2}{2} - I_{пр}(\alpha) \frac{\omega_1^2}{2} = \int_{\alpha}^{\alpha+A} (M_{дв} - M_c + M_B) d\alpha, \quad (12)$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости коленчатого вала в начале и в конце периода.

Пусть при движении машины удовлетворяется условие

$$\int_{\alpha}^{(\alpha+A)} (M_{\text{дв}} + M_{\text{в}}) d\alpha = \int_{\alpha}^{(\alpha+A)} M_c d\alpha. \quad (13)$$

Пренебрегая работой силы веса на интервале периода, (13) можно записать:

$$\int_{\alpha}^{(\alpha+A)} M_{\text{дв}} d\alpha = \int_{\alpha}^{(\alpha+A)} M_c d\alpha. \quad (14)$$

Считая, что приведенный момент сил сопротивлений постоянен, из (14) имеем:

$$M_c = \frac{\int_{\alpha}^{(\alpha+A)} M_{\text{дв}} d\alpha}{A}. \quad (15)$$

Следовательно, для нахождения M_c необходимо измерить площадь, заключенную между кривой $M_{\text{дв}}$ и отрезком оси абсцисс, соответствующим периоду A , и разделить полученное значение на длину отрезка оси абсцисс. Если сместить начало координат по вертикали на отрезок M_c , то в новой системе координат $MO_1\alpha$ получим кривую избыточных моментов $\Delta M(\alpha)$. Площади, заключенные между кривой ΔM и осью $O_1\alpha$, выражают избыточную работу, причем если на некотором участке $M_{\text{дв}} > M_c$ или $\Delta M > 0$, то избыточная работа положительна; в противном же случае она отрицательна. Имея кривую избыточных моментов $\Delta M(\alpha)$, строим в этой же системе координат в том же масштабе ординат кривую функции $\Delta M''(\alpha)$ по формуле (10). Эта кривая пересекает кривую $\Delta M(\alpha)$ в общем случае в нескольких точках (1, 2, 3 и т. д.). Абсциссы точек пересечения близки как к α_2' , так и к α_1' . Определим сначала те точки, абсциссы которых близки к α_2 .

Пусть в точке 1 коленчатый вал имеет угловую скорость ω_1 . Так как на участке 1—2 избыточная работа $R_{1-2} > 0$, то $\omega_2 > \omega_1$. Значит, точка 2 отвечает одному из относительных максимумов и имеет абсциссу α_2' . На участке же 2—3

$R_{2-3} < 0$ и $\omega_3 < \omega_2$, следовательно, точка 3 имеет абсциссу, близкую к α_1' . Таким образом определяем все точки, близкие к α_1' и α_2' . Для того, чтобы найти α_2 среди α_2' , нужно определить знак избыточных работ между точками α_2' . На участке 2—4, например, $R_{2-4} < 0$ и $\omega_4 < \omega_2$. Взяв участок 2—6, для которого $R_{2-6} < 0$, находим, что $\omega_6 < \omega_2$, и, продолжая так, получаем точку с абсолютным максимумом ω , абсцисса которой дает искомое значение α_2 .

Для определения угла α_1 строим кривую $\Delta M'$ вблизи точек 1, 3, 5, 7 и, определяя знак избыточных работ, на участках между точками 1', 3', 5', 7' находим точку абсолютного минимума, абсцисса которой равна α_1 .

При определении углов α_1 и α_2 не учитывается изменение кинетической энергии машины, поэтому достаточно достоверные заключения можно делать лишь для тех участков, где величина избыточной работы значительно больше величины изменения кинетической энергии. Более точный результат получится в случае, когда кроме определения величины и знака избыточной работы на том же участке определяются величина и знак изменения кинетической энергии машины. Изменение кинетической энергии с достаточной точностью может быть определено как произведение $\frac{\omega_{\text{ср}}^2}{2}$ на полуразность значений $I_1(\alpha)$ на границах участка. Для отбора точек на участке $a-b$ нужно определить знак выражения

$$\int_{\alpha_a}^{\alpha_b} \Delta M(\alpha) d\alpha - [I_1(\alpha_b) - I_1(\alpha_a)] \frac{\omega_{\text{ср}}^2}{2}. \quad (16)$$

После определения абсцисс α_1 и α_2 можно найти момент инерции маховика I_0 .

Изменение кинетической энергии маховика равно:

$$I_0 \frac{\omega_{\text{max}}^2 - \omega_{\text{min}}^2}{2} = I_0 \delta \omega_{\text{ср}}^2 = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \Delta M d\alpha - \left[I_1(\alpha_2) \frac{\omega_{\text{max}}^2}{2} - I_1(\alpha_1) \frac{\omega_{\text{min}}^2}{2} \right]. \quad (17)$$

Из (17) находим I_0 :

$$I_0 = \frac{\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \Delta M d\alpha - \left[I_1(\alpha_2) \frac{\omega_{\max}^2}{2} - I_1(\alpha_1) \frac{\omega_{\min}^2}{2} \right]}{\delta \omega_{cp}^2} \quad (18)$$

Интеграл $\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \Delta M d\alpha$ можно найти планиметрированием кривой (см. рис. 24) на отрезке $[\alpha_1, \alpha_2]$.

Ниже излагается способ построения графиков функций $\Delta M''(\alpha)$ и $\Delta M'(\alpha)$, предложенный академиком И. И. Артоблевским [4], применительно к поршневым машинам.

Кинетическая энергия машины, имеющей несколько кривошипно-шатунных механизмов, равна сумме кинетических энергий всех механизмов:

$$T = \frac{\omega^2}{2} \left\{ I_0 + \sum_{i=1}^n \left[M_{2i} \left(\frac{v_{2i}}{\omega} \right)^2 + M_{3i} \left(\frac{v_{3i}}{\omega} \right)^2 + I_{3i} \left(\frac{\omega_{3i}}{\omega} \right)^2 \right] \right\}, \quad (19)$$

где n — число цилиндров; M_2 — масса поршневого комплекта; M_3 — масса шатуна; ω — угловая скорость кривошипа; I_3 — момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через центр его тяжести; v_2 — скорость поршня; v_3 — скорость центра тяжести шатуна; ω_3 — угловая скорость шатуна.

Выражение, заключенное в фигурные скобки, называется приведенным моментом инерции машины $I_n(\alpha)$. Переменная составляющая приведенного момента инерции $I_1(\alpha)$ выразится следующим образом:

$$I_1(\alpha) = \sum_{i=1}^n \left[M_{2i} \left(\frac{v_{2i}}{\omega} \right)^2 + M_{3i} \left(\frac{v_{3i}}{\omega} \right)^2 + I_{3i} \left(\frac{\omega_{3i}}{\omega} \right)^2 \right]. \quad (20)$$

Производная этого выражения по α имеет вид:

$$\frac{dI_1(\alpha)}{d\alpha} = \sum_{i=1}^n \left\{ M_{2i} \cdot 2 \left(\frac{v_{2i}}{\omega} \right) \left[\frac{w_{2i}^{\tau}}{\omega^2} - \frac{v_{2i}}{\omega^2} \frac{d\omega}{d\alpha} \right] + \right. \\ \left. + 2 M_{3i} \left(\frac{v_{3i}}{\omega} \right) \left[\frac{w_{3i}^{\tau}}{\omega^2} - \frac{v_{3i}}{\omega^2} \frac{d\omega}{d\alpha} \right] + 2 I_{3i} \left(\frac{\omega_{3i}}{\omega} \right) \left[\frac{\varepsilon_{3i}}{\omega^2} - \frac{\omega_{3i}}{\omega^2} \frac{d\omega}{d\alpha} \right] \right\}. \quad (21)$$

Для нахождения точек с абсциссами α_1 и α_2 примем $\frac{d\omega}{d\alpha} = 0$. После несложных преобразований (21) примет вид:

$$\frac{dI_1}{d\alpha} \approx \frac{2}{\omega_{\text{экстр}}} \sum_{i=1}^n \left[M_{2i} \left(\frac{v_{2i}}{\omega} \right)^2 \cdot \frac{w_{2i}^{\tau}}{v_{2i}} + M_{3i} \left(\frac{v_{3i}}{\omega} \right)^2 \cdot \frac{w_{3i}^{\tau}}{v_{3i}} + \right. \\ \left. + I_{3i} \left(\frac{\omega_{3i}}{\omega} \right)^2 \cdot \frac{\varepsilon_{3i}}{\omega_{3i}} \right], \quad (22)$$

где $\omega_{\text{экстр}}$ — максимальное или минимальное значение угловой скорости; w_{2i}^{τ} — тангенциальное ускорение i -го поршня; w_{3i}^{τ} — тангенциальное ускорение центра тяжести i -го шатуна; ε_{3i} — угловое ускорение i -го шатуна.

Подставив (22) в (10), получим:

$$\left\{ \begin{aligned} \Delta M'(\alpha) &= \omega_{\min} \sum_{i=1}^n \left[M_{2i} \left(\frac{v_{2i}}{\omega} \right)^2 \frac{w_{2i}^{\tau}}{v_{2i}} + M_{3i} \left(\frac{v_{3i}}{\omega} \right)^2 \frac{w_{3i}^{\tau}}{v_{3i}} + \right. \\ &\quad \left. + I_{3i} \left(\frac{\omega_{3i}}{\omega} \right)^2 \frac{\varepsilon_{3i}}{\omega_{3i}} \right], \\ \Delta M''(\alpha) &= \omega_{\max} \sum_{i=1}^n \left[M_{2i} \left(\frac{v_{2i}}{\omega} \right)^2 \frac{w_{2i}^{\tau}}{v_{2i}} + M_{3i} \left(\frac{v_{3i}}{\omega} \right)^2 \frac{w_{3i}^{\tau}}{v_{3i}} + \right. \\ &\quad \left. + I_{3i} \left(\frac{\omega_{3i}}{\omega} \right)^2 \frac{\varepsilon_{3i}}{\omega_{3i}} \right]. \end{aligned} \right. \quad (23)$$

Отсюда

$$\Delta M'(\alpha) = \frac{\omega_{\min}}{\omega_{\max}} \Delta M''(\alpha) = \frac{2 - \delta}{2 + \delta} \Delta M''(\alpha). \quad (24)$$

Следовательно, для построения графиков $\Delta M'(\alpha)$ и $\Delta M''(\alpha)$ необходимо построить планы скоростей и ускорений одного из механизмов, затем построить кривую $\Delta M''(\alpha)$, после чего в зонах, близких к α_1' , пользуясь выражением (24), построить отрезки кривой $\Delta M'(\alpha)$.

При проектировании новой машины, как правило, известны планы ускорений механизмов. Кроме того, для поршневых

двигателей внутреннего сгорания операция по отбору точек упрощается, так как на всем интервале периода обычно имеется по одной точке для ω_{min} и ω_{max} [100].

§ 2. Расчет маховика для машин ударного действия

Применение маховика на машинах ударного действия и аналогичных им служит несколько другим целям, чем на поршневых. Во время рабочего хода таких машин двигатель должен преодолеть значительную нагрузку, которая требует большей его мощности. При холостом же ходе нагрузка весьма мала, намного меньше рабочей нагрузки. Так как выбирать двигатель по максимальной нагрузке и мощности неэкономично, то обычно двигатель средней мощности снабжают маховиком, накапливающим избыточную энергию при холостом и выделяющим ее при рабочем ходе двигателя. При этом должны быть соблюдены два условия:

1. Момент инерции маховика должен быть настолько велик, чтобы угловая скорость вращения двигателя при рабочем ходе не упала ниже определенного значения. Это значение может определяться как технологическими соображениями, так и условиями эксплуатации двигателя. Применяемые обычно асинхронные двигатели имеют механическую характеристику, устойчивую только выше определенной угловой скорости ω_{min} , значение которой и является ограничивающим (рис. 25).

2. Момент инерции маховика должен быть настолько мал, чтобы двигатель успел набрать при холостом ходе всю номинальную скорость. Как и в предыдущем случае, значение этой скорости определяется характеристикой применяемого двигателя.

В каталогах асинхронных двигателей обычно указывается номинальная мощность N кВт, номинальное число оборотов $n_{ном}$ об/мин, отношение максимального крутящего момента к номинальному $\frac{M_{max}}{M_n}$ и синхронное число оборотов в минуту n_c при идеальном холостом ходе. Исходя из этих данных, можно вычислить величину момента M_{max} ; угловую же скорость, соответствующую этому моменту можно вычислить по известной из курса электродвигателей формуле:

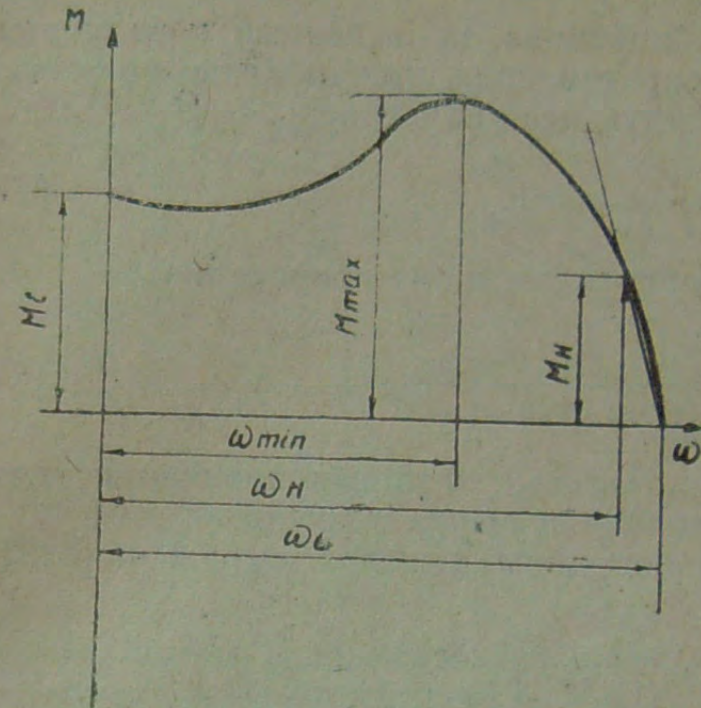


Рис. 25. Механическая характеристика асинхронного двигателя.

$$n_{min} = n_c - (n_c - n_{ном}) \left[\frac{M_{max}}{M_n} + \sqrt{\left(\frac{M_{max}}{M_n} \right)^2 - 1} \right]. \quad (25)$$

Если при динамическом расчете машины необходимо использовать какой-либо участок механической характеристики двигателя, то этот участок можно аппроксимировать параболой:

$$M = a + b\omega + c\omega^2. \quad (26)$$

При этом для нахождения трех неизвестных коэффициентов необходимо составить три подобных уравнения для трех точек механической характеристики двигателя.

Используя полученные данные M_n , M_{max} и $M_c = 0$, составляем уравнение:

$$\begin{cases} a + b\omega_c + c\omega_c^2 = 0, \\ a + b\omega_n + c\omega_n^2 = M_n, \\ a + b\omega_{min} + c\omega_{min}^2 = M_{max}. \end{cases} \quad (27)$$

Подставляя в (26) значения

$$M = I \frac{d\omega}{dt} \quad (28)$$

$$a_1 = a - M_{сп}, \quad (29)$$

где I — момент инерции маховика, приведенный к валу двигателя; $M_{сп}$ — момент сопротивления, приближенно принятый постоянным, получаем следующее уравнение:

$$a_1 + b\omega + c\omega^2 = I \frac{d\omega}{dt}. \quad (30)$$

После разделения переменных и интегрирования:

$$t - t_i = I \int_{\omega_i}^{\omega} \frac{d\omega}{a_1 + b\omega + c\omega^2}, \quad (31)$$

где t_i и ω_i — заданные начальные значения времени и угловой скорости; t и ω — текущие значения величин.

В таблицах интегралов даны решения выражения (31) при $4a_1c - b^2 > 0$:

$$t - t_i = \frac{2I}{\sqrt{4a_1c - b^2}} \left| \arctg \frac{2c\omega + b}{\sqrt{4a_1c - b^2}} \right|_{\omega_i}^{\omega}, \quad (32)$$

а при $4a_1c - b^2 < 0$:

$$t - t_i = \frac{I}{\sqrt{b^2 - 4a_1c}} \left| \ln \frac{2c\omega + b - \sqrt{b^2 - 4a_1c}}{2c\omega + b + \sqrt{b^2 - 4a_1c}} \right|_{\omega_i}^{\omega}. \quad (33)$$

В случае, когда нагрузки в машине зависят от угла поворота вала двигателя φ , для получения зависимости угловой скорости ω от угла поворота φ правую часть уравнения (30) надо преобразовать следующим образом:

$$I \frac{d\omega}{dt} = I \frac{d\varphi}{dt} \frac{d\omega}{d\varphi} = I\omega \frac{d\omega}{d\varphi}. \quad (34)$$

С учетом (34), (30) принимаем вид:

$$a_1 + b\omega + c\omega^2 = I\omega \frac{d\omega}{d\varphi}. \quad (35)$$

После разделения переменных и интегрирования:

$$\varphi - \varphi_i = I \int_{\omega_i}^{\omega} \frac{\omega d\omega}{a_1 + b\omega + c\omega^2}, \quad (36)$$

где φ_i и φ — соответственно начальные и текущие значения угла поворота вала двигателя.

Решения этого уравнения имеют вид: при $4a_1c - b^2 > 0$:

$$\varphi - \varphi_i = \frac{I}{2c} \left[\ln \frac{a_1 + b\omega + c\omega^2}{a_1 + b\omega_i + c\omega_i^2} - \frac{2b}{\sqrt{4a_1c - b^2}} \left(\arctg \frac{2c\omega + b}{\sqrt{4a_1c - b^2}} - \arctg \frac{2c\omega_i + b}{\sqrt{4a_1c - b^2}} \right) \right], \quad (37)$$

при $4a_1c - b^2 < 0$:

$$\varphi - \varphi_i = \frac{I}{2c} \left[\ln \frac{a_1 + b\omega + c\omega^2}{a_1 + b\omega_i + c\omega_i^2} - \frac{b}{\sqrt{b^2 - 4a_1c}} \ln \frac{(2c\omega + b - \sqrt{b^2 - 4a_1c})(2c\omega_i + b + \sqrt{b^2 - 4a_1c})}{(2c\omega + b + \sqrt{b^2 - 4a_1c})(2c\omega_i + b - \sqrt{b^2 - 4a_1c})} \right]. \quad (38)$$

Обозначив промежуток времени между положениями с экстремальными значениями угловой скорости через Δt , соответствующий этому интервал угла поворота — $\Delta\varphi$, а $\sqrt{4a_1c - b^2} = A$ и $\sqrt{b^2 - 4a_1c} = A_1$, определяем из формул (32), (33), (37) и (38) значение момента инерции маховика I , соответственно:

$$I = \frac{A \Delta t}{2 \left(\arctg \frac{2c\omega_{\min} + b}{A} - \arctg \frac{2c\omega_{\max} + b}{A} \right)}, \quad (39)$$

$$I = \frac{A_1 \Delta t}{\ln \frac{(2c\omega_{\min} + b - A_1)(2c\omega_{\max} + b + A_1)}{(2c\omega_{\min} + b + A_1)(2c\omega_{\max} + b - A_1)}}, \quad (40)$$

$$I = \frac{2c \Delta\varphi}{\ln \frac{a_1 + b\omega_{\min} + c\omega_{\min}^2}{a_1 + b\omega_{\max} + c\omega_{\max}^2} - \frac{2b}{A} \left(\arctg \frac{2c\omega_{\min} + b}{A} - \arctg \frac{2c\omega_{\max} + b}{A} \right)}, \quad (41)$$

$$I = \frac{2 c \Delta \varphi}{\ln \frac{a_1 + b \omega_{\min} + c \omega_{\min}^2}{a_1 + b \omega_{\max} + c \omega_{\max}^2} -}$$

$$- \frac{b}{A_1} \ln \frac{(2 c \omega_{\min} + b - A_1) (2 c \omega_{\max} + b + A_1)}{(2 c \omega_{\min} + b + A_1) (2 c \omega_{\max} + b - A_1)} \quad (42)$$

Формулы (39), (40), (41) и (42) предназначены для расчета момента инерции маховика при рабочем ходе, когда угловая скорость меняется от $\omega_{\max}$ до $\omega_{\min}$. Для расчетов при холостом ходе в упомянутых формулах необходимо поменять местами $\omega_{\min}$ и $\omega_{\max}$ [67].

Схема типичной машины ударного действия представлена на рис. 26.

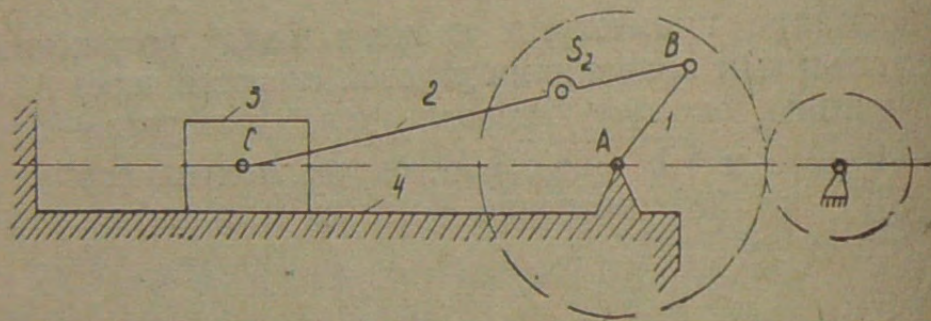


Рис. 26. Схема к расчету маховика для машины ударного действия: 1 — кривошип, 2 — шатун, 3 — ползун, 4 — основание (направляющая).

ГЛАВА III

ИНЕРЦИОННЫЕ АККУМУЛЯТОРЫ ВЫСОКОЙ ЭНЕРГОЕМКОСТИ

§ 1. Ветродвигатели

Инерционные аккумуляторы высокой энергоемкости длительного действия особенно широко применяются на электростанциях малой мощности и, в первую очередь, на ветроэлектростанциях, транспортных и взрывобезопасных машинах, пусковых и бустерных устройствах и пр.

Использование инерционных аккумуляторов на ветродвигателях неразрывно связано с именем известного изобретателя, уроженца города Курска А. Г. Уфимцева. Им были разработаны различные типы аккумуляторов для ветроиспользования, проведен тщательный анализ электрических аккумуляторов, а также «водородного аккумулирования», т. е. разложения воды путем электролиза на кислород и водород с дальнейшим их использованием; теплового аккумулирования энергии в водяных баках и, наконец, инерционных аккумуляторов, на которых и был остановлен выбор.

Инерционный аккумулятор, состоящий из вращающегося маховика, соединенного с электрической трансмиссией, был предложен Уфимцевым в 1918 г. [91] (рис. 27, 28). В 1920 г.

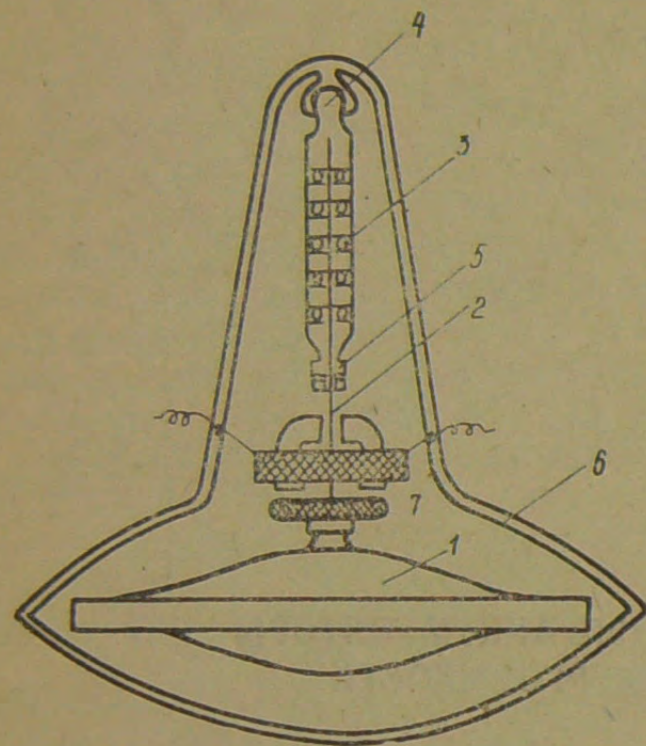


Рис. 27. Инерционный аккумулятор А. Г. Уфимцева с электроприводом: 1 — маховик, 2 — вал, 3 — упругий подвес, 4 — шаровой шарнир, 5 — подшипник, 6 — кожух, 7 — мотор-генератор.

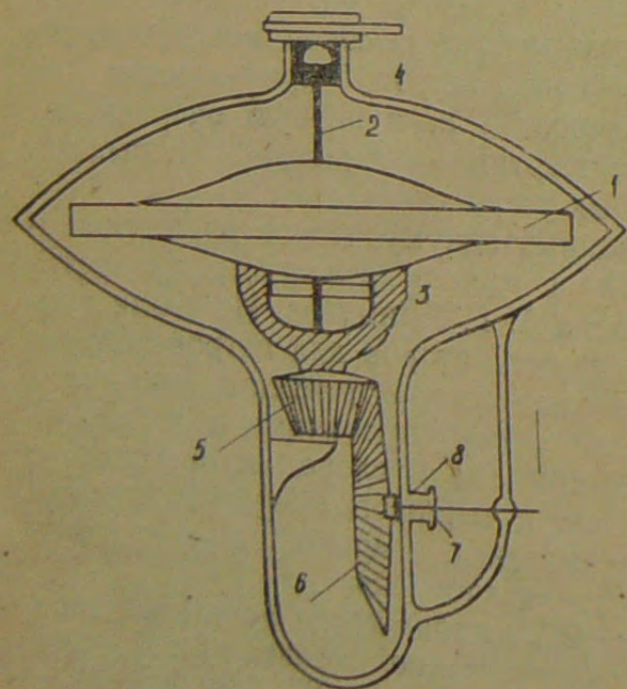


Рис. 28. Инерционный аккумулятор А. Г. Уфимцева с механическим приводом: 1 — маховик, 2 — вал, 3 — кожух, 4 — крышка, 5 — малая шестерня, 6 — большая шестерня, 7 — выходной вал, 8 — подшипник с уплотнением.

им был изготовлен инерционный аккумулятор с маховиком весом 30 кг и давлением в камере вращения 2,5—3 мм рт. ст. После 50-минутной зарядки инерционного аккумулятора достигалась скорость вращения маховика 12 000 об/мин. Затем зарядный двигатель отключался, включался генератор, и к нему подключалась электрическая 5-свечовая лампочка, которая ярко светила в течение 3 часов.

В 1924 г. Уфимцевым была построена более крупная модель инерционного аккумулятора с маховиком весом 320 кг. Этот аккумулятор после зарядки обеспечивал равномерное свечение группы электрических ламп в 1000 свечей в течение часа.

Работы А. Г. Уфимцева по созданию аккумулятора энергии для ветродвигателя приобрели народнохозяйственное значение. Для демонстрации действия нового аккумулятора на практике была построена Курская ветроэлектрическая станция, существующая и по настоящее время. В создании станции участвовал один из крупнейших специалистов страны по аэродинамике проф. В. П. Ветчинкин, который после смерти А. Г. Уфимцева (1936 г.) продолжил его работы по ветроиспользованию.

§ 2. Торпеда Хауэлла

Маховичная торпеда была разработана английским адмиралом Хауэллом в 1883 г. В этой торпеде маховик играл роль как аккумулятора механической энергии, так и гиростабилизатора заданного направления движения.

В первом варианте торпеда Хауэлла имела диаметр 35 см и вес 120 кг. Взрывчатка помещалась в носовой части торпеды и весила 20 кг. Вес маховика составлял 45 кг. Маховик разгонялся до скорости 10 000 об/мин, накапливая при этом около 40 000 кГм энергии. Торпеда покрывала расстояние около 500 м со скоростью до 30 км/час.

В следующем, более усовершенствованном варианте торпеда могла развивать скорость 45 км/час, проходя путь до 1 км. Разгон производился внешним (паровым) двигателем за 30 сек. Эта торпеда (см. рис. 7) имела сигарообразную форму длиной 2,4 м и была обшита медным листом. Примерно в середине торпеды был помещен стальной маховик в виде обода с диском, диаметром около 31 см и толщи-

ной 15 см. Передаточное число привода маховика к гребным винтам составляло 1,2:1. Гребные винты имели регулируемый угол наклона лопастей — он зависел от скорости вращения маховика. Направление движения торпеды корректировалось рулем, связанным с особым маятниковым стабилизирующим устройством, действие которого зависело от поворота торпеды, вызываемого прецессией маховика. В результате торпеда приобретала спиралеобразную траекторию с постепенно уменьшающимся радиусом, что и вело к ее столкновению с атакуемым судном.

В 1888 г. по проекту Хауэлла в Лондоне стали производить торпеды в двух модификациях — диаметром 36 и 46 см. Меньшая имела вес 208 кг, включая 40 кг взрывчатки и 52-килограммовый маховик диаметром 35 см. Торпеда развивала скорость 47 км/час на расстоянии около 1 км. Большая торпеда при общем весе 460 кг содержала маховик диаметром около 45 см и весом 132 кг. Маховик разгонялся паровой турбиной Доу до 12000 об/мин. Эта торпеда развивала скорость 60 км/час на расстоянии около 800 м и 52 км/час на расстоянии свыше 1 км.

И, наконец, новый вариант торпеды Хауэлла содержит маховик диаметром 45 см и весом 160 кг. При 21 000 об/мин он накапливает энергию до 10^6 кГм. Этого хватает, чтобы пройти около 1,5 км при скорости 55 км/час.

Общим недостатком всех маховичных торпед является то, что при подготовке их к запуску на раскрутку маховика тратится дополнительно около 1 мин — для боевой обстановки это много [135].

§ 3. Маховичные генераторы

При работе электрогенератора с двигателем внутреннего сгорания перегрузка агрегата может вызвать остановку двигателя. Для предотвращения этого ротор генератора снабжают маховиком, кинетическая энергия которого позволяет преодолевать временные перегрузки.

На рис. 29 представлен один из таких генераторов, предназначенный для сварки высоковольтной контактной сети. Генератор с двигателем 100 л.с. установлен на самоходном шасси. На валу генератора помещен маховик диаметром около 122 см и весом 1 т. Форма маховика близка к диску равной

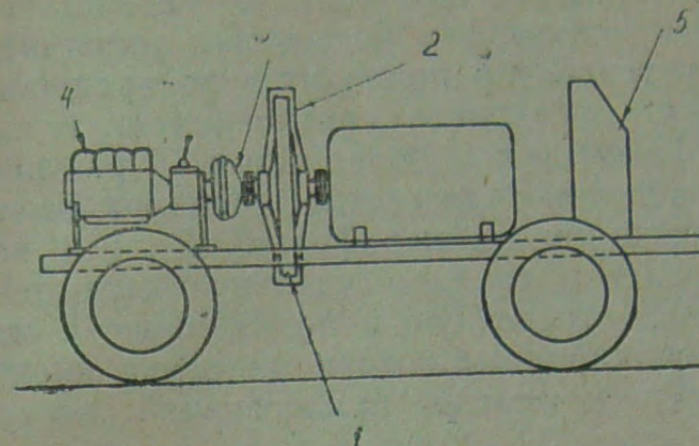


Рис. 29. Маховичный генератор для сварки высоковольтной сети: 1 — маховик, 2 — кожух, 3 — гидромуфта, 4 — двигатель, 5 — управление.

прочности. Двигатель и маховик соединены гидромуфтой. Номинальный интервал оборотов маховика 2700—3200 об/мин. Сбавляя обороты в этих пределах, маховик выделяет 500 тыс. кГм энергии. Гидромуфта служит для обеспечения лучшего разгона маховика двигателем, особенно при старте с места. На полный разгон затрачивается около 4 мин. Причем только на разгон от 2700 до 3200 об/мин тратится около 1 мин. Выделение энергии происходит в среднем за 5 сек. Мощность, развиваемая при этом генератором, около 1000 квт. Следовательно, наличие маховика позволяет уменьшить мощность двигателя более чем в 10 раз.

Более мощный стационарный маховичный генератор представлен на рис. 30. Здесь гидромуфта помещена между ма-

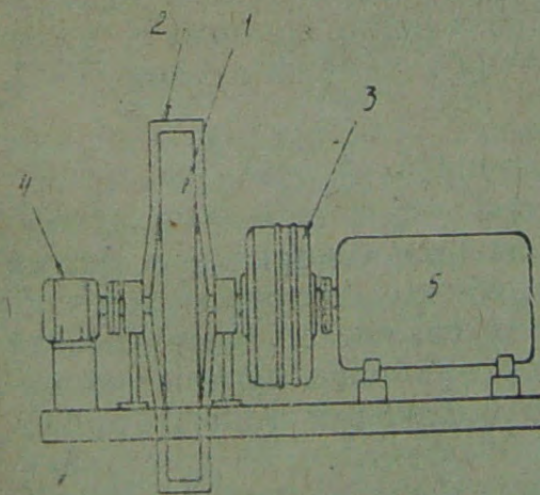


Рис. 30. Стационарный маховичный генератор: 1 — маховик, 2 — кожух, 3 — гидромуфта, 4 — мотор, 5 — генератор.

ховиком и генератором. Маховик разгоняется небольшим мотором до скорости, превышающей номинальную скорость генератора на 40%. Затем гидромуфта постепенно заполняется рабочей жидкостью и генератор приводится во вращение. Запас скорости позволяет преодолеть кратковременную перегрузку, достигающую 12 000 кВт и более чем в 10 раз превышающую мощность разгонного двигателя. Маховик имеет диаметр около 2,5 м, толщину на периферии 25 см и вес 8,4 т. Система обеспечивает в среднем удельную энергоемкость 1 кВт·ч на 1 т веса, отнесенную к напряжению в маховике 1000 кг/см². Вентиляционные потери маховика уменьшены путем помещения его в плотно прилегающий кожух [135].

§ 4. Прокатные станы

Маховики позволяют также преодолевать пиковые сопротивления, возникающие при прокатке металла. Маховик при этом может быть соединен с прокатными валками как жестко (в старых конструкциях), так и через электропривод (в более новых конструкциях). В энергетическом узле прокатного стана для изготовления алюминиевых листов мотор, разгоняющий маховик, имеет мощность 8000 л. с. Маховик имеет диаметр 3,6 м, толщину на периферии около 30 см, весит 28 т. При 750 об/мин он накапливает энергию 12 млн. кГм. Маховик соединен с четырьмя генераторами, позволяющими развивать пиковую нагрузку 10 000 л. с. каждый. Ток от генераторов подается к моторам, вращающим прокатные 144-дюймовые валки. Цапфы маховика помещены в разъемные подшипники скольжения, позволяющие поднимать маховик непосредственно вверх для снятия и замены втулок [135].

§ 5. Катапульты для самолетов

Одним из основных условий успешного запуска самолетов с авианосцев являются большие ускорения и малый путь разбега. Для этой цели за рубежом применяются специальные катапульты, разгоняющие самолет. Инерционный привод такой катапульты оказался наиболее легким, экономичным и дешевым по сравнению с другими типами приводов.

Одна из таких катапульт представлена на рис. 31. Бензи-

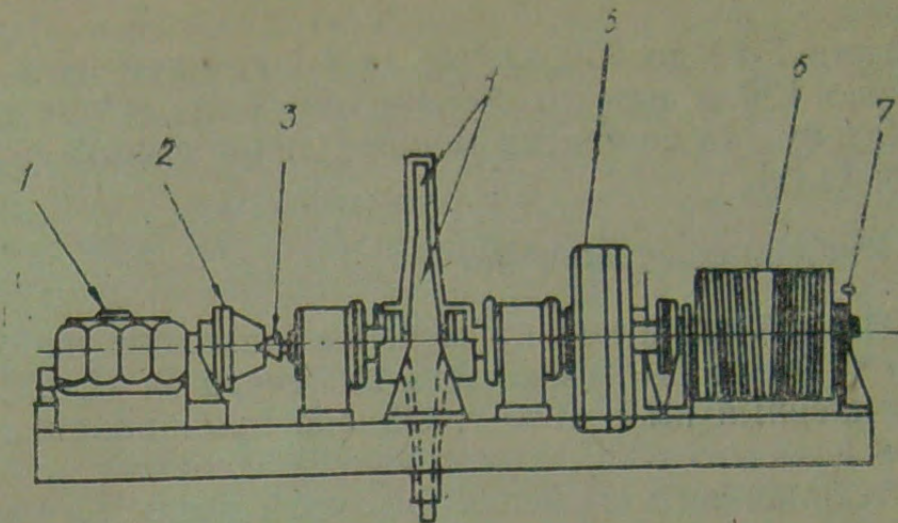


Рис. 31. Катапульта для запуска самолетов с авианосцев: 1 — двигатель, 2 — гидромуфта, 3 — автолог, 4 — маховик, 5 — гидромуфта высокой мощности, 6 — лебедка, 7 — рычаг пуска.

новый двигатель в 150 л. с. разгоняет маховик диаметром 2,1 м и связан с ним обгонной храповой муфтой. Маховик установлен в массивных опорах, необходимых для восприятия гироскопических усилий от качки корабля. Тяговый барабан лебедки катапульты связан с маховиком через планетарную передачу, встроенную в барабан и 32-дюймовую гидромуфту с регулируемым наполнением. Муфта позволяет развивать крутящий момент 3600 кГм при оборотах барабана от 0 до 2100 в 1 мин. Возрастание крутящего момента до полной величины происходит примерно за 0,5 сек.

Маховик имеет форму, близкую к диску равной прочности, с толщиной на периферии 9 см, а близ центра 15 см и весит 3 т. Момент инерции маховика 135 кГ·м·сек² позволяет накопить около 3,2 млн. кГм энергии при 2100 об/мин. Энергия, сообщаемая самолету, не превышает 0,09 млн. кГм, что объясняется буксованием гидромуфты и падением оборотов маховика не более чем до 1630 об/мин. Разгонный двигатель восстанавливает эту энергию за 2,5 мин, причем за это время трос наматывается на барабан, и новый самолет готовится к запуску. Эта катапульта позволяет производить разгон самолета до 120 км/час при ускорении 3,25 g.

Другой, более мощный тип катапульты содержит маховик весом 12 т, разгоняемый электродвигателем мощностью 1200 л. с. Эта катапульта позволяет производить разгон само-

лета Локхид F-80 до 300 км/час за 4,1 сек при пути пробега всего около 100 м или до 400 км/час при длине пробега 150 м. Катапульта снабжена мощной гидромuftой и электроприводом [135].

§ 6. Инерционные экипажи

Первой попыткой применения маховика на самодвижущемся экипаже был «маховоз» инженера В. И. Шуберского, предложенный им в 1860 г. Однако принципиальные конструктивные недостатки, связанные в основном с низким уровнем техники того времени, помешали реальному осуществлению этого проекта.

Одной из ранних конструкций маховичного транспорта был также экипаж, построенный Ф. В. Ланчестером вместе с его братом в 1904 г. Принцип действия экипажа Ланчестера примитивен и ясен из приводимой схемы (см. рис. 8). Энергия маховика экипажа Ланчестера использовалась только для разгона и преодоления подъемов.

Ланчестером же было впервые предложено использовать систему двигатель — маховик — генератор как средство тяги на железной дороге. По этому же принципу построен локомотивный инерционный бустер. Такие бустеры применяются для временного повышения мощности электросекций в период их разгона и преодоления дорожных сопротивлений. Например, локомотив с мощностью основного силового агрегата 2500 л. с. оборудован бустером мощностью 1000 квт. Каждый из двух маховиков бустера имеет диаметр 1 м и толщину 17 см. Номинальная скорость маховика 1750 об/мин. Момент инерции роторов $24 \text{ т} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2$; кинетическая энергия — 420 000 кГм (см. рис. 9) [135].

Инерционный бустер — яркий пример применения маховика в качестве вспомогательного двигателя на транспорте.

§ 7. Инерционный стартер

Инерционные стартеры были очень распространены лет 30 назад и выпускались такими ведущими фирмами, как Бендикс в США, Ротакс в Англии и др. Впоследствии, когда двигатели стали заводиться легче, инерционный стартер постепенно вышел из употребления. Однако конструкция стартера представляет интерес, так как она характерна для агре-

гатов, требующих развития значительной мощности при кратковременном включении, и может служить как пусковой двигатель достаточно широкого назначения.

Инерционный стартер представляет собой маховик в виде обода с диском, соединенный через понижающую планетарную передачу, многодисковую фрикционную и кулачковую муфту с валом двигателя. Маховик приводится во вращение заводной ручкой. После разгона маховика включается кулачковая муфта и вал двигателя раскручивается, благодаря чему двигатель запускается. Фрикционная муфта, включенная постоянно, играет роль предохранительной.

На стартере фирмы Ротакс (рис. 32) разгон маховика

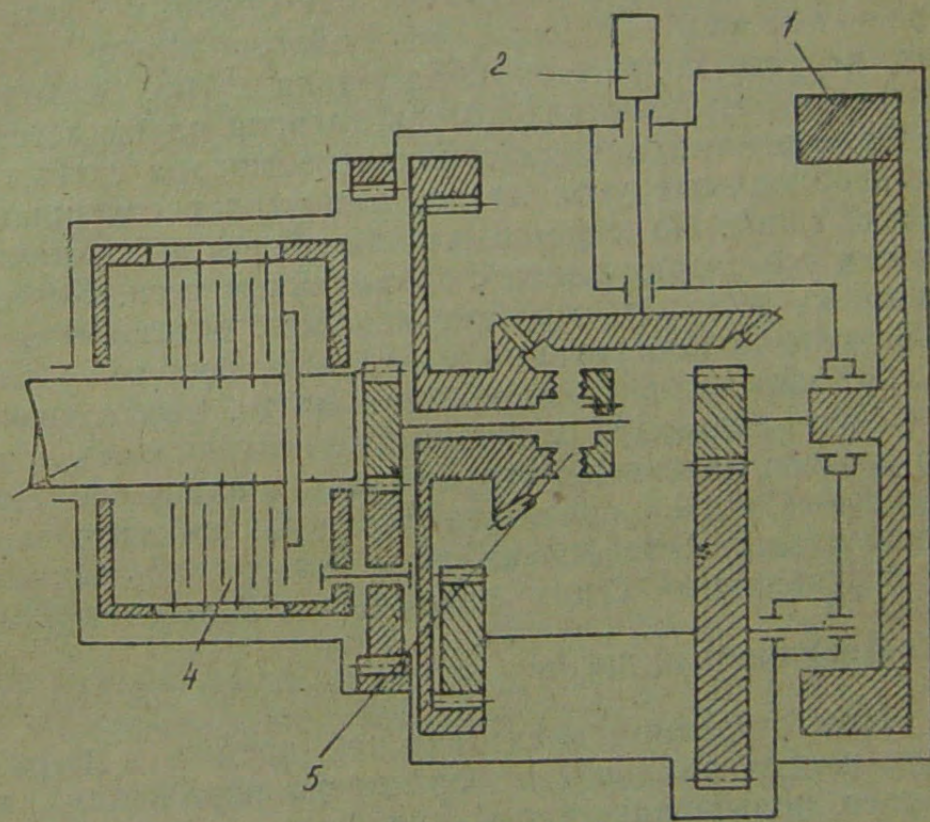


Рис. 32. Инерционный стартер фирмы Ротакс: 1 — маховик, 2 — заводная ручка, 3 — вал двигателя, 4 — предохранительная муфта, 5 — кулачковая муфта.

производится ручкой через заводной вал и планетарный привод с передаточным числом 1:180. Вращению ручки со скоростью 65 об/мин соответствует скорость вращения маховика

ка — 12 000 об/мин. При этом маховик накапливает энергию 480 кГм. Затем включается кулачковая муфта и вращение маховика, уже через трансмиссию с передаточным числом 150:1, передается на вал двигателя. Крутящий момент, достигающий при этом 18 кГм, заводит двигатель.

Впоследствии для разгона маховика стали использовать серийные электромоторы, позволяющие достигнуть 10 000 об/мин маховика за 25 сек [135].

§ 8. Инерционный вертолет

Маховик, установленный на вертолете, приводил во вращение воздушный винт с регулируемым наклоном лопастей. Во время разгона маховика посторонним источником энергии — мотором — лопасти воздушного винта устанавливались так, что его подъемная сила равна нулю. Маховик при этом легко и без излишних потерь энергии разгонялся мотором. После отключения разгоняющего мотора лопастям задается необходимый угол атаки, и вертолет совершает вертикальный взлет. По мере сбавления оборотов маховика увеличивается угол атаки винта с сохранением тяги. Когда энергия маховика иссякает, вертолет медленно опускается.

В описанной конструкции маховик применяется для развития кратковременной высокой мощности, необходимой для вертикального старта. Инерционный двигатель оказался легче любого другого двигателя, что важно для работы в таком режиме. «Прыгающий Гиро» — так был назван этот вертолет. Он представляет интерес как устройство, обеспечивающее резкий вертикальный старт летательного аппарата [135].

§ 9. Инерционная дрель

При сверлении электрической дрелью в сырых местах для человека возникает опасность поражения током. Кроме того, пользование такой дрелью невозможно во взрывоопасных местах, где искрение щеток электродвигателя способно вызвать взрыв. Электрическая или пневматическая дрель во всех случаях требует подвода питания по гибким проводам или шлангам, а это создает неудобства при работе в отдаленных от источника питания местах.

Ясно, что при работе дрели возникающий реактивный момент действует на работающего с ней человека. Это обстоя-

тельство исключает пользование обычной дрелью в условиях невесомости, где реактивный момент будет вращать самого оператора.

От названных недостатков свободна инерционная дрель, питающаяся энергией раскрученного маховика. Вал маховика соединен со шпинделем (патроном), в котором укреплено сверло, бор, шлифовальный круг или иной инструмент. Маховик раскручивается любым способом от источника питания, а затем дрель переносится к месту работы, где и используется накопленная энергия.

Благодаря значительной продолжительности выбега маховика дрель может быть использована на значительном удалении от места зарядки. При работе дрели на оператора действует только тот ничтожно малый реактивный момент, который создается трением в подшипниках и аэродинамическими потерями. Особенно благоприятны условия для работы инерционной дрели в вакууме, где аэродинамические потери отсутствуют.

Инерционная дрель малогабаритна, но может развивать большие мощности. После зарядки от сети 127 в в течение 1 мин, дрель просверливает 4—5 отверстий диаметром 4 мм в стальном листе толщиной 5 мм или до 100 отверстий в плотном дереве или пластмассе.

При работе с инерционной дрелью нужно учитывать следующую особенность: для установки ее в исходное положение требуется некоторое усилие, преодолевающее гироскопический момент; однако при сверлении дрель прекрасно сохраняет заданное направление [20].

§ 10. Инерционные аккумуляторы на землеройных машинах

В качестве примера использования инерционного аккумулятора высокой удельной энергоемкости для временно-го повышения мощности машины уместно привести конструкции скрепера и экскаватора с инерционными аккумуляторами энергии. Эти конструкции существовали, правда, только как экспериментальные, однако их положительные качества дают основание говорить об их несомненной перспективности в дальнейшем, когда культура производства и эксплуатации этих машин будет достаточно высока.

Скрепер представляет собой землеройную машину циклического действия. Рабочий цикл ее складывается в основном из копания, когда требуются максимальные мощность и тяговое усилие машины, и транспортировки груженой и погрузочной машины, когда потребные мощность и тяговое усилие незначительны. Для преодоления больших сопротивлений при копании грунта обычно используется трактор-толкач, сообщаящий машине дополнительное тяговое усилие.

Во Всесоюзном научно-исследовательском институте транспортного строительства (ЦНИИСе) при участии автора был изготовлен опытный скрепер с инерционным аккумулятором, играющим роль вспомогательного двигателя и приводящим во вращение задние колеса скрепера при копании (рис. 33, 34). Тягового усилия, развиваемого при этом, до-

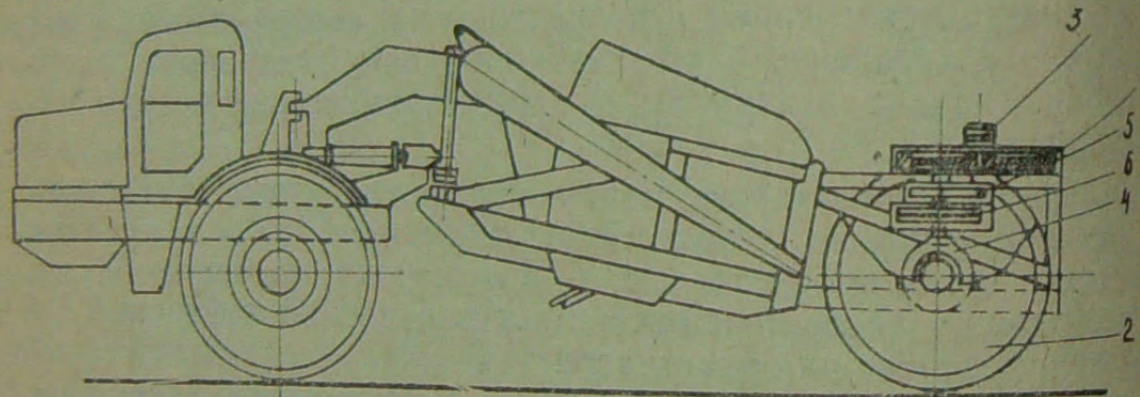


Рис. 33. Схема самоходного скрепера с инерционным двигателем-аккумулятором: 1 — маховик, 2 — приводное колесо, 3 — разгонный двигатель, 4 — дифференциал, 5 — редуктор, 6 — муфта сцепления.

статочно для выполнения копания и заполнения ковша скрепера грунтом без помощи толкача. Разгон маховика осуществляется при холостом ходе скрепера и избыточной мощности основного двигателя машины с помощью маломощного серводвигателя или непосредственно от колес [29—30].

Представляет интерес также конструкция силового агрегата одноковшового экскаватора, снабженного муфтой-маховиком. Рабочий цикл экскаватора осуществляется при неравномерной загрузке двигателя по мощности. Муфта-маховик экскаватора накапливает энергию в период неполной загрузки двигателя с последующей отдачей ее при копании грунта. Таким путем удается существенно повысить эффективность работы одноковшового экскаватора. Муфта-маховик на экска-

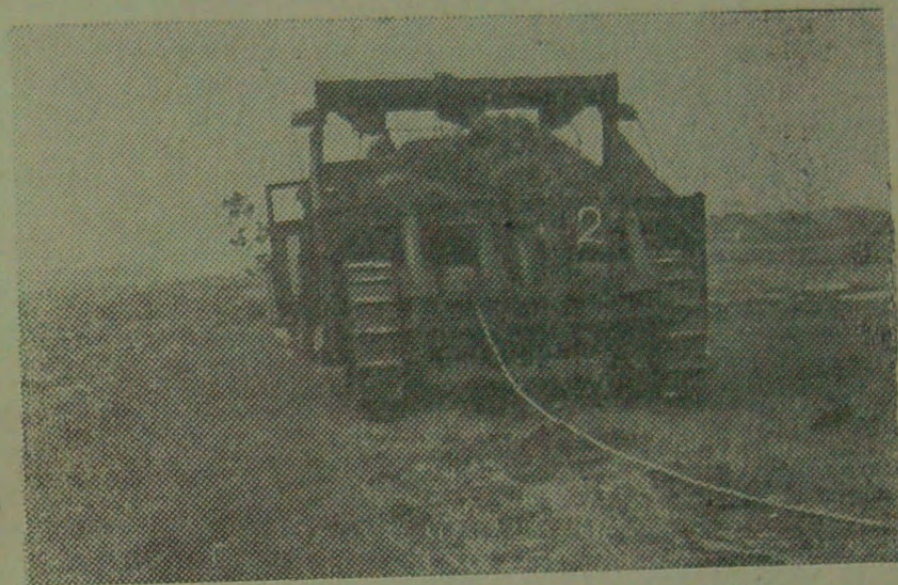


Рис. 34. Экспериментальный скрепер с инерционным аккумулятором (вид сзади).

ваторе требует тщательной регулировки для обеспечения более или менее стабильной передачи крутящего момента при буксовании. По этой причине конструкция не получила практического значения.

Циклический характер работы большинства землеройных машин и их неравномерная загрузка по мощности дают основание полагать, что установка инерционных аккумуляторов целесообразна и на других землеройных машинах, например бульдозерах [5].

§ 11. Гиробусы

В 1945 г. фирма Эрликон начала работы по использованию аккумулярованной механической энергии для движения маховичных автобусов, которые были названы гиробусами. В 1953 г. фирмой была выпущена серия из 17 таких машин, которые курсировали в Швейцарии, а также в Бельгийском Конго (Киншаса) на трассах протяженностью от 4,5 до 7,7 км.

Для решения ряда технологических и конструкторских

задач, возникавших при изготовлении образцов указанного вида транспорта, фирмой была проведена большая научно-исследовательская и практическая работа. Основные проблемы, потребовавшие решения, касались максимального уменьшения потерь на трение при вращении маховика, обеспечения высоких динамических показателей гиробуса, а также создания простой и надежной электромеханической передачи между маховиком и ведущими колесами машины.

Потери на трение в основном являются вентиляционными потерями и зависят от окружной скорости и величины поверхности вращающегося маховика, расстояния между маховиком и корпусом, а кроме того, определяются плотностью и характером движения среды, в которой находится вращающийся маховик.

Эффективным средством снижения потерь на трение является уменьшение окружной скорости. Однако при этом для сохранения необходимой величины накапливаемой энергии потребовалось бы значительно увеличить вес маховика. Поэтому более целесообразным является помещение маховика в корпус, заполненный водородом, который в 14,4 раза легче воздуха и имеет коэффициент теплопередачи в 1,7 раза больший, чем у воздуха. Учитывая, что кинематическая вязкость водорода в 6,6 раза больше, чем у воздуха, и $Re = 1,82 \cdot 10^{-4}$, а $K = 0,72 \cdot 10$ (рис. 35), нетрудно подсчитать мощность потерь $N = 1,1 K u^3 D^2$, где $D = 1,6$ м, а $u = 250$ м/сек, — она

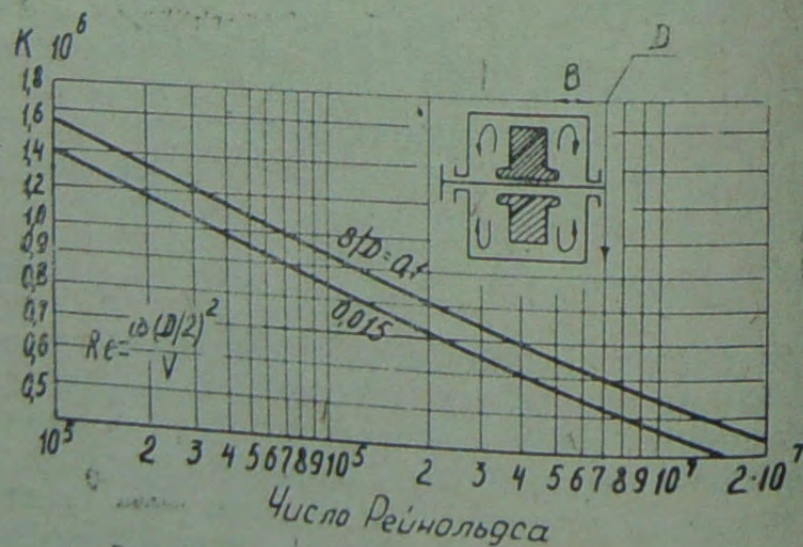


Рис. 35. Диаграмма к расчету аэродинамических потерь. Зависимость K от числа Рейнольдса и отношения зазора к диаметру маховика.

этом случае будет составлять всего 2,08 л. с. Уменьшение потерь становится еще более ощутимым, если в корпусе маховика, заполненном водородом, создать предварительный вакуум. Применение водорода не только значительно снижает вентиляционные потери, но и способствует эффективному охлаждению отдельных частей электрогироскопического агрегата.

Расчеты, а также экспериментальная проверка показали, что ходовые качества гиробуса могут быть достаточно высокими, если будут выдержаны следующие соотношения:

$$a = 8b; a + b = 0,6l; ab = 1,1 \frac{I_b}{M_b},$$

где a и b — расстояния от центра тяжести электрогиробуса соответственно до передней и задней оси,

l — длина гиробуса,

I_b — момент инерции поддрессорных масс,

M_b — масса поддрессорных частей гиробуса.

Было также установлено, что комфортабельность езды в этом виде транспорта обеспечивается, если жесткость передних пружин в 1,26 раза больше, чем задних. При этом частота вертикальных колебаний не превышает 90 колебаний в минуту.

При действии внешних нагрузок на гиробус возникает прецессия маховика и гироскопический момент, как показали расчеты, может достигать 80—90 кгм. Этот момент, а также свободные колебания машины относительно горизонтальной оси могут вызвать значительную нагруженность пружин подвески и подшипников трансмиссии. В связи с этим было установлено, что электрогироскопический агрегат необходимо устанавливать на шасси на упругом основании. Такое устройство должно предохранять трансмиссию машины от высоких ударных нагрузок при езде по неровной дороге, а также ограничивать вынужденную прецессию гироскопического агрегата.

Вес электрогиробуса образца 1953 г. составляет 11 т без нагрузки и 16 т с полной нагрузкой. Он рассчитан на перевозку 70 пассажиров. Электрогироскопический агрегат установлен в центральной части машины под одним из спаренных сидений. Маховик имеет диаметр 1626 мм и вес 1,5 т. Он отлит из хромо-никель-молибденового сплава и непосредствен-

но соединен с валом короткозамкнутого двигателя. Электрогироскопический агрегат заключен в герметический корпус, заполненный водородом. Давление в корпусе равно 0,7 ата. Конфигурация маховика при минимальном весе и максимально допустимой скорости вращения обеспечивает накопление необходимой энергии. В то же время при максимальной скорости вращения (3000 об/мин) напряжение в маховике не превышает 30% предела прочности материала на растяжение. Отношение полностью нагруженного электрогиробуса к весу маховика составляет 10:1, что, по мнению фирмы, является оптимальным.

Вал собранного электрогироскопического агрегата установлен в 3 подшипниках, один из которых, радиально-упорный, служит для восприятия осевых нагрузок. Интенсивная циркуляция водорода в корпусе обеспечивается вентиляционным напором — он создается вращающимся маховиком, а также центробежной крыльчаткой, укрепленной на валу агрегата. Для улучшения охлаждения ротора двигателя-генератора, а также облегчения циркуляции водорода через агрегат стержни короткозамкнутого ротора выполнены полыми. Для уменьшения вентиляционных потерь корпусу маховика придана обтекаемая форма, а отношение ширины к диаметру составляет всего 0,0175. С целью дополнительного охлаждения узлов электрогироскопического агрегата в конструкцию введена жидкостная система, состоящая из охлаждающей рубашки, радиатора и электровентилятора со скоростью вращения 1500 об/мин. Поглощение влаги, которая может проникнуть в агрегат во время сборки, осуществляется силикагелем, размещенным в двух небольших баллонах, смонтированных в агрегате.

Вес полностью собранного агрегата составляет 2,9 т. Агрегат смонтирован на шасси на четырех упругих подвесках, представляющих собой резиновые блоки с размещенными в них стальными спиральными пружинами. Подвески выполнены достаточно упругими и расположены в плоскости, проходящей через центр тяжести агрегата.

При разгоне маховика до 3000 об/мин накапливаемая им энергия составляет $3,3 \cdot 10^6$ кГм, или 9 квт·ч. Полное время вращения маховика с 3000 об/мин до остановки (выбег) составляет 12 часов, что иллюстрируется кривыми, представленными на рис. 36.

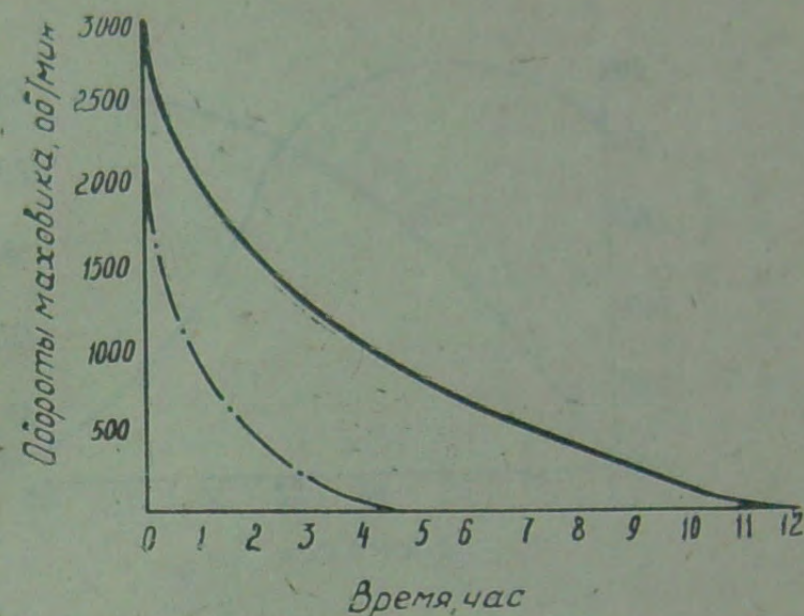


Рис. 36. Кривые выбега маховика Электрогиро для: водорода — 0,7 ата, — · — воздуха — 1 ата.

Действительные потери в электрогироскопическом агрегате с учетом потерь на трение в подшипниках примерно в 3 раза больше полученных расчетным путем и составляет 6 л. с. при 3000 об/мин. Последнее обстоятельство обусловлено тем, что в расчетах рассматривались только потери при вращении диска, в то время как имеют место значительно бóльшие потери, вызванные вращением не только маховика сложной конфигурации, но и ротора генератора.

Приведенная на рис. 37 характеристика разгона маховика показывает, что при увеличении скорости маховика с 2000 до 2950 об/мин ее нарастание прямо пропорционально времени зарядки. Степень зарядки в пределах скорости вращения маховика (2000—2950 об/мин) составляет 1 квт·ч за 20 сек.

Электроагрегаты гиробуса питаются от городской сети трехфазного тока 500 в с частотой 50 гц. Для ограничения максимальных значений величин тока до 350 а в электрическую цепь включаются последовательно сопротивление и параллельно конденсаторы, что улучшает характеристику разгона машины. Ночная зарядка установки производится от трехфазного тока напряжением 220 в, причем число оборотов маховика может быть доведено от 0 до 2500 в 1 мин за 25 мин.

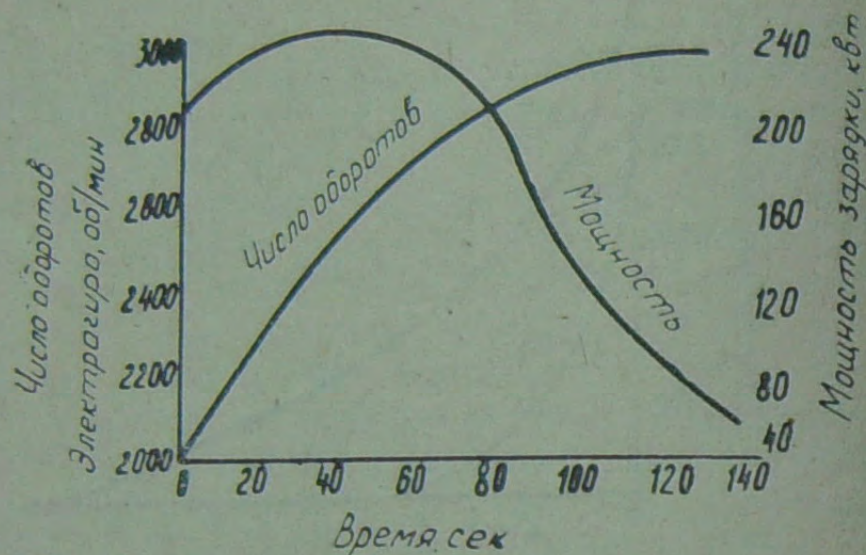


Рис. 37. Разгонные характеристики маховика Электробио.

Окончательная зарядка и доведение числа оборотов маховика до 2900—2950 в 1 мин производится у первого пункта питания на маршрутной линии.

При работе генератора-двигателя на тяговые двигатели его обмотка возбуждения питается от конденсаторов. Частотная и магнитная характеристики генератора зависят от числа оборотов маховика. Напряжение, питающее генератор-двигатель, регулируется путем изменения величины емкостного сопротивления, включенного в цепь, что и обуславливает изменение величины крутящего момента. Максимально допустимая величина напряжения ограничивается специальным устройством. Изменение напряжения, питающего генератор, осуществляется рычагом регулятора напряжения, расположенным на рулевой колонке.

Тяговый агрегат гиробуса состоит из трех тяговых электродвигателей с короткозамкнутыми роторами мощностью 73,6 квт. Валы двигателей соединены между собой последовательно через одноступенчатые редукторы с передаточными числами 1,34:1. Каждый двигатель может иметь две скорости вращения, что обеспечивает гиробусу 6 скоростей движения от 10 до 50 км/час (табл. 1).

Изменение скорости вращения двигателей тягового агрегата осуществляется путем изменения числа полюсов, а так-

Номер работающего двигателя	Скорость движения гиробуса при количестве включенных полюсов		
	2	4	8
1	50 км/час	25 км/час	—
2	40 км/час	—	10 км/час
3	32 км/час	16 км/час	—

же путем изменения схемы включения обмоток статора (треугольник, звезда, двойная звезда). В процессе пуска и эксплуатации всегда работает только один из трех тяговых двигателей.

Для уменьшения скорости и остановки гиробуса применяется рекуперативное торможение, позволяющее увеличить интервал между зарядками и значительно уменьшить износ тормозов. Рекуперативное торможение осуществляется левой ножной педалью, механическое торможение — отдельной ножной педалью.

Для освещения и питания приборов управления и сигнализации используется аккумуляторная батарея с напряжением 12 в. Она заряжается либо во время езды генератором, приводимым во вращение ременной передачей от тягового двигателя, либо на зарядной станции при помощи выпрямителей. Сжатый воздух для тормозной системы подается в баллоны компрессором, действующим от электродвигателя во время стоянки электрогиробуса у питающей станции. Передача вращения от двигателей тягового агрегата на ведущие оси производится карданным валом.

Пункт питания гиробуса представляет собой полую мачту с консолью. Внутри мачты смонтированы дроссели, электромагнитный выключатель и выпрямитель для зарядки аккумуляторной батареи собственных нужд электрогиробуса. На консоли зарядной мачты расположены три питающих контакта. Когда гиробус подходит к пункту питания для зарядки, его подвижные токоприемники при помощи пневматического устройства поднимаются для соприкосновения с питающими контактами мачты. Одновременно выдвигаются два вспомогательных контакта, которые заземляют электрооборудование гиробуса и приводят в действие основной электромагнитный выключатель питания.

Стоимость каждого пункта зарядки даже при наличии понижающего трансформатора составляет всего 20% стоимости 1 км воздушной контактной сети троллейбуса. Указанное обстоятельство, а также незначительность затрат при эксплуатации и ремонте гиробуса являются основными преимуществами этого вида транспорта, несмотря на то что первоначальные затраты на постройку троллейбуса таких же размеров меньше. Суммарный к. п. д. гиробуса составляет 50%.

Кривые разгона полностью груженого гиробуса показаны на рис. 38. Было установлено, что при четырех 10-секунд-

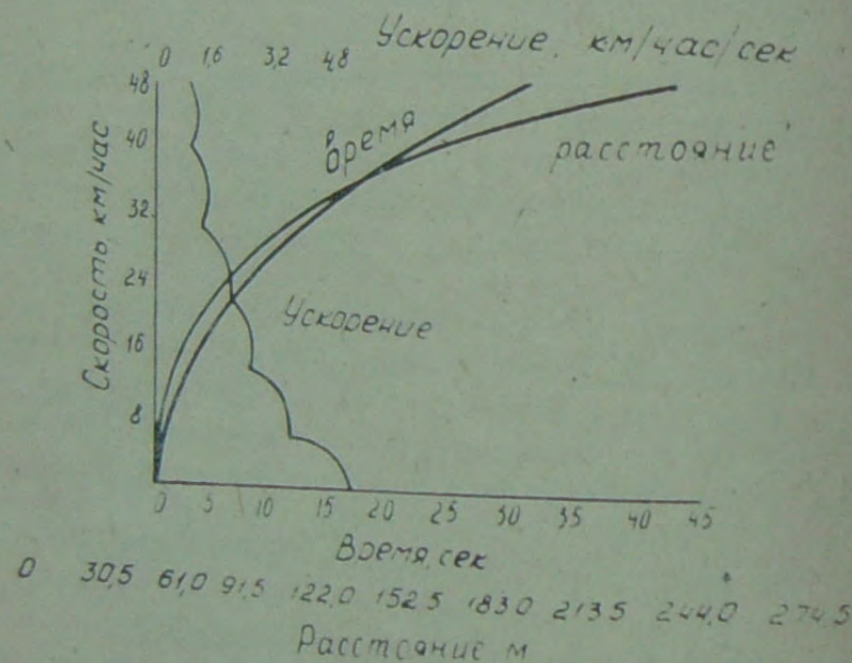


Рис. 38. Кривые разгона груженого гиробуса.

ных остановках за пробег, равный 1,6 км, средняя скорость гиробуса составляет 22,5 км/час.

Техническая скорость электрогиробуса на 10% меньше, чем у троллейбуса. Это вызвано главным образом дополнительными затратами времени на подзарядку маховичного агрегата. При средней скорости электрогиробуса 22,5 км/час время, затрачиваемое на зарядку маховичного агрегата, составляет около 6,5 сек на 1 км пути. На протяжении 8 км без остановок и подъемов скорость вращения маховика снижается с 2950 до 1800 об/мин. Однако в реальных условиях дви-

жения отдаваемая маховиком энергия (5,5 квт·ч) при указанном снижении числа оборотов обеспечивает пробег в 2,5 км. Таким образом, максимально допустимый интервал между зарядными станциями определяется допустимой величиной потери накопленной энергии, т. е. снижением скорости вращения маховика и, значит, уменьшением максимальной скорости гиробуса.

Влияние степени нагруженности, скорости гиробуса и расстояний между остановками на величину пробега между пунктами зарядки иллюстрируется кривыми, представленными на рис. 39. Эти кривые построены для случая, при котором ис-

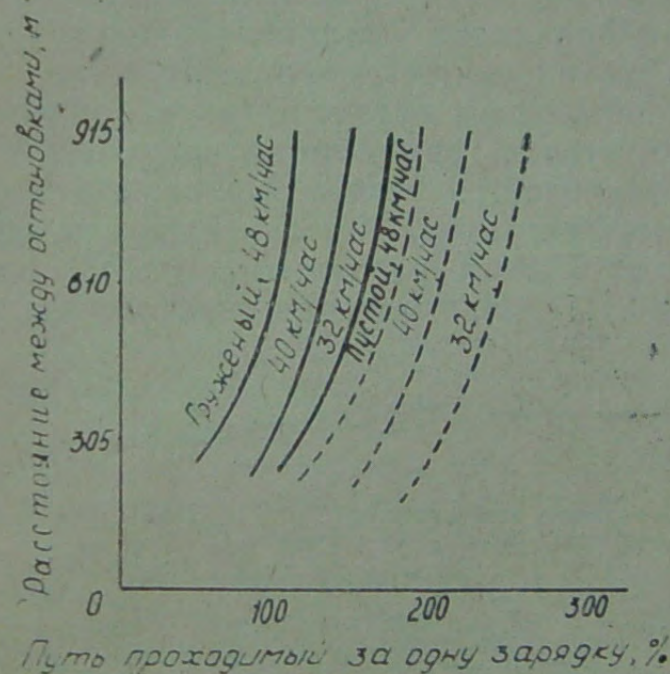


Рис. 39. Влияние степени загрузки, скорости движения и расстояния между остановками на величину пробега гиробуса.

пользуется 75% накопленной энергии маховика, а снижение скорости вращения маховика достигает половины его максимальной скорости, т. е. 1475—1500 об/мин.

Приведенные кривые, а также тяговые характеристики гиробуса показывают, что наиболее целесообразной является эксплуатация этого вида транспорта на дорогах с ровным профилем, незначительным движением и при относительно редких остановках. Вес гиробуса должен быть максимально уменьшен. Подстанции для зарядки рекомендуется располагать через 1,2—2 км, что позволяет в течение 40 сек восстанавливать запас энергии для последующего движения. Например, в Ивердоне (Швейцария) протяженность маршру-

та равна 4,5 км. Подстанции находятся на конечных остановках и одна, промежуточная, на линии. Остановки в среднем расположены через 400 м, а расход энергии составляет 2,2 кВт·ч на 1 км пути.

Наибольшей экономичности гиробусов удалось добиться в бывш. г. Леопольдвиле (Киншаса — Конго), где расход энергии составил всего 1,5 кВт·ч/км. Это достигнуто благодаря увеличению расстояния между остановками до 1 км при среднем расстоянии между зарядными станциями около 2 км [68, 79, 109—123].

Недавно отделением фирмы Локхид создана аккумуляторная установка, предназначенная для использования на гиروتроллейбусах в г. Сан-Франциско. Установка содержит маховик весом 314 кг с вертикальной осью вращения, выполненный из термообработанной стали и имеющий гиперболический профиль. Маховик вращается в герметически закрытом корпусе, откуда насосом откачивается воздух. На оси маховика установлен электромотор-генератор. Установка, имеющая диаметр 1140 мм и высоту 570 мм, размещается под полом гиروتроллейбуса (рис. 40, 41). При питании гиروتроллейбуса

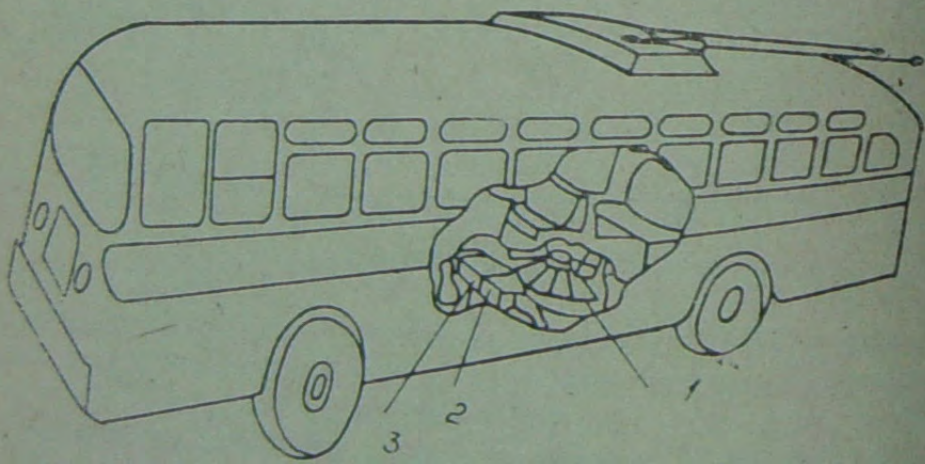


Рис. 40. Гиروتроллейбус фирмы Локхид: 1 — мотор-генератор с маховиком, 2 — вакуум-насос, 3 — приборы управления.

от основной электросети маховик разгоняется до скорости 20 000 об/мин. Кинетическая энергия, запасенная маховиком, достаточна для движения машины с опущенными штангами

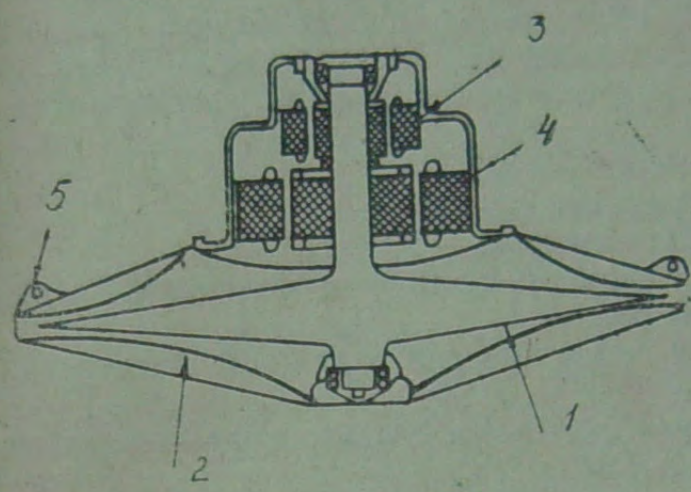


Рис. 41. Силовой агрегат гиروتроллейбуса: 1 — маховик, 2 — герметичный корпус, 3 — возбудитель, 4 — асинхронный генератор, 200 кВт, 5 — точка подвеса.

на расстояние 9,6 км. К концу этого пробега скорость вращения маховика составляет примерно 10 000 об/мин. Считается, что эта установка будет более рентабельной, чем применявшаяся в Швейцарии фирмы Эрликон, поскольку подзарядка аккумулятора может производиться на ходу, а в самой установке уменьшены потери мощности. В ближайшие годы предполагается выпустить еще несколько гиروتроллейбусов с опытными инерционными аккумуляторами.

§ 12. Гиروهолокомотивы

Помимо гиробусов, агрегат Электрогирос находит применение на маневровых гиروهолокомотивах. Маневровый гиروهолокомотив, построенный фирмой Сентинель (Англия) совместно с фирмой Эрликон питается энергией от двух Электрогирос. Принцип работы этого гиروهолокомотива аналогичен принципу работы гиробуса, однако есть и некоторые отличия, обусловленные спецификой эксплуатации, железнодорожным ходом, большим весом, малыми скоростями движения.

Основные характеристики гиروهолокомотива:

- колея — 1410 мм,
- колесная формула — 0—4—0,
- диаметр колес — 1,08 м,
- полная длина локомотива — около 7 м,

максимальная ширина — около 2,5 м,
 вес в рабочем состоянии — 34 т,
 максимальная скорость — около 24 км/час,
 частота тока, питающего Электрогиро, — 50 гц,
 частота тока, вырабатываемая Электрогиро, — 49–50 гц,
 диаметр маховика — 1622 мм,
 вес каждого маховика — 1,56 т,
 вес каждого Электрогиро — 2,96 т,
 максимальная скорость вращения маховика Электрогиро — 3000 об/мин,
 максимальный запас энергии в каждом Электрогиро — 9 кВт·ч,
 среда вращения маховика Электрогиро — водород при давлении 0,7 ата,
 внешнее охлаждение Электрогиро — водяное,
 число тяговых моторов — 2,
 тип моторов — трехфазные, короткозамкнутые,
 число полюсов — 4, 6, 8, 12,
 рабочая мощность — 25 кВт при 550 в и 50 гц,
 передаточное отношение от мотора к колесам — 14,7,
 охлаждение ротора — воздушное,
 охлаждение статора — водяное.

Принципиально управление гиролокомотивом не отличается от управления гиробусом. Количество и размещение зарядных станций для локомотивов этого типа зависит от условий их эксплуатации.

Гиролокомотивы, использующие инерционные аккумуляторы с электрической трансмиссией, не являются взрывобезопасными. Для обеспечения гарантированной безопасности работы в рудниках со взрывоопасной концентрацией газа или пыли в качестве приводов инерционного аккумулятора должны применяться лишь те, которые не способны вызвать искру или пламя в процессе работы. Такими приводами могут быть механический, гидравлический (статический и динамический) и пневматический.

§ 13. Взрывобезопасный транспорт

Как отмечено выше, применение инерционных аккумуляторов на взрывобезопасных агрегатах характеризуется

преобладанием механических (а также гидро- и пневмомеханических) трансмиссий над электрическими. В настоящее время Дружковским машиностроительным заводом серийно выпускаются шахтные локомотивы-гировозы типа ГР с механической передачей. Кинематическая его схема с главной механической трансмиссией представлена на рис. 42.

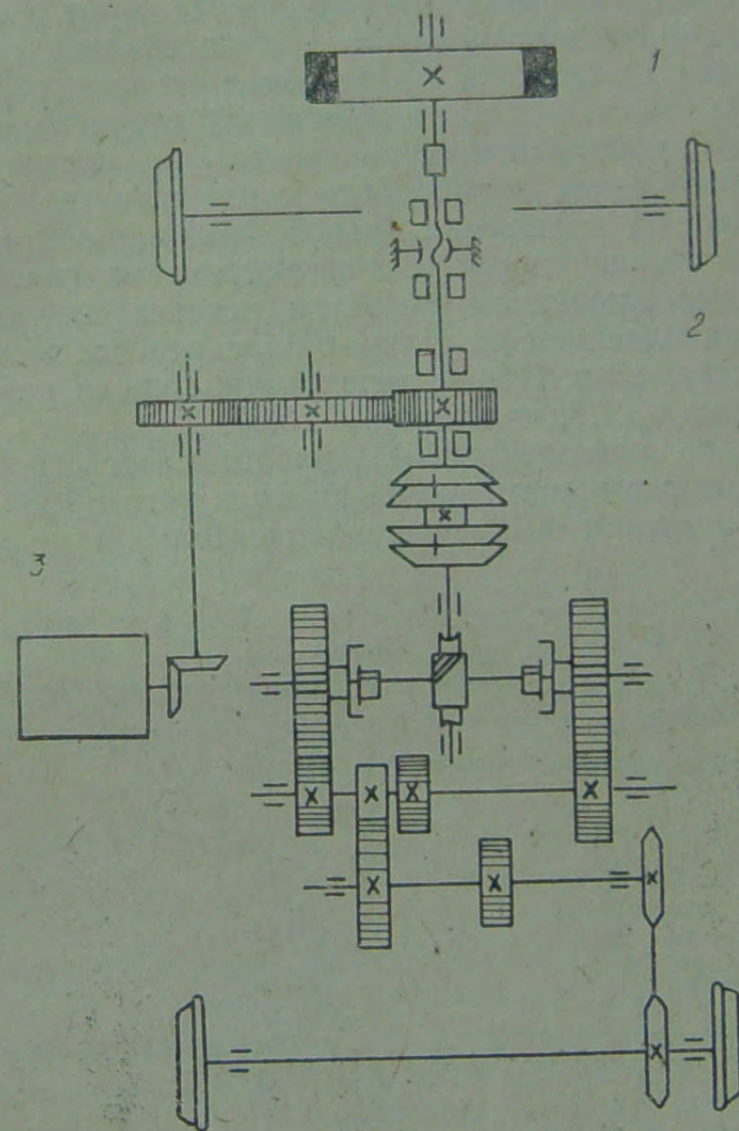


Рис. 42. Кинематическая схема гиролокомотива с механической трансмиссией: 1 — маховик, 2 — скат, 3 — пневмодвигатель разгона.

Движение гировоза на различных режимах работы осуществляется следующим образом. При зарядке инерционного аккумулятора включается пневмодвигатель, и вращение передается через соединительный вал редуктору зарядки. При работе локомотива передача вращения от маховика к колесам производится через включенные конусную и зубчатую муфты, коническо-цилиндрические зубчатые передачи и фрикцион, состоящий из двух многодисковых муфт сцепления. Включением фрикционной муфты осуществляется плавный пуск гировоза и движение его на обеих скоростях (первой и второй). Муфты включаются рукояткой скорости, связанной с нажимным диском, перемещающимся по шлицам между муфтами. Включение левой муфты соответствует работе на первой скорости; включение правой фрикционной муфты соответствует второй скорости. Реверсирование гировоза производится переключением рукоятки реверса зубчатой полу-муфты, расположенной на шлицах вала реверса между коническими шестернями. Общее передаточное число редуктора на первой скорости 21,9; на второй — 13,55.

Маховик гировоза (рис. 43) представляет собой массивный диск с ободом диаметром 940 мм и весом 1650 кг, изготовленный из стали 40X. После окончательной механической

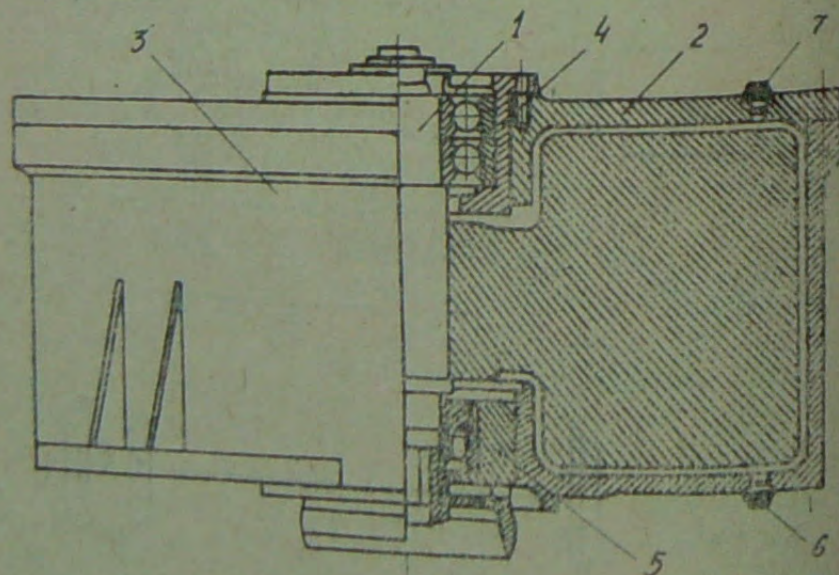


Рис. 43. Маховик гировоза в корпусе: 1 — вал, 2 — крышка, 3 — корпус, 4 — стакан верхний, 5 — стакан нижний, 6 и 7 — пробки.

обработки его подвергают статической балансировке. В отбалансированный маховик запрессовывается вал 1, изготовленный из стали 40ХН. Маховик подвешивается в крышке 2, опирающейся в верхний торец корпуса 3, при помощи вала 1 и двух шарикоподшипников, заключенных в стакан 4. Верхний подшипник воспринимает радиальную и осевую нагрузки, ограничивая перемещение вала маховика от толчков вверх. Нижний подшипник воспринимает только осевую нагрузку от веса маховика. Оба подшипника соединены с валом по напряженной посадке и прижимаются к уступу вала верхней несущей гайкой через шайбу. Гайка удерживается от самоотвинчивания стопорным винтом, заходящим в паз вала. Между внутренними обоймами подшипников установлена прокладка из декапированной стали, предохраняющая верхний подшипник от пережатия.

Нижняя часть вала маховика поддерживается роликоподшипником, установленным в стакане 5. Нижний подшипник воспринимает только радиальную нагрузку. Для предотвращения выпадения наружной обоймы подшипника она стопорится кольцом. Нижний стакан 5 стопорится в корпусе болтами и стопорным кольцом. Чтоб смазка не попадала в камеру вращения, в верхнем и нижнем стаканах предусмотрены уплотнения.

Корпус и крышка маховика изготавливаются литыми из стали 35 Л. Для уменьшения вентиляционных потерь конфигурация корпуса и крышки соответствует конфигурации маховика. Между ними соблюден необходимый зазор — 10 мм, он контролируется через отверстия 6 и 7 в корпусе и крышке маховика.

Для подключения маховика к редуктору во время зарядки и движения локомотива, а также отключения его от редуктора на стоянках с целью уменьшения потерь энергии предусмотрена конусная муфта. Она может включаться только при выключенных фрикционных муфтах и нейтральном положении муфты реверса.

Взрывобезопасные гировозы с механической трансмиссией имеют ряд недостатков, основным из которых является ступенчатый привод от маховика к колесам. При этом любое вынужденное изменение режима движения гировоза связано с пробуксовками фрикционных муфт и, следовательно, дополнительными потерями энергии.

Пневматический двигатель, служащий для зарядки инерционного аккумулятора (разгона маховика), имеет очень низкий к. п. д., порядка 0,15—0,2. Это значительно ниже, чем при разгоне маховика специальным асинхронным электродвигателем Электрогиро, к. п. д. которого при полной зарядке равен 0,39, а при частичной подзарядке повышается до 0,7. Кроме того, необходимо учитывать, что инерционный аккумулятор является (кратковременно) источником почти неограниченной мощности, и поэтому в трансмиссии необходимо иметь надежное предохранительное звено. По этим причинам для привода гирозов были применены гидравлические (статическая и динамическая) трансмиссии.

Для изучения возможности применения гидропривода на гирозах изготовлен опытный образец гироза с гидроприводом ГРГ. Зарядка (разгон маховика) производится при помощи пневмодвигателя с механическим редуктором. После зарядки кинетическая энергия маховика передается через редуктор на вал гидронасоса, который преобразует ее в энергию статического напора рабочей жидкости. Редуктор, прикрепленный к нижней части корпуса маховика, соединяет маховик с пневмодвигателем во время зарядки и с гидронасосом в рабочем режиме. Поршневой гидронасос аксиального типа допускает реверсирование потока рабочей жидкости и имеет следующие параметры: число оборотов — 1450 об/мин; производительность 360 л/мин; давление — 50 ати. Он соединен гибкими шлангами высокого давления с высокомоментным гидродвигателем типа ГМТ. Гидродвигатель расположен на одной из ходовых осей гироза. Обе оси соединены цепной передачей и, таким образом, являются ведущими. В качестве рабочей жидкости используется масло индустриальное 20, или индустриальное 30.

Пуск машины, изменение скорости движения, торможение и реверсирование производятся из кабины машиниста штурвалом, соединенным червячной передачей непосредственно с регулировочной шайбой гидронасоса. Для отключения предусмотрена коническая фрикционная муфта. Аварийное и противоугонное торможение осуществляется ручным колодочным тормозом.

Сравнительные данные гирозов с механической трансмиссией (ГР-4) и с гидроприводом (ГРГ) следующие:

Показатели	ГР-4	ГРГ
Вес гироза, кг	5700	6500
Вес маховика, кг	1700	1700
Запас энергии, кГм	$1,035 \cdot 10^6$	$1,035 \cdot 10^6$
Максимальное тяговое усилие, кг	970	1100
Регулирование скорости	ступенчатое	бесступенчатое
Длина пробега, км при тяговом усилии Т, кг		
	T=0	4,325
	T=150	2,455
	T=230	2,030
к. п. д. передачи при T=230 кг	0,77	0,44
к. п. д. гироза в рабочем режиме при T=230 кг	0,476	0,281

Как видно из приведенных цифр, в энергетическом отношении гироз с гидроприводом уступает механическому гирозу. Однако простота и удобство управления машиной, поддержание постоянной рабочей скорости, надежность предохранительного звена и возможность частичного рекуперирования энергии при торможении создают гирозу с гидроприводом некоторые преимущества.

С целью повышения экономичности гирозов были предложены различные его схемы, предусматривающие привод с гидродинамической трансмиссией, с гидротурбиной и некоторые другие. Наиболее перспективным типом гидропривода для гироза является, по-видимому, передача, работающая по обратимой схеме. Кинематическая схема ее представлена на рис. 44.

Привод состоит из зарядного двигателя 1 любого типа, редуктора режимов работы 2, двух гидравлических насосов-двигателей регулируемой производительности: 3 — работающего в режиме разрядки, как мотор, и 4 — работающего в режиме разрядки, как насос; аккумулятора энергии — маховика 5 с соединительной муфтой 6 для временного отключения маховика от трансмиссии. Для создания вакуума в кожухе маховика предусмотрен вакуум-насос 7, работающий при зарядке от зарядного двигателя. Для управления соединительной муфтой и насосом-двигателем 3 предусмотрены соответствующие механизмы 8 и 9.

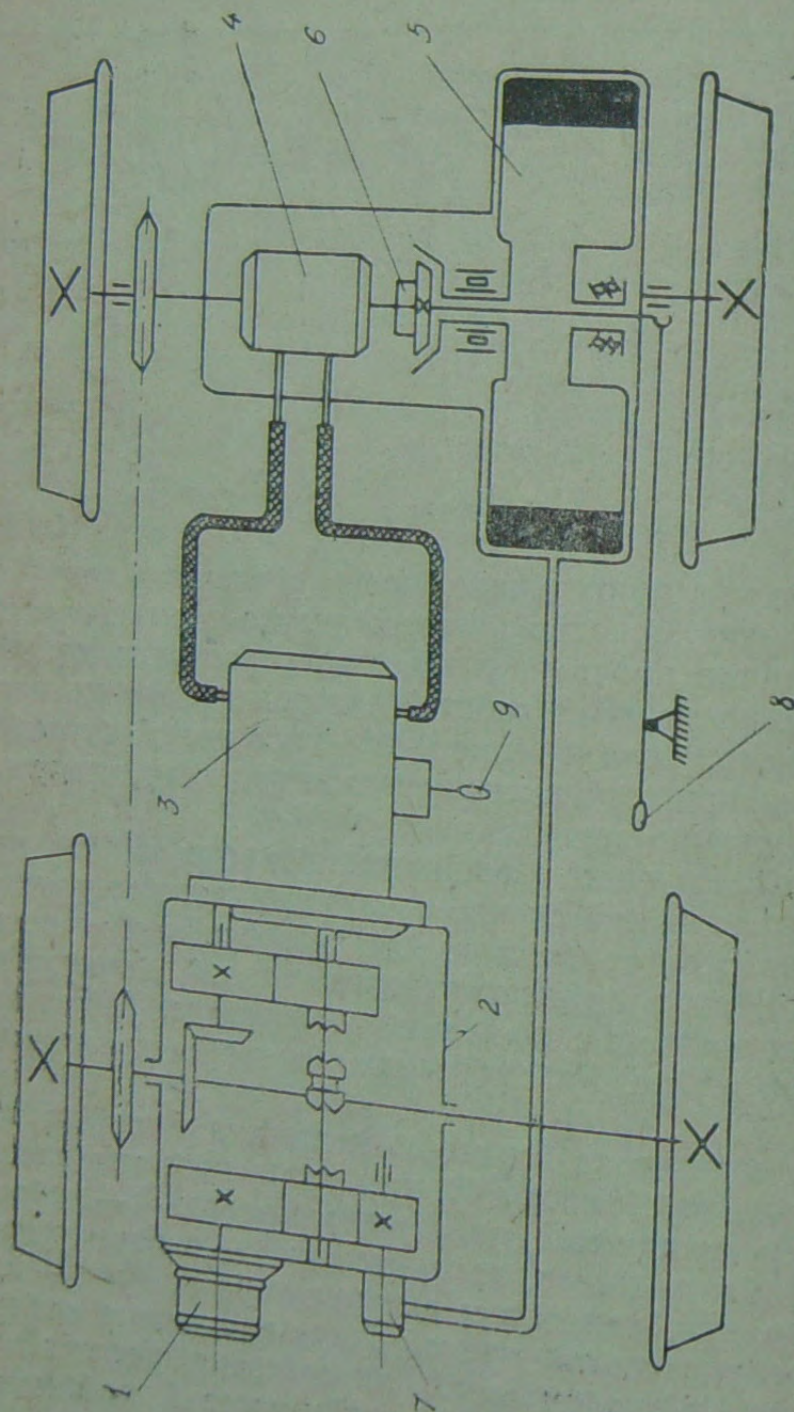


Рис. 44. Кинематическая схема гироскопа с гидравлической обратной связью: 1 — зарядный двигатель, 2 — редуктор, 3 и 4 — гидродвигатели, 5 — маховик, 6 — муфта, 7 — вакуум-насос, 8 и 9 — механизмы управления.

Основным преимуществом этой схемы является наличие вакуума в камере вращения маховика, что позволяет не только снизить аэродинамические потери для стандартных маховиков, но и применять совершенные, высокоскоростные маховики, энергоемкость которых в 2—3 раза выше обычных. Однако осуществление подобной работоспособной схемы пока связано с известными трудностями [78, 82, 83, 84].

§ 14. Расчет основных параметров шахтных гироскопов

Как было отмечено выше, при вращении маховика в газовой среде возникают аэродинамические (вентиляционные) потери, вызывающие соответствующий момент сопротивления вращению. Для маховика цилиндрической формы величина этого момента может быть определена из выражения:

$$M = C_f \rho \omega^2 R_0^4 (R_0 + 2,5H), \text{ кгм},$$

где C_f — коэффициент момента сил трения; ρ — плотность воздуха, $\text{кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4$; H — ширина маховика, м ; R_0 — радиус маховика, м .

Коэффициент момента сил трения C_f находится (устанавливается) из выражения:

$$C_f = \frac{0,0375}{\sqrt[5]{Re}},$$

где Re — число Рейнольдса,

$$Re = \frac{\omega_0 R_0^2}{\nu}, \text{ где } \nu \text{ — кинематическая вязкость воздуха,}$$

$\text{м}^2/\text{сек}.$

Для маховиков сложной формы, применяемых в гироскопах (рис. 45), величину момента аэродинамических сопротивлений можно вычислить по следующей эмпирической формуле:

$$M = C_{f1} \rho \omega^2 R_0^4 (R_0 + 2,5H) + C_{f2} \rho \omega^2 R_0^4 2,5(H-h), \quad (43),$$

где

$$C_{f1} = \frac{0,0375}{\sqrt[5]{Re_1}}; \quad C_{f2} = \frac{0,0375}{\sqrt[5]{Re_2}}.$$

Для нормальных атмосферных условий при $t = 20^\circ\text{C}$,

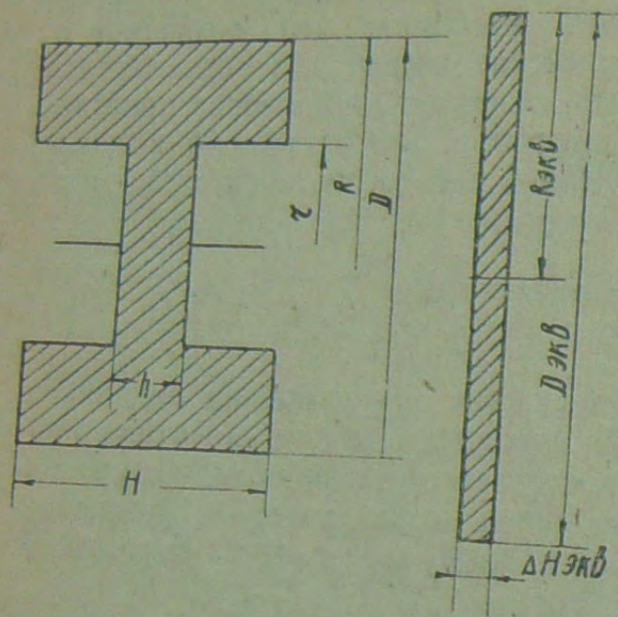


Рис. 45. Схема маховика сложной формы.

$\rho = 0,118 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м}^4$, $\nu = 15,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$ выражение (43) для маховиков любой формы может быть приведено к виду

$$M = 4,84 \cdot 10^{-4} C_R \omega^{1,8},$$

где: C_R — коэффициент формы маховика.
Для маховика гироваза

$$C_R = R_0^{3,6} (R_0 + 2,5H) + 2,5R_0^{3,6} (H - h).$$

При вращении маховика в кожухе с газовой средой при некотором зазоре всегда имеется такая величина зазора, при которой наблюдается минимум аэродинамических сопротивлений. Это значение зазора может быть определено из выражения:

$$\delta = r \frac{2,97}{\text{Re}^{0,34}} \approx \frac{3}{\sqrt[3]{\text{Re}}}, \text{ мм}, \quad (44)$$

где r — радиус поверхности тела вращения, для которой определяется зазор, мм.
Приведенные выражения справедливы для значений $\text{Re} \geq 3,8 \cdot 10^5$.

Критерием совершенства маховиков при равном запасе энергии с точки зрения аэродинамических потерь является количество энергии маховика, расходуемое на преодоление аэродинамических сил в единицу времени — мощность аэродинамических потерь, равная $M\omega$. Чем меньше эта мощность, тем больше энергии маховик может отдать на полезную работу при равных условиях.

Подставляя значение момента аэродинамических сил, получаем выражение упомянутого критерия:

$$K = 4,84 \cdot 10^{-4} C_R \omega^{2,8}. \quad (45)$$

Маховики, при равных запасах кинетической энергии обладающие меньшими значениями K , являются более совершенными с точки зрения аэродинамических потерь.

Одним из показателей совершенства инерционного аккумулятора служит продолжительность времени свободного выбега маховика. Уравнение движения свободно вращающегося маховика имеет следующий вид:

$$I_m \frac{d\omega}{dt} = M + M_{\text{п}},$$

где $M_{\text{п}}$ — момент сопротивления в подшипниках; I_m — момент инерции маховика.

Значение момента сопротивления в подшипниках для маховика с вертикальной осью вращения приближенно определяется из выражения

$$M_{\text{п}} = f_{\text{пр}} G_m \frac{d}{2},$$

где $f_{\text{пр}}$ — приведенный коэффициент трения ($f_{\text{пр}} \approx 0,002 - 0,003$); G_m — вес маховика, кг; d — диаметр вала маховика под подшипником, м.

Подставляя значения моментов аэродинамических сил и сил трения в подшипниках в уравнение движения маховика, после некоторых преобразований имеем:

$$I_m \frac{d\omega}{dt} = 4,84 \cdot 10^{-4} C_R \omega^{1,8} + f_{\text{пр}} G_m \frac{d}{2}. \quad (46)$$

Для практического определения выбега маховика удобнее пользоваться приближенной формулой:

$$T = \sum_{i=1}^n \frac{I_M \Delta \omega}{4,84 \cdot 10^{-4} C_{\Sigma} \left(\frac{\omega_i + \omega_{i+1}}{2} \right)^{1,8} + f_{\text{пр}} \cdot G_M \frac{d}{2}} \quad (47)$$

где можно с достаточной точностью принять $\Delta \omega = \frac{\omega_0}{5 \div 6}$.

Аналогично определяются основные параметры разгона маховика зарядным двигателем. Уравнение движения маховика при разгоне:

$$I_M \frac{d\omega}{dt} = \frac{M_3 \eta_3}{i_3} - (M + M_{\text{п}}), \quad (48)$$

где M_3 , η_3 и i_3 — соответственно момент зарядного двигателя, к.п.д. передачи от зарядного двигателя к маховику и ее передаточное число.

При наличии характеристики зарядного двигателя $M(\omega)$ не представляет трудности определение времени зарядки, для чего наиболее удобно использовать приближенную формулу:

$$T_3 = \sum_{\omega_0}^{\omega_0} \frac{I_M \Delta \omega}{\frac{M_3 \eta_3}{i_3} - (M + M_{\text{п}})}, \quad (49)$$

где промежуток $\Delta \omega$ можно брать в зависимости от требуемой точности.

Для определения параметров работы гировоза необходимо рассмотреть основные режимы его движения. Можно выделить два основных режима — движение при пуске (разгон) и движение в установившемся режиме.

Уравнение движения гировоза в режиме пуска:

$$m_{\text{пр}} \frac{dv}{dt} = F_{\text{max}} - G_{\text{в}} W_{\text{в}} - G_{\text{с}} i, \quad (50)$$

где F_{max} — максимальная окружная сила на ободу колеса; i — уклон пути; $W_{\text{в}}$ — приведенный коэффициент сопротивления движению состава вагонеток; $G_{\text{в}}$ — вес состава вагонеток; $G_{\text{с}}$ — общий вес состава, включая вес гировоза; $m_{\text{пр}}$ — приведенная масса состава, включая вращающиеся части:

$$m_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{с}}}{g} + K I_{\text{к}} \frac{4}{D_{\text{к}}^2},$$

где K — общее количество колес состава вагонеток; $I_{\text{к}}$ — момент инерции колеса; $D_{\text{к}}$ — диаметр колеса.

Максимальная величина окружной силы на ободу колеса гировозов с механической передачей определяется коэффициентом сцепления колес с рельсами (для гировозов с другими видами передач она может определяться другими факторами, например для гидропередачи — давлением в системе).

При $F_{\text{max}} = \text{const}$ легко определить время движения и путь гировоза при пуске.

Время движения при пуске:

$$T = \frac{m_{\text{пр}} v_0}{F_{\text{max}} - G_{\text{в}} W_{\text{в}} - G_{\text{с}} i}, \quad (51)$$

где v_0 — скорость движения гировоза после пуска.

Путь гировоза при пуске:

$$S = 0,5 \frac{m_{\text{пр}} v_0^2}{F_{\text{max}} - G_{\text{в}} W_{\text{в}} - G_{\text{с}} i}. \quad (52)$$

Количество энергии маховика, расходуемое при пуске гировоза, можно приближенно определить из выражения:

$$E = \frac{\alpha F_{\text{max}} S}{\eta_1} + 0,98 M_{\text{с}} \omega_0 T, \quad (53)$$

где ω_0 — начальная угловая скорость вращения маховика; η_1 — к.п.д. передачи; $M_{\text{с}}$ — общий момент сопротивления маховика с учетом трения в подшипниках.

Значения коэффициента α для гировоза: с одноступенчатой передачей $\alpha = 2$, с многоступенчатой — $\alpha = 1,2 \div 1,5$, с бесступенчатой — $\alpha = 1$.

Для определения пути и времени движения гировоза при установившемся тяговом режиме удобнее всего пользоваться следующими приближенными выражениями:

$$S = 0,5 \sum_{i=1}^k \frac{\eta_{\text{п}} I_{\text{м}} (\omega_i^2 - \omega_{i+1}^2)}{F_{\text{ст}} + G_{\text{г}} W_{\text{г}} + \eta_{\text{г}} \frac{2 i_{\text{п}}}{D_{\text{к}}} (M + M_{\text{п}})}, \quad (54)$$

где $F_{\text{ст}}$ — значение статического сопротивления движению поезда; $i_{\text{п}}$ — общее передаточное число от маховика к колесу; $G_{\text{г}}$ — вес гировоза.

При бесступенчатом приводе значение общего передаточ-

ного числа определяется из условий заданной скорости движения:

$$i_p = \frac{\omega D_k}{2v}.$$

Время движения гирозова:

$$T = \frac{2 i_p}{D_k} \sum_{i=1}^k \frac{\eta_{п} I_{м} (\omega_i - \omega_{i+1})}{F_{ст} + \eta_{п} \frac{2 i_p}{D_k} \left(M + f_{пр} G_{м} \frac{d}{2} \right)}. \quad (55)$$

Точность расчетов зависит от числа отрезков, на которые разбиваются длина пути и время.

В отличие от электровоза и других видов локомотива, гирозов имеет в качестве основного источника энергии инерционный аккумулятор ограниченной энергоемкости. Поэтому реализация тяги за счет пробуксовывания колес недопустима, так как это вызывает повышенный расход энергии. Исходя из этого, нельзя допускать превышения тягой гирозова максимально допустимого значения F_g .

$$F_g = \frac{\psi G_{сч}}{K_i},$$

где $G_{сч}$ — сцепной вес гирозова; ψ — средний коэффициент сцепления, колеблется между 0,07 и 0,25 для различных условий содержания рельсов; K_i — коэффициент запаса тяги ($K_i = 1,2-1,5$, причем большие значения принимаются для тяжелых профилей пути).

Вес состава вагонеток (брутто) равен:

$$G_v \leq \frac{F_g - \frac{G_r}{g} j - G_r i - K I_k \frac{4}{D_k^2}}{\frac{\gamma}{g} + W_v + i}, \quad (56)$$

где j — ускорение поезда (для груженого поезда $j = 0,1 \div 0,15 \text{ м/сек}^2$; для порожнего — $j = 0,2 \div 0,25 \text{ м/сек}^2$ [82, 83, 84, 97]).

Нужно отметить, что приведенные выражения справедливы и для транспорта на пневматиках.

В заключение следует кратко остановиться на инерционном внутризаводском транспорте. Этот вид транспорта, пока

еще очень несовершенный, получает все большее распространение на различных заводах для межцеховых и внутризаводских перевозок. Выгодно отличаясь от аккумуляторных электрокаров, такие инерционные тележки могут при рациональном использовании дать значительный экономический эффект.

На рис. 46 представлена одна из таких тележек, разрабо-

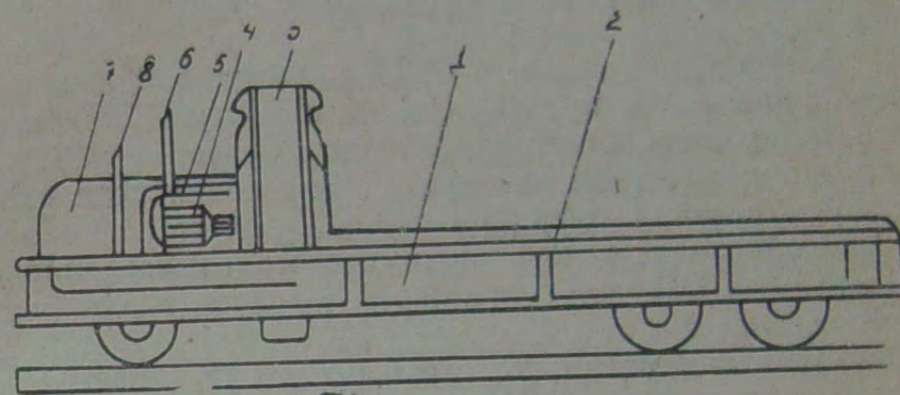


Рис. 46. Инерционная тележка для внутризаводских перевозок: 1 — шасси, 2 — платформа, 3 — маховик, 4 — электродвигатель, 5 — коробка отбора мощности, 6 — рукоять хода и реверса, 7 — редуктор, 8 — рукоять сцепления.

танная на Казанском компрессорном заводе. Грузоподъемность тележки 10—15 т, вес 5 т. Скорость движения около 25 м/мин. Маховик, разгоняемый электродвигателем до 800 об/мин во время загрузки тележки, обеспечивает длину ее пробега 500—900 м. Несмотря на очевидную простоту такой тележки, годовой эффект от ее применения составил более 3000 руб.

Аналогично действует инерционный тельфер, используемый на некоторых шахтах с взрывоопасной атмосферой. Разгон маховика производится электро- или гидродвигателем [93].

Следует отметить, что инерционный транспорт еще весьма далек от совершенства. Попытки применения инерционного аккумулятора в качестве двигателя транспортного средства имеют пока ограниченный успех, поскольку этим совершенно специфичным источником энергии нередко механически заменяется обычный двигатель, что не только приводит к ухудшению работы трансмиссии, но часто влечет за собой потерю

ряда ценнейших свойств и возможностей этого аккумулятора. Применение инерционного аккумулятора на том или ином транспортном средстве должно иметь строгое научное обоснование, предполагающее увязку характеристики движения транспортного средства с характеристикой инерционного аккумулятора.

§ 15. Гироавтомобиль Д. В. Рабенхорста

В последнее время в США активизировались работы по инерционным аккумуляторным автомобилям. В частности, в лаборатории прикладной физики университета им. Дж. Гопкинса под руководством доктора Д. В. Рабенхорста разработан силовой агрегат инерционного аккумуляторного автомобиля, способного с одной раскрутки маховика проходить путь до 180 км. Основой этого агрегата служит супермаховик клинового типа (см. рис. 20).

Схема маховичного силового агрегата Д. В. Рабенхорста представлена на рис. 47. Электрический мотор-генератор (ли-

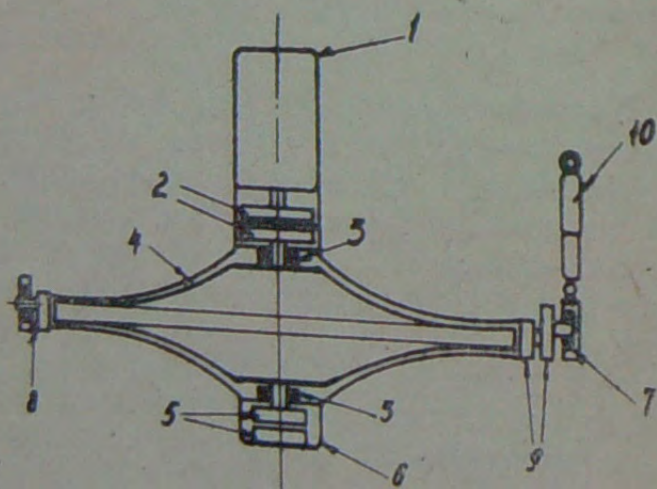


Рис. 47. Маховичный силовой агрегат Д. В. Рабенхорста: 1 — мотор-генератор, 2 — магнитная муфта для передачи вращения в герметичный корпус, 3 — подшипник сухого трения, 4 — супермаховик, 5 — магнитная опора, 6 — корпус, 7 и 8 — точки подвеса, 9 — компенсирующее устройство, 10 — амортизатор.

бо система мотор — насос) 1 при помощи магнитных муфт 2 соединяется с супермаховиком 4, посаженным в подшипники 3, покрытые MoS_2 и работающие без смазки. Эти подшипники служат в основном для восприятия динамических гироскопических нагрузок, силу же веса супермаховика целиком воспринимает магнитная подвеска 5. Весь силовой агрегат помещен в герметичный вакуумный кожух 6 и подвешен в шарнирных подвесках 7 и 8 с упорными кольцами 9, гарантирующими надежность подвески. К раме автомобиля агрегат крепится при помощи амортизаторов 10. Зарядка инерционного аккумулятора (раскрутка маховика) производится включением мотора 1 в сеть в течение нескольких минут (около 20). Затем ток, вырабатываемый генератором (или масло от насоса), приводит в движение мотор-колеса автомобиля и обеспечивает пробег с достаточно высокой средней скоростью — до 90 км/час.

Общий вид автомобиля Д. В. Рабенхорста представлен на рис. 48.

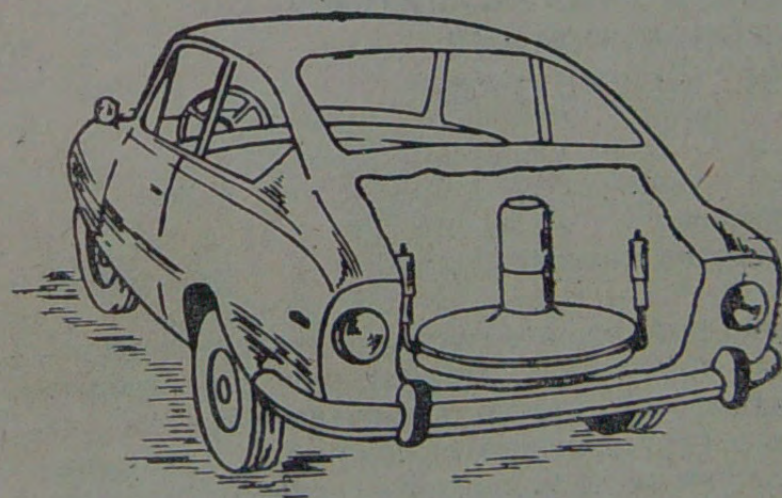


Рис. 48. Гироавтомобиль Д. В. Рабенхорста.

ГЛАВА IV

ИНЕРЦИОННЫЕ АККУМУЛЯТОРЫ ДЛЯ РЕКУПЕРИРОВАНИЯ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

§ 1. Анализ энергетики рабочих процессов машин

Рабочий процесс каждой машины обязательно включает в себя разгоны и замедления. Для машин непрерывного действия они не имеют существенного значения, так как их работа носит характер установившегося режима. К таким машинам относятся различные транспортеры, эскалаторы, многоковшовые экскаваторы, ткацкие станки и др. Что же касается машин циклического действия, то в данном случае разгон и замедление составляют значительную часть рабочего процесса. К таким машинам можно отнести почти все транспортные машины, большинство грузоподъемных и землеройно-строительных машин, металлообрабатывающие машины и др. Рассматривая два названных процесса — разгон и замедление, можно заметить, что в первом случае происходит накопление кинетической энергии, во втором — ее поглощение.

максимальна. Как следует из формулы (69), это может быть достигнуто лишь в случае, когда момент инерции I_2 весьма мал по сравнению с I_1 . Для замедления движения машины до столь малой скорости, которая соответствует практической остановке, необходимо, по-видимому, чтоб вся энергия системы была заключена в маховике аккумулятора. Ясно, что при этом момент инерции I_2 должен быть весьма велик по отношению к I_1 . Так как момент инерции I_1 (приведенный момент инерции машины) либо постоянен, либо меняется по не зависящим от нас обстоятельствам (вход и выход пассажиров из транспорта, разгрузка ковша экскаватора и др.), то, видимо, аккумулятор кинетической энергии должен обладать способностью варьировать приведенный момент инерции I_2 в широких пределах. Например, при движении машины с максимальной скоростью и кинетической энергии аккумулятора, составляющей около 1% от суммарной, I_2 приблизительно в 100 раз меньше I_1 .

Для остановки машины также практически вполне достаточно, чтоб ее кинетическая энергия не превышала примерно 1% от суммарной. Момент инерции аккумулятора I_2 в этом случае должен превышать I_1 также примерно в 100 раз. Следовательно, диапазон варьирования момента инерции аккумулятора — порядка 10 000. Этим объясняются неудачи применения примитивных конструкций аккумуляторов кинетической энергии с маховиками переменного момента инерции, имевшие место в прошлом. Такие маховики, представляющие собой полые цилиндры, заполняемые жидкостью, сыпучими телами и пр., а также конструкции с раздвижными грузами, могли обеспечить лишь варьирование момента инерции, в тысячи раз меньшее требуемого.

Более реальными представляются конструкции, позволяющие варьирование момента инерции путем изменения передаточного числа привода.

§ 2. Инерционные рекуператоры с планетарными передачами

Такая схема инерционного рекуператора была предложена Н. К. Куликовым в 1951 г. Рекуператор Н. К. Куликова (рис. 52) представляет собой планетарную коробку передач с маховиком и бесступенчатым вариатором. Этот ре-

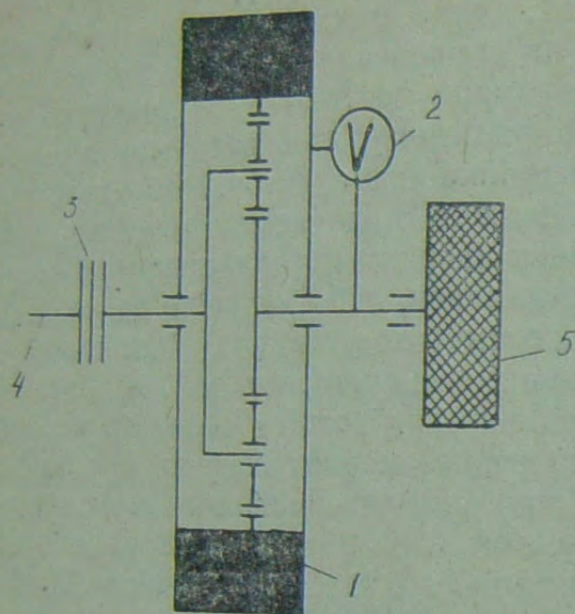


Рис. 52. Инерционный рекуператор механической энергии по схеме проф. Н. К. Куликова: 1 — маховик, 2 — вариатор, 3 — сцепление, 4 — вал двигателя, 5 — приведенная масса автомобиля.

куператор не был осуществлен из-за отсутствия прогрессивной передачи с требуемой характеристикой [76].

Фирмой Кларк (Англия) разработаны различные варианты рекуперативных тормозов, состоящих из маховиков и планетарных коробок передач [135].

Автобусный рекуперативный тормоз Гиректа — схема его изображена на рис. 53 — представляет собой четырехскорост-

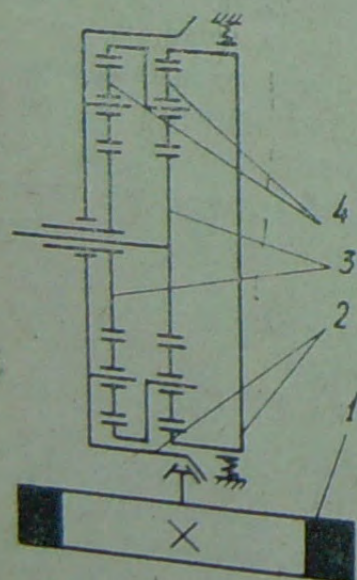


Рис. 53. Принципиальная схема рекуперативного тормоза Гиректа: 1 — маховик, 2 — зубчатые венцы, 3 — центральные шестерни, 4 — сателлиты.

ную планетарную коробку передач, соединенную солнечной шестерней с двигателем автобуса, водилом сателлитов — с карданным валом, а венцом — с маховиком, аккумулирующим кинетическую энергию автобуса совместно с энергией, выделяемой работающим двигателем. При торможении экипажа, связанного трансмиссией с водилом сателлитов, на венец передачи, а следовательно, и на вал маховика действует крутящий момент. Реактивный же момент, который и замедляет автомобиль, действует на вал двигателя. Поэтому двигатель автобуса не отключается ни при торможении, ни при разгоне.

Рекуперативный тормоз Гиректа целесообразно устанавливать на автомобиль со всеми ведущими осями для привода задних колес. Маховик привода весит 80 кг и вращается с максимальной угловой скоростью до 15000 об/мин. При диаметре маховика 0,57 м окружная его скорость достигает 450 м/сек. Форма маховика близка к диску равной прочности. При торможении экипажа маховик разгоняется совместной энергией двигателя и тормозимого автобуса с 12 до 15 тыс. об/мин. Ускорение при этом достигает 100 об/мин в 1 сек. Установленный на автобусе весом 10 т привод Гиректа позволяет производить торможение от 30 до 10 миль в час, а при разгоне, который продолжается около 15 сек, он заменяет дополнительный двигатель мощностью 120 л. с. При снижении скорости маховика ниже 12 тыс. об/мин, например при стоянке, оператор может по желанию, непосредственно из кабины соединить маховик с двигателем и разогнать его.

Как уже было отмечено, маховик привода Гиректа ввиду большой скорости вращения помещен в кожух с разреженной атмосферой, для снижения вентиляционных потерь. Воздух из кожуха непрерывно удаляется насосом, питающимся непосредственно от маховика. Благодаря этому разогнанный маховик может вращаться до остановки более недели. После ночной стоянки автобуса энергии маховика хватает для пуска двигателя. Включение передачи планетарной коробки производится автоматически при помощи электромагнитных муфт.

Следует отметить, что установка рекуперативного тормоза такого типа на автобус позволяет экономить до 50% топлива при малых расстояниях между остановками.

Фирмой Кларк было также разработано гидромеханическое устройство с маховиком для рекуперативного торможения.

ния, называемое Гидректа. Гидректа представляет собой сочетание планетарного привода Гиректа с гидродинамическим трансформатором для повышения плавности и легкости управления. При этом экономические показатели Гидректа несколько ниже, чем Гиректа, что объясняется потерями энергии в гидроприводе.

Маховик привода Гидректа имеет диаметр 0,51 м и весит 64 кг. Его максимальная угловая скорость — 20 000 об/мин. Общее время разгона неподвижного маховика до этих оборотов — 1 мин 40 сек.

Как отмечали в дискуссии по поводу приводов Гиректа и Гидректа профессора Висконсинского университета П. С. Майерс и О. Д. Юхара, основным преимуществом экипажей с этими устройствами является весьма интенсивный разгон, обусловленный повышением разгонной мощности при тех же размерах основного двигателя. Например, автомобиль весом около 1200 кг, снабженный двигателем 150 л. с. и устройством Гидректа, позволяет производить разгон с места до 100 км/час за 4,75 сек, а до 145 км/час — за 11,25 сек. Это очень высокие динамические показатели для автомобиля; среднее ускорение его достигало 6 м/сек².

Тормозные и динамические характеристики автомобилей с устройством Гиректа представлены на рис. 54.

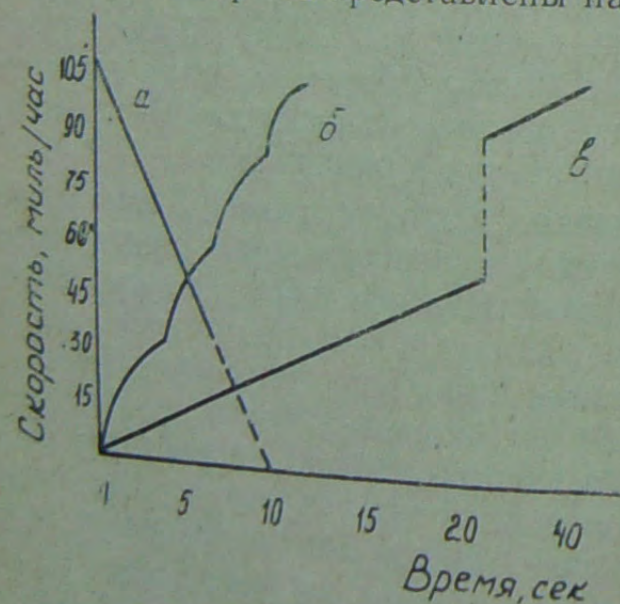


Рис. 54. Тормозные и динамические характеристики автомобиля с устройством Гиректа: а — тормозная характеристика, б — разгон автомобиля с устройством Гиректа, в — разгон обычного автомобиля.

Из-за ступенчатого изменения передаточного отношения привода работа рекуператоров кинетической энергии на основе маховиков и планетарных передач не достаточно эффек-

тивна. Кинетическая энергия движущейся машины выделяется при ее замедлении, а воспринимается она маховиком при его ускорении. Это вызывает необходимость в соединении трансмиссии машины и маховика бесступенчатой передачей с весьма широким диапазоном интенсивного регулирования передаточного отношения. Кроме того, высокие мощности, протекающие через привод, создают потребность в его высокой удельной мощности и высоком к. п. д. В связи с этим автором были разработаны новые схемы рекуператоров кинетической энергии на основе дискретного ленточного вариатора и маховика [16]. Изменение передаточного отношения дискретного ленточного вариатора основано на изменении диаметров мотков ленты в процессе перемотки.

§ 3. Дискретный ленточный вариатор

Принципиальная схема вариатора представлена на рис. 55. Он состоит из двух мотков — 1 и 2 ленты, навитой на валы, с посаженными на них маховыми массами 3 и 4. Один из маховиков — 3, имитирующий, например, движущуюся машину, вращается. Другой маховик — 4 остановлен, причем вся

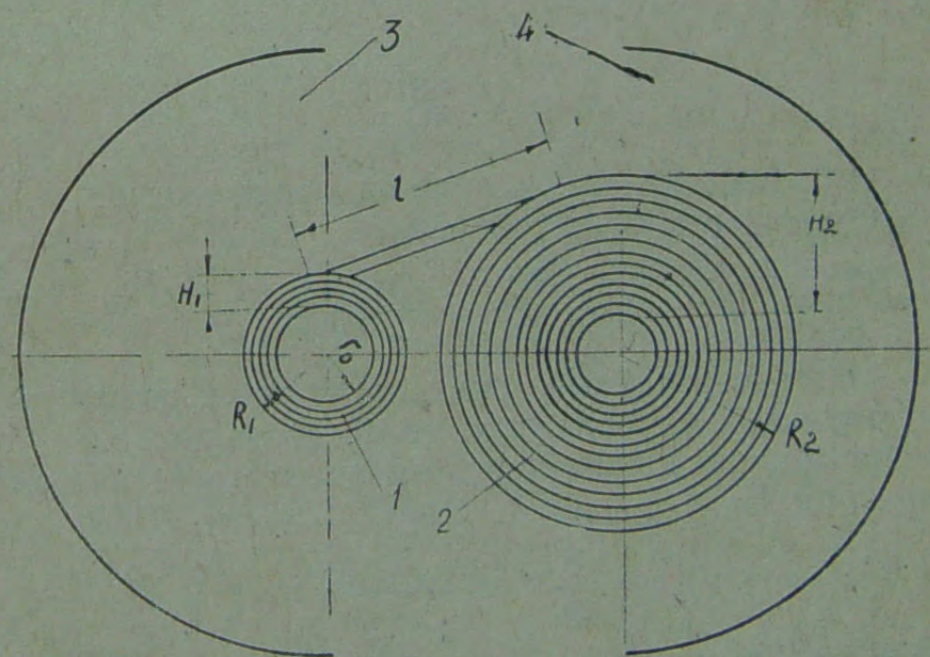


Рис. 55. Принципиальная схема дискретного ленточного вариатора: 1 — малый моток, 2 — большой моток, 3 и 4 — маховики.

лента намотана на его вал. При навивании ленты на вал вращающегося маховика 3 она сматывается с другого мотка, и маховик 4 разгоняется по мере перемотки ленты. В конце цикла, когда вся лента сматывается с вала маховика 4, последний имеет максимальную скорость. Далее цикл может повторяться. Такие приводы могут обеспечить использование кинетической энергии циклических машин с малыми внутренними потерями на цикл.

Ниже рассматриваются основные характеристики дискретных ленточных вариаторов [31, 32]. Здесь принят ряд допущений:

1. Лента считается нерастяжимой, и витки ее плотно прилегают друг к другу.
2. Длиной отрезка ленты между двух мотков пренебрегаем.
3. Изменением момента инерции мотков ленты в процессе перемотки пренебрегаем.

Погрешности в расчетах, связанные с принятыми допущениями, не превысят 3%.

Очевидно, что толщина слоя витков ленты H на мотке составит (см. рис. 55):

$$H = \frac{h\varphi}{2\pi}, \quad (70)$$

где h — толщина ленты; φ — угол поворота мотка.

Радиус мотка R при этом равен:

$$R = r_0 + \frac{h\varphi}{2\pi} = \frac{h(\varphi_0 + \varphi)}{2\pi}, \quad (71)$$

где φ_0 — вспомогательный фиктивный угол поворота мотка, соответствующий намотке слоя ленты толщиной r_0 .

Мгновенное значение передаточного отношения ленточного вариатора

$$i_1 = \frac{R_1}{R_2} = \frac{\varphi_0 + \varphi_1}{\varphi_0 + \varphi_2}, \quad (72)$$

где φ_1 и φ_2 — углы поворота соответственно тормозимого и разгоняемого мотков ленты от их начального положения, когда $H=0$.

Из условия цельности ленты ее полная длина

$$L = \frac{R_1\varphi_1 + R_2\varphi_2}{2} = \frac{h(\varphi_0 + \varphi_1)\varphi_1 + h(\varphi_0 + \varphi_2)\varphi_2}{4\pi}. \quad (73)$$

С другой стороны, длина ленты в начальный и конечный моменты работы, когда она вся навита на один барабан, равна:

$$L = \frac{R_c\varphi_c}{2} = \frac{h(\varphi_0 + \varphi_c)\varphi_c}{4\pi}, \quad (74)$$

где φ_c — суммарный угол поворота мотка.

Из (73) и (74) после несложных преобразований выведем:

$$\varphi_2^2 + 2\varphi_0\varphi_2 + \varphi_1^2 + 2\varphi_0\varphi_1 + \varphi_0^2 - 2\varphi_0\varphi_c = 0. \quad (75)$$

Решая (75) относительно φ_2 , имеем:

$$\varphi_2 = -\varphi_0 \pm \sqrt{(\varphi_0 + \varphi_c)^2 - (\varphi_1^2 + 2\varphi_0\varphi_1)}. \quad (76)$$

Подставляя значение φ_2 из (76) в (72), получаем передаточное отношение ленточного вариатора i в зависимости от угла поворота входного вала φ_1 (рис. 56):

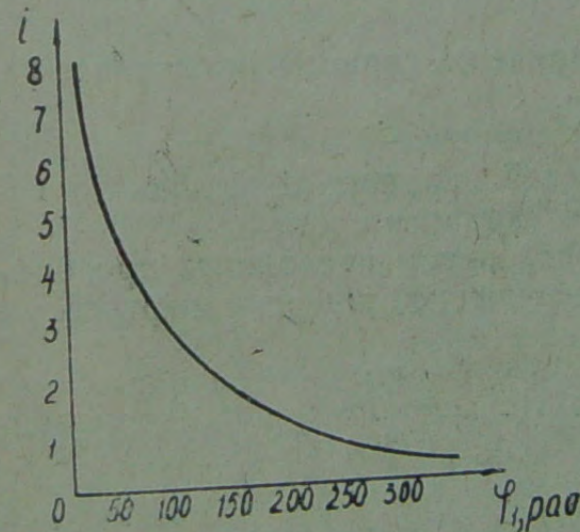


Рис. 56. Передаточное число дискретного ленточного вариатора i в зависимости от угла поворота ведущего вала φ_1 , рад.

$$i = \pm \frac{\varphi_0 + \varphi_1}{\sqrt{(\varphi_0 + \varphi_c)^2 - (\varphi_1^2 + 2\varphi_0\varphi_1)}}. \quad (77)$$

Знак $\pm$ характеризует направление намотки ленты; в дальнейшем принимаем знак $+$.

В целях упрощения дальнейших расчетов полагаем, что во включенном механизме (следовательно, за исключением граничных режимов) отсутствуют потери энергии.

Передаточное отношение механизма можно представить как отношение угловых скоростей мотков:

$$i = \frac{\dot{\varphi}_2}{\dot{\varphi}_1}. \quad (78)$$

С другой стороны:

$$\dot{\varphi}_1^2 + \dot{\varphi}_2^2 = \frac{2E_c}{I}, \quad (79)$$

где E_c — суммарная кинетическая энергия; I — приведенный момент инерции маховика.

Отсюда имеем:

$$\dot{\varphi}_1 = \pm \sqrt{\frac{2E_c}{I(1+i^2)}}, \quad (80)$$

$$\dot{\varphi}_2 = \pm \sqrt{\frac{2E_c i^2}{I(1+i^2)}}. \quad (81)$$

Знаки $\pm$ характеризуют направление вращения мотков; в дальнейшем принимаем знак $+$.

Подставляя в (80) и (81) значение i из (77), получаем выражения для угловых скоростей входного и выходного валов как функции угла поворота входного вала.

С использованием (80) и (81) путем несложных преобразований выводим значения кинетической энергии первого и второго маховиков:

$$E_1 = \frac{E_c}{1+i^2}, \quad (82)$$

$$E_2 = \frac{E_c i^2}{1+i^2}. \quad (83)$$

Соотношение кинетических энергий маховиков в любой момент времени, согласно (82) и (83), равно:

$$\frac{E_1}{E_2} = i^{-2}. \quad (84)$$

Отсюда следует, что теоретически при максимальном пе-

редаточном отношении $i \approx 7$, аккумулируется около 98% энергии.

Чтоб определить нагрузки, действующие на механизм, необходимо иметь значения угловых ускорений маховых масс; для этого достаточно найти первую производную угловой скорости по времени. Однако это затруднительно, поскольку значения угловых скоростей по формулам (80) и (81) представлены как функции передаточного отношения, а следовательно, угла поворота входного вала механизма. Это возможно сделать исходя из изменения кинетической энергии по углу поворота.

Известно, что $dE = M d\varphi$, и значит:

$$M = \frac{dE}{d\varphi}. \quad (85)$$

Используя (82) и (85), после ряда преобразований определяем крутящий момент на валу первого маховика:

$$M_1 = -2E_c \frac{\varphi_1 + \varphi_0}{(\varphi_0 + \varphi_c)^2 + \varphi_0^2}. \quad (86)$$

Крутящий момент на валу второго маховика может быть установлен по формуле:

$$M_2 = \frac{M_1}{i}. \quad (87)$$

Угловые ускорения маховых масс, необходимые для определения нагрузок, находятся по известному выражению:

$$\ddot{\varphi} = \frac{M}{I}. \quad (88)$$

Из (86), (87) и (88) имеем:

$$\ddot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_{\max}^2 \frac{\varphi_1 + \varphi_0}{(\varphi_0 + \varphi_c)^2 - \varphi_0^2}, \quad (89)$$

$$\ddot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_{\max}^2 \frac{\sqrt{(\varphi_0 + \varphi_c)^2 - \varphi_1^2 - 2\varphi_0\varphi_1}}{(\varphi_0 + \varphi_c)^2 - \varphi_0^2}, \quad (90)$$

где $\dot{\varphi}_{\max}$ — максимальная угловая скорость маховика, соответствующая кинетической энергии E_c . Значения $\ddot{\varphi}$ взяты без учета знака. Полагаем, что первый маховик замедляется, т. е. $\ddot{\varphi}_1$ имеет знак $-$, а второй ускоряется — $\ddot{\varphi}_2$ имеет знак $+$.

При найденных значениях скоростей и ускорений не представляет трудности определение связи между величиной угла и продолжительностью поворота:

$$t = \int_0^{\varphi_1} \frac{d\varphi_1}{\dot{\varphi}_1} = \frac{\sqrt{(\varphi_0 + \varphi_c)^2 + \varphi_0^2}}{\dot{\varphi}_{\max}} \left(\arcsin \frac{\varphi_1 + \varphi_0}{\sqrt{(\varphi_0 + \varphi_c)^2 + \varphi_0^2}} - \arcsin \frac{\varphi_0}{\sqrt{(\varphi_0 + \varphi_c)^2 + \varphi_0^2}} \right). \quad (91)$$

Чтоб установить полное время срабатывания механизма, следует в (91) φ_1 заменить на φ_c .

Мгновенная мощность привода

$$N = M_1 \dot{\varphi}_1 = M_2 \dot{\varphi}_2.$$

Натяжение ленты вариатора зависит как от передаваемого мотком крутящего момента, так и от радиуса намотки. С использованием (71) и (86) имеем:

$$S = \frac{M_1}{R_1} = \frac{4\pi E_c}{h[(\varphi_0 + \varphi_c)^2 + \varphi_0^2]} = \text{const.} \quad (92)$$

Следовательно, натяжение ленты механизма все время остается постоянным, что создает особо благоприятные условия для работы дискретного вариатора.

В целях изменения режима работы рекуперативного тормоза разработаны варианты с лентой переменной толщины. Толщина ленты по длине может изменяться ступенчато, и на определенной длине отрезка ленты механизм работает согласно вышеприведенным зависимостям. Это условие отвечает и технологическим особенностям изготовления таких лент [16].

§ 4. Инерционный рекуператор с дискретным вариатором

Особенность работы рекуператора заключается в том, что лента в ленточном вариаторе при торможении и разгоне перематывается в разных направлениях. Это обусловлено наличием реверса при применении его на транспортном средстве, движущемся в одном направлении (например, автомобиле). Реверсирование может быть осуществлено различными средствами, как-то коническими шестернями с обгонной муфтой, путем переворота ленточного механизма и др.

Схема рекуператора с реверсированием ленточного дискретного вариатора коническими шестернями с обгонной муфтой изображена на рис. 57. Маховик 1 жестко связан с обгон-

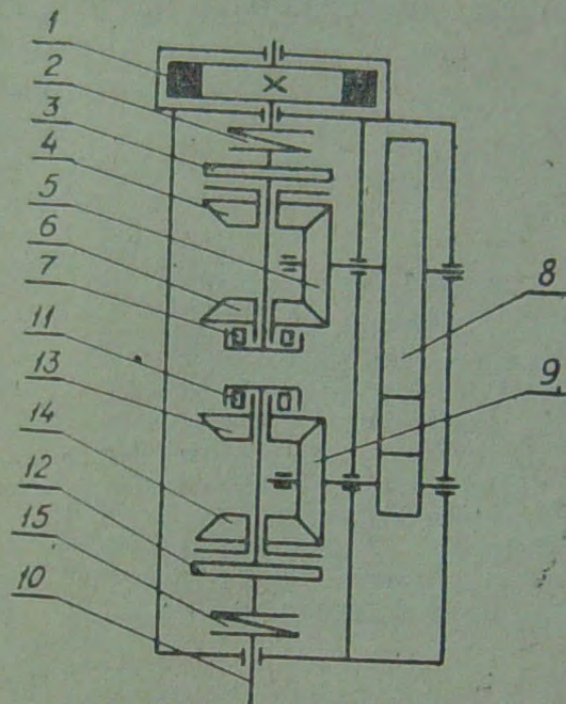


Рис. 57. Схема рекуператора с зубчатым реверсом: 1 — маховик, 2 и 15 — упругие муфты, 3 и 12 — фрикционные муфты, 4, 5, 6, 9, 13 и 14 — конические колеса, 8 — дискретный вариатор, 10 — вал трансмиссии, 7 и 11 — автологи.

ной муфтой 7; а с конической шестерней 4 он связан фрикционной муфтой 3. Один вал ленточного вариатора 8 соединен жестко с конической шестерней 5, второй же вал — с конической шестерней 9. Ведущие колеса автомобиля жестко связаны с валом 10, на котором закреплены обгонная 11 и фрикционная 12 муфты — через них поочередно передается крутящий момент коническими шестернями. Гибкие муфты 2 и 15 выполняют роль промежуточных аккумуляторов механической энергии и служат для устранения динамических нагрузок в момент включения тормоза.

При торможении автомобиля включается фрикционная муфта 12, передавая крутящий момент дискретному ленточному вариатору 8 через конические шестерни 14 и 9. Лента вариатора 8, перематываясь, разгоняет маховик через конические шестерни 5 и 6 и обгонную муфту 7. Разгон автомобиля происходит при включении фрикционной муфты 3, и крутящий момент, протекая в обратном направлении через конические шестерни 4 и 5, ленточный вариатор 8, конические

шестерни 9 и 13 и обгонную муфту 11, передается на колеса автомобиля.

Схема рекуперативного тормоза с реверсированием путем переворота ленточного механизма представлена на рис. 58.

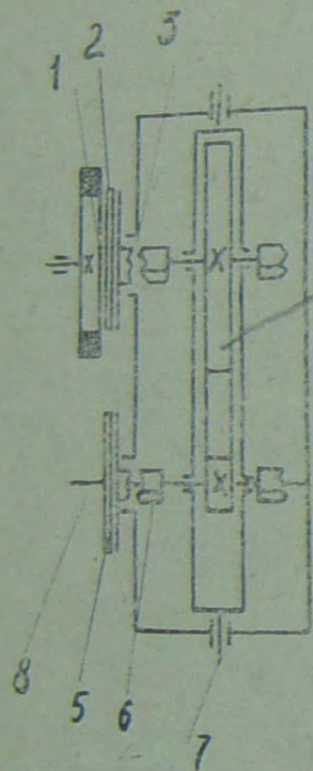


Рис. 58. Схема рекуператора с поворотной кареткой: 1 — маховик, 2 и 5 — фрикционные муфты, 3 и 6 — зубчатые муфты, 4 — дискретный вариатор, 7 — ось поворотной каретки, 8 — вал трансмиссии.

В этой схеме маховик 1 связан с валом вариатора 4 фрикционной 2 и кулачковой (или зубчатой) 3 муфтами, второй вал вариатора 4 связан с трансмиссией автомобиля 8 также фрикционной 5 и кулачковой 6 муфтами. Поворот ленточного механизма на 180° с целью изменения направления намотки ленты производится маломощным сервоприводом, подсоединенным к валу 7 (в промежутке между процессами торможения и разгона необходимо перевернуть ленточный механизм на 180°).

При торможении или разгоне необходимо включение сначала обеих кулачковых муфт, а затем фрикционных. После завершения процесса следует выключить вначале фрикционные, а затем кулачковые муфты. Последнее производится автоматически с помощью датчика степени намотки ленты и любой из систем управления автомобиля — механической, пневматической, электрической и пр.

Для проверки расчетных данных и работоспособности рекуператора был изготовлен опытный его образец, опробованный как в стендовых условиях, так и на автомобиле УАЗ-450 (автомобиль УАЗ-450 был выбран в качестве экспериментального главным образом благодаря наличию двух ведущих мостов, что облегчило задачу подсоединения рекуператора к трансмиссии).

На стенде с ручным управлением (рис. 59) приведенная

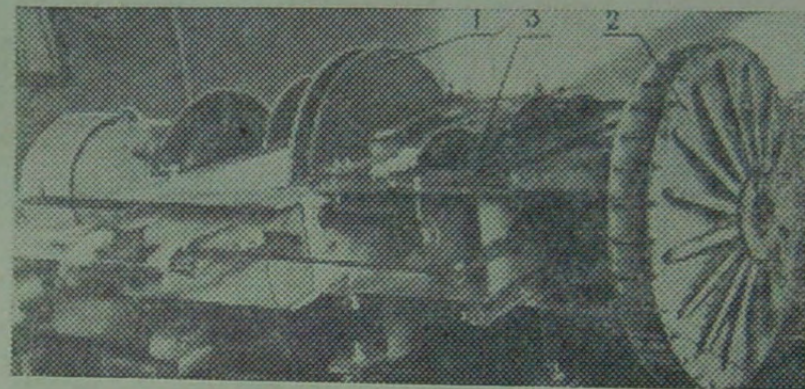


Рис. 59. Стенд для испытаний рекуперативного тормоза: 1 — маховик, имитирующий автомобиль, 2 — маховик-аккумулятор, 3 — дискретный вариатор.

масса автомобиля имитировалась дополнительным маховиком 1, разгоняемым электромотором. Энергия накапливалась в маховике 2, помещенном в кожух. Дискретный вариатор 3 помещался в поворотной каретке.

После стендовых испытаний рекуператор был установлен на экспериментальном автомобиле (рис. 60, 61). Выходной вал рекуператора соединялся с первичным валом раздаточной коробки с помощью глухой муфты. Приводным был передний мост автомобиля, задний мост отключен и карданный вал снят. Между первичным валом раздаточной коробки и механизмом включения рекуператора находилась упругая муфта. Механизм включения рекуператора — кулачковая муфта с тремя скошенными храповыми зубьями на одной муфте и тремя прямыми зубьями — на другой. Подвижной была муфта с прямыми зубьями. Полумуфта приводилась в движение



Рис. 60. Экспериментальный автомобиль с рекуперативным тормозом.

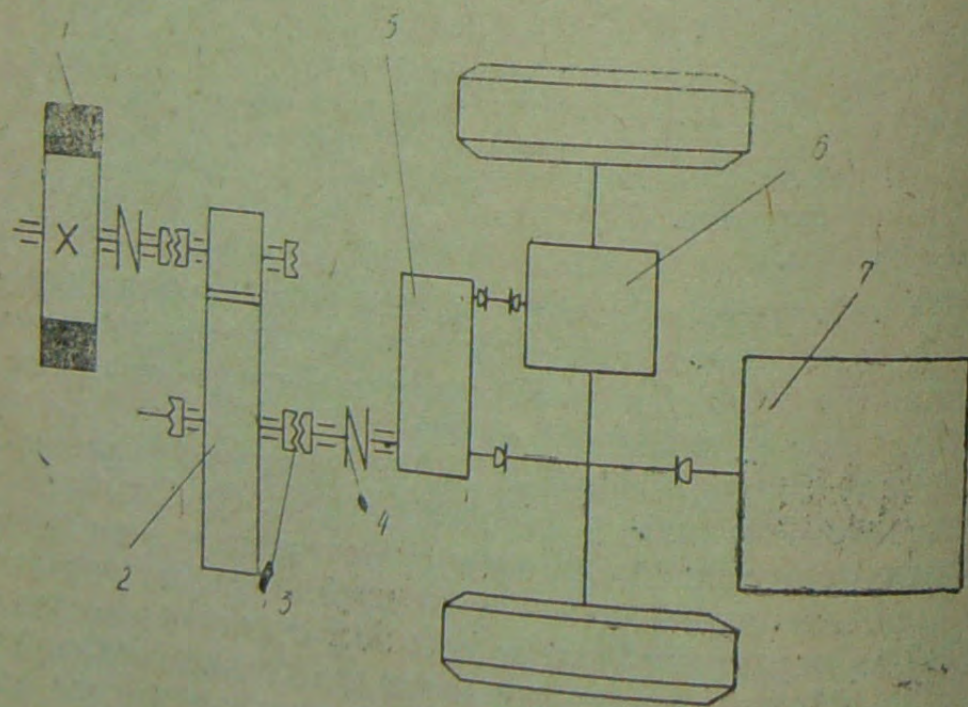


Рис. 61. Кинематическая схема автомобиля с рекуператором кинетической энергии: 1 — маховик, 2 — дискретный вариатор, 3 — кулачковая муфта, 4 — упругая муфта, 5 — раздаточная коробка, 6 — передний мост, 7 — двигатель и коробка передач.

рычагом с рукояткой. Включался рекуператор вручную. Поворот каретки с ленточным механизмом на 180° в горизонтальной плоскости производился с помощью червячной передачи и вала с рукояткой, выходящей к оператору. Между аккумулятором (маховиком) и вариатором поставлены аналогичные кулачковая и упругая муфты.

Управление рекуператором осуществлялось следующим образом. Автомобилю сообщалась скорость, несколько превышающая 30 км/час . Затем по сигналу оператора водитель выключал сцепление двигателя и устанавливал рычаг коробки передач в нейтральное положение. Тотчас же после выключения сцепления оператор включал рекуператор с помощью рычага, передвигающего полумуфту первичного вала раздаточной коробки. Автомобиль начинал торможение, сопровождавшееся интенсивным разгоном маховика аккумулятора. В конце торможения, когда щуп автоматического контроля (датчика степени намотки) соприкасался с оголенным участком ленты, срабатывала система автоматического контроля и привод, отключенный от трансмиссии автомобиля, стопорился. Разгон производился аналогично.

Эксперименты, проведенные на автомобиле с рекуперативным тормозом, подтвердили принципиальную возможность применения данной системы рекуперирования кинетической энергии на автомобиле. Несмотря на конструктивные недостатки испытанной системы рекуператора, она показала удовлетворительные характеристики торможения и разгона. Торможение автомобиля со скорости примерно 30 км/час , т. е. средней и даже высокой скорости регулярного торможения городских автобусов, производилось совершенно без участия фрикционных тормозов. Торможение было плавным, без рывков и весьма комфортабельным. Рекуператор в этом случае играл роль замедлителя.

Разгон автомобиля энергией, накопленной при торможении, производился весьма плавно, намного превышая комфортабельность обычного разгона при помощи коробки передач. После разгона автомобиля рекуператором сразу включалась высшая передача. Таким образом, разгон автомобиля осуществлялся без применения низших и промежуточных передач.

Измерение расхода горючего показало, что разгон авто-

мобилья с места до 30 км/час без участия рекуператора требовал 28 см³ горючего; разгон же рекуператором и двигателем совместно до той же скорости в тех же условиях требовал всего 16 см³ горючего — т. е. на каждом разгоне экономилось около 45% горючего. Эти показатели близки к полученным Р. Кларком на его системе рекуперативного тормоза.

Имеющиеся расчетные и экспериментальные данные позволяют сделать примерный вывод об эффективности применения рекуператора кинетической энергии на городском автобусе.

Рассмотрим характерный цикл движения автобуса типа ЛАЗ-695. При этом примем среднее расстояние между остановками равным 300 м (рис. 62, кривая 1). Наиболее эко-

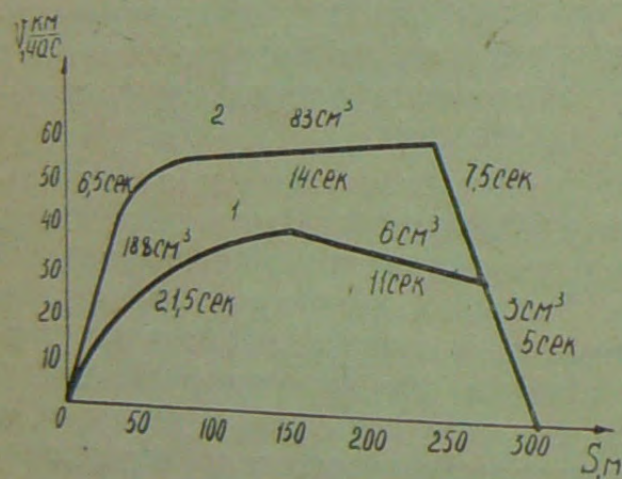


Рис. 62. Схема к определению экономичности автомобиля с рекуперативным тормозом.

номичным в этом случае принят такой цикл движения, при котором автобус разгоняется примерно до 40 км/час, затем движется накатом и с 30 км/час начинает торможение. Динамические качества автобуса позволяют разгон от 0 до 40 км/час на расстоянии около 150 м. Проведенные эксперименты показывают, что на это уходит в среднем времени 21,5 сек и топлива 188 см³. Далее, двигаясь накатом, автобус примерно за 120 м снижает скорость с 40 до 30 км/час, затратив на это 11 сек времени и 6 см³ топлива при работе двигателя на холостом ходу. Для торможения с 30 км/час до

остановки требуется около 25—30 м пути, 5 сек времени и 3 см³ горючего. Стоянка на остановке также отнимает до 3 сек времени и 3 см³ горючего.

Подсчитав затраты времени и горючего, получаем, что на выполнение описанного цикла расходуется 45 сек времени и 200 см³ горючего. Средняя скорость автобуса за цикл около 24 км/час. Эти данные хорошо согласуются с экспериментом.

Рассмотрим теперь предполагаемый цикл движения автобуса с рекуператором (см. рис. 62, кривая 2). Ввиду того что вес рекуператора составляет всего около 2% от веса автобуса, возрастанием расхода горючего в связи с увеличением сопротивления движению можно пренебречь.

Примем, что торможение производится с максимальной допустимой для города скорости — 60 км/час. Анализ к. п. д. рекуператора на автобусе подобного типа показывает, что после проведения торможения рекуператор в перспективе может разгонять машину до скорости, составляющей около 85% от величины скорости перед торможением. Поэтому считаем, что автобус разгоняется рекуператором до скорости 50 км/час.

Исходя из условия комфорта пассажиров и оптимального сцепления колес с дорогой, принимаем путь разгона приблизительно 40—45 м, время разгона — 6,5 сек. Далее, на пути около 200 м автобус разгоняется двигателем до 60 км/час. Данные экспериментов показывают, что на прохождение этого участка пути требуется около 80—90 см³ горючего и 14 сек времени. Далее следует рекуперативное торможение с 60 км/час до остановки примерно за 7,5 сек на пути около 60 м. Условия стоянки на остановке принимаем те же, что и в предыдущем случае. Так как двигатель заводится самостоятельно при соединении его с трансмиссией разгоняемого автомобиля, работа его на холостом ходу при торможении и стоянке машины исключается. Подсчет показывает, что при таком цикле расход времени составляет около 33 сек, горючего — 80—90 см³. Средняя скорость за цикл — 33 км/час. Таким образом:

1. При увеличении средней скорости цикла с 24 до 33 км/час теоретическая производительность машины может возрасти примерно в 1,4 раза.

2. Вследствие одновременного увеличения производительности машины и уменьшения расхода горючего затраты горючего на совершение единицы полезной работы сокращаются более чем в 2 раза.

3. Из-за сокращения продолжительности работы двигателя и работы его преимущественно на оптимальном режиме увеличивается его долговечность.

4. Вследствие того что пользование обычными фрикционными тормозами предполагается лишь в исключительных случаях (при экстренном или внеплановом торможении), значительно увеличится срок их службы и повысится готовность к действию.

5. Разгон машины рекуператором без помощи коробки передач уменьшит роль низших передач, что может привести к упрощению трансмиссии автомобиля путем сокращения числа передач в коробке.

6. Вследствие того что при торможении рекуператором колеса машины кинематически связаны с вращающимся маховиком, их блокировка невозможна даже на самой скользкой дороге. Это свойство рекуперативного торможения повышает устойчивость движения.

7. Немаловажно и то, что сокращение работы двигателя и расхода горючего значительно снижает выделение вредных выхлопных газов в атмосферу. При этом известно, что выделение вредных газов двигателем при устойчивой его работе значительно меньше, чем при неустановившемся режиме — разгоне машины или на холостом ходу. Между тем использование рекуператора устраняет именно последний режим.

В настоящее время ведутся разработка и испытания рекуператоров для основных типов отечественных городских автобусов. Общий вид рекуператора для автобусов типа ЛАЗ-695 с пневматическим управлением представлен на рис. 63. Рекуператор, изображенный в демонтированном виде, устанавливается в моторном отсеке автобуса, справа от двигателя. Он подвешивается на резиновых подушках к излучателю правому лонжерону автобуса и подключается к валу отбора мощности коробки передач или непосредственно к главной передаче карданным валом.



Рис. 63. Общий вид рекуператора с пневматическим управлением для автобусов весом 10—15 т, рядом с экспериментальным автобусом.

ГЛАВА V

ПУТИ СОЗДАНИЯ ЭФФЕКТИВНЫХ ИНЕРЦИОННЫХ АККУМУЛЯТОРОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

Несмотря на многовековую историю маховика, развитие инерционных аккумуляторов до середины XX в. шло чрезвычайно медленно. Повинен в этом был преимущественно низкий уровень техники прошлых веков. Но и сейчас, несмотря на огромные возможности современной техники, совершенство инерционных аккумуляторов оставляет желать большего.

Совершенство инерционного аккумулятора определяется в основном его удельной энергоемкостью и безопасностью, малыми внутренними потерями и удобной характеристикой накопления и выделения энергии.

§ 1. Повышение прочности, энергоемкости и безопасности

В настоящее время одним из самых эффективных инерционных аккумуляторов с монолитным маховиком можно считать устройство Гиректа фирмы Кларк. Определим энергоемкость его маховика.

Окружная скорость маховика достигает 400—450 м/сек. Форма — средняя между диском постоянной толщины и рав-

ной прочности с коэффициентом рациональности K примерно $0,1 \text{ м}^4/\text{кн} \cdot \text{сек}^2$. По диаграмме $U-K$ (см. гл. VI) определяем, что напряжение в диске достигает 2500—3000 кГ/см². Удельная энергоемкость такого диска составляет 2500—3000 кГм/кг. Это очень высокий показатель для маховика. Для сравнения отметим, что этот показатель у маховиков фирмы Эрликон и отечественных составляет соответственно всего 1400 и 700 кГм/кг.

При существующих конструкционных материалах нельзя ожидать сколь-нибудь значительного увеличения энергоемкости маховиков. При трехкратном запасе прочности, что необходимо для монолитных маховиков, предел прочности материала маховика фирмы Кларк достигает 9000 кГ/см². Это чрезвычайно высокая прочность для материала с диаметром заготовки свыше 0,5 м. Ясно, что с повышением размеров заготовки из этого же материала прочность ее падает. Между тем энергоемкость маховика фирмы Кларк невелика по сравнению с аккумуляторами иных типов — электрохимические и пневматические аккумуляторы обладают удельной энергоемкостью, которая в 4—10 раз выше.

Внутренние потери в инерционном аккумуляторе фирмы Кларк невелики. Если маховик отечественного шахтного гироваза полностью гасит свою угловую скорость за 4 часа, маховик фирмы Эрликон — за 12 часов, то маховик фирмы Кларк вращается до остановки около недели. Это достигается прежде всего помещением тела вращения в вакуум. Значительно уменьшено и трение в подшипниках. Оно составляет всего около 3 Гсм на килограмм веса маховика. Напоминаем, что в обычных подшипниках маховиков, например шахтного гироваза, эта величина равна 90 Гсм/кг.

Средняя потеря энергии вращающимся маховиком фирмы Кларк составляет 0,025 вт/кг. Данный показатель настолько мал, что его можно считать близким к аналогичному для электрохимических аккумуляторов. Однако и это не предел. Роторы — маховики, подвешенные в магнитном подвесе, имеют потери энергии порядка $1,5 \cdot 10^{-6}$ вт/кг при 18 000 об/мин. Хуже всего, пожалуй, обстоит дело с безопасностью быстровращающихся маховиков. Несмотря на высокий запас прочности, не исключен разрыв маховика. Это может иметь место, например, при аварии транспортного средства с маховиком, случайном превышении угловой ско-

рости маховика и пр. Массивные осколки, летящие со скоростью около 450 м/сек и более, обладают высокой пробивной способностью и могут нанести большой ущерб. Эта «опасность», связанная с применением маховика, также сдерживает его распространение.

Перейдем к рассмотрению перспективного инерционного аккумулятора. Как уже было отмечено, значительное повышение предела прочности монолитных стальных заготовок для маховиков затруднительно и определяется общим уровнем металлопромышленности. Дальнейшим совершенствованием формы маховика и повышением его окружной скорости без увеличения допустимых напряжений опять-таки невозможно добиться ощутимого увеличения энергоемкости, поскольку у современных маховиков коэффициент рациональности формы очень близок к его предельному значению (для стальных дисков около $0,125 \text{ м}^4/\text{кн} \cdot \text{сек}^2$).

В настоящее время техника располагает материалами значительно большей прочности, чем стальные монолитные заготовки. Например, стальная холоднокатаная лента имеет предел прочности свыше 200 кг/мм^2 . Еще большей прочностью обладает стальная холодноотянутая проволока — до 400 кг/мм^2 и выше. Созданы и выпускаются специальные волокна, обладающие весьма высокой прочностью: например, волокна из SiO_2 , покрытые тонким слоем алюминия, при удельном весе около $2,5 \text{ Г/см}^3$, обладают разрывной прочностью около 600 кг/мм^2 [1].

Использование подобных материалов для маховиков (супермаховиков) позволило бы во много раз увеличить их энергоемкость. В этом случае необходимы специальные конструкции маховиков. На рис. 64 представлен маховик, изготовленный из высокопрочной стальной ленты. Лента 1 навита в виде обода и посажена на диск 2, изготовленный из материала с достаточно высоким отношением $\frac{\sigma}{\gamma}$ и сравнительно низким модулем упругости, например дюралюминия. Между диском и ободом находится упругая прокладка 3, например из резины или нейлона [19]. При значительных окружных скоростях обода он расширяется в большей степени, чем диск, и может «освободиться». Для предотвращения этого и компенсации полученного зазора и служит упругая прокладка. Витки ленты, кроме последнего, соединены друг

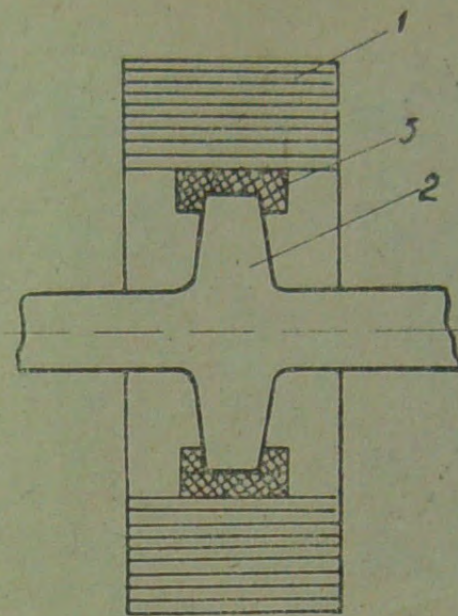


Рис. 64. Высокоэнергоемкий маховик с ободом, навитым из стальной ленты (супермаховик): 1 — ленточный обод, 2 — несущий центр, 3 — упругое звено.

с другом путем склеивания или другим способом, не нарушающим ее прочности, например диффузионной сваркой. Это необходимо для восприятия небольших радиальных напряжений в ободе. Последний виток, имеющий ослабление в виде, например, отверстия, навит свободно, а конец его соединен с мотком вышеупомянутым способом.

При вращении маховика в направлении навивки ленты и превышении допустимой скорости максимальные напряжения испытывает внешний, свободный виток ленты. Разрываясь, он отходит в сторону и под действием центробежной силы прижимается к кожуху маховика, тормозя маховик. На рис. 65 показаны такие маховики до испытаний, а на рис. 66 после испытаний на разрыв. Такой маховик не может вызвать серьезных аварий, так как не дает осколков и, по существу, остается целым.

Аналогичный результат был достигнут при изготовлении обода маховика (супермаховика) из стекловолокна с эпоксидной связкой. Разрыв такого маховика также безопасен — обод «размочаливается» на тонкие волокна, не способные пробить даже слабый кожух (рис. 67). Энергоемкость такого супермаховика, разработанного автором совместно с А. М. Куперманом, — 11 тыс. кгм/кг — почти вдвое выше, чем у аналогичных супермаховиков фирмы Локхид при более безопасном разрыве.

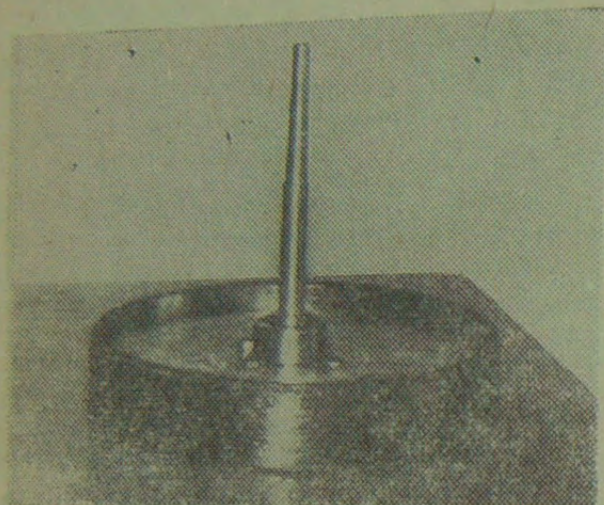


Рис. 65. Ленточный маховик.

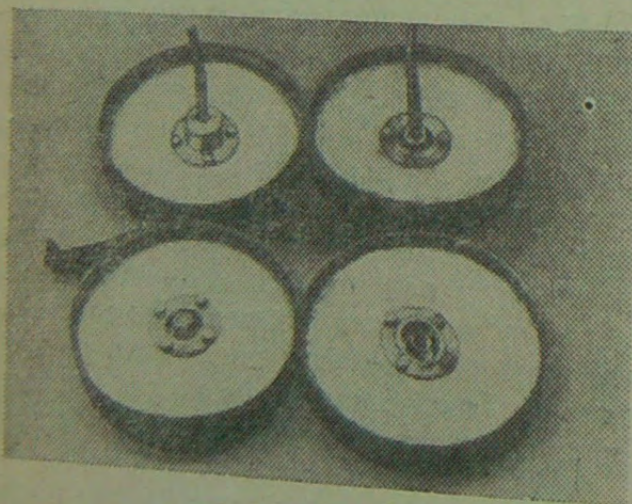


Рис. 66. Ленточный маховик после испытаний на разрыв.

Коэффициент запаса прочности его может быть значительно меньшим, чем у монолитных маховиков (примерно, 1,2—1,5). Энергоемкость таких маховиков равна $e = c \frac{[\sigma]}{\gamma}$, где $c = 0,008$ (для ободов), а $[\sigma]$ определяется как $\frac{\sigma_n}{K}$, где K — коэффициент запаса.



Рис. 67. Супермаховик из ориентированного стеклопластика после испытаний на разрыв.

Для приведенных выше материалов — ленты, проволоки и высокопрочного волокна из кварца — соответственно удельная электроемкость равна примерно 12 000, 24 000 и 90 000 $\kappa\Gamma\text{м/кг}$. Это уже значительно больше, чем в современных и перспективных аккумуляторах других типов. Аналогичные показатели у американских супермаховиков фирмы Локхид и д-ра Д. В. Рабенхорста.

Перспективные кварцевые волокна, обладающие пределом прочности свыше 2000—3000 $\kappa\Gamma/\text{мм}^2$ (по Рейнкоберу и Эндереггу), позволили бы еще в несколько раз повысить энергоемкость маховиков, однако в настоящее время такие волокна получены лишь в лабораториях [1].

§ 2. Уменьшение внутренних потерь

Как было отмечено выше, маховик фирмы Кларк имеет потери мощности в среднем $0,025 \text{ вт/кг}$ при моменте сопротивления около 3 Гсм/кг . Этот показатель может быть еще более уменьшен путем применения специальных подвесок маховиков. Для валов с вертикальной осью вращения наиболее удобным и эффективным методом снижения потерь в подшипниках является магнитное подвешивание. В настоящее время магнитное подвешивание используется большей частью в точных приборах.

Первые исследования магнитного подвешивания тел проводились еще Эрншоу и Максвеллом в середине прошлого века, однако ряд вопросов, связанных с магнитным подвешиванием, остался неисследованным по настоящее время. В частности, отсутствуют данные о подвешивании достаточно массивных дисков в поле постоянных магнитов, когда зазоры между ними достаточно малы; мало исследован вопрос о влиянии потерь на вихревые токи, возникающие вследствие нахождения в магнитном поле подвески различных металлических частей. Остается также неисследованным вопрос о применении магнитной подвески с постоянными магнитами для случаев быстрого вращения, что необходимо, например, при подвешивании вращающихся с большой угловой скоростью маховиков инерционных аккумуляторов.

Вследствие того что практически невозможно создание однородного магнитного поля постоянных магнитов, теоретические расчеты вопросов магнитного подвешивания тел не дают удовлетворительных результатов. В связи с этим был исследован процесс вращения дисков (маховиков), подвешенных в магнитном поле на специальных стендах. Схема стенда представлена на рис. 68. Диск 1 поддерживается в подвешенном состоянии при помощи кольцеобразных постоянных оксиднобариевых магнитов 2. Полюса магнитов и зазоры между ними выбраны таким образом, чтобы диск находился в устойчивом равновесии по вертикальной оси. С целью устранения боковых перемещений предусмотрены шарикоподшипники 3, в которых вал диска 4 — на скользящей посадке. В процессе испытаний, чтобы избежать заметного влияния вентиляционных потерь, диск разгонялся до скорости, не превышающей 240 об/мин .

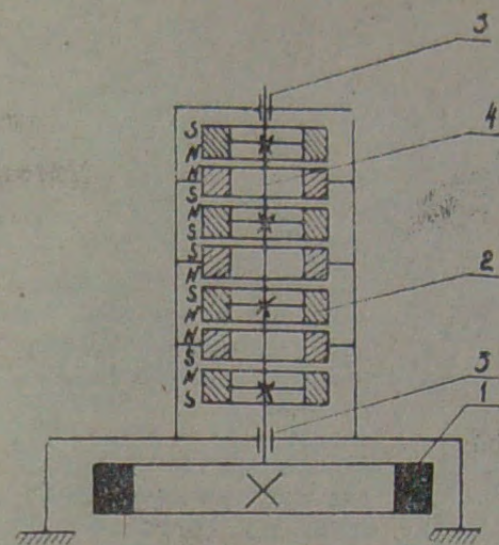


Рис. 68. Схема стенда магнитной подвески маховика: 1 — маховик, 2 — магниты, 3 — подшипники, 4 — ось.

Экспериментальные исследования магнитной подвески показали значительное снижение потерь в подшипниках при вывешивании массивного диска с помощью магнитов. Так, например, момент трения в подшипниках без применения магнитной подвески составил 17 Гсм . При вывешивании же диска с помощью магнитов были получены средние значения момента трения $0,7 \text{ Гсм}$ или около $0,12 \text{ Гсм/кг}$. Это обуславливает очень малые внутренние потери энергии в аккумуляторе [18, 27]. Подвешивание же маховика в вакуумной магнитной подвеске без непосредственного контакта с опорами (рис. 69) практически устраняет потери энергии при вращении.

§ 3. Создание рациональной рабочей характеристики

Одним из основных факторов эффективного использования инерционных аккумуляторов является рациональный привод от маховика к исполнительному органу, обеспечивающий надлежащую характеристику накопления и выделения энергии.

Рабочие характеристики обычных маховиков мало применимы в условиях работы большинства агрегатов и машин.

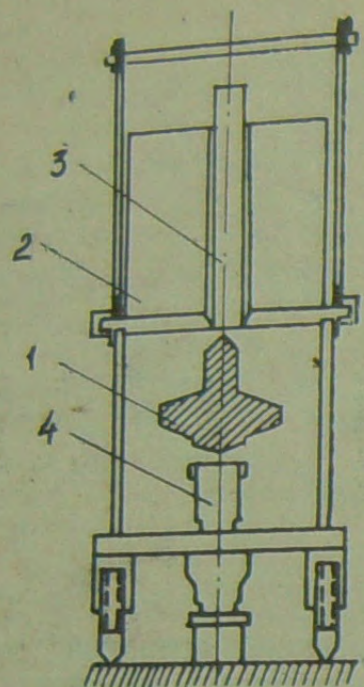


Рис. 69. Подвеска маятника в вакууме без непосредственного контакта с опорами: 1 — маятник, 2 — электромагнит, 3 — сердечник, 4 — следящая система для поддержания маятника на определенной высоте.

Наличие инерционных аккумуляторов в приводе машин, за исключением небольшого числа случаев, требует обязательной установки в трансмиссию гибкого звена, например электрических, гидравлических или механических вариаторов либо муфт скольжения. Это значительно снижает эффективность применения инерционных аккумуляторов. Между тем статические аккумуляторы — заводные пружины и пр. — обладают весьма удобной «мягкой» характеристикой накопления и выделения энергии. Однако статические аккумуляторы значительно, в сотни раз, менее энергоемки, чем инерционные аккумуляторы того же веса.

Из сказанного можно сделать вывод, что наилучшим образом удовлетворить требованиям, предъявляемым к аккумуляторам механической энергии, может агрегат, по характеристике сходный со статическими аккумуляторами, а по энергоемкости — с инерционными.

Разработана схема аккумулятора центробежной потенциальной энергии, обладающего мягкой характеристикой аккумуляирования и выделения энергии и допускаю-

щего регулировку интенсивности протекания процессов на ходу, по удельной энергоемкости близкого к инерционным аккумуляторам [23]. Аккумулятор (рис. 70) состоит из вращаю-

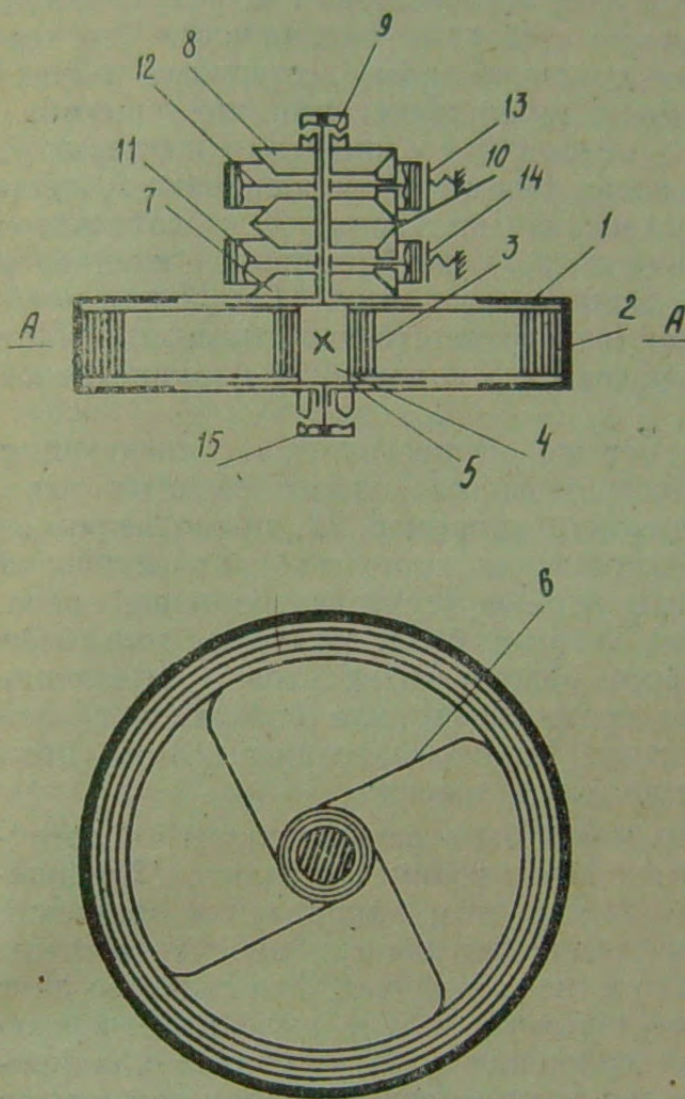


Рис. 70. Принципиальная схема центробежного аккумулятора: 1 — прочный корпус-маятник, 2 — внешний моток, 3 — внутренний моток, 4 — барабан, 5 — кассета, 6 — переходный участок (ветвь) ленты, 7 и 8 — конические колеса, 9 — муфта включения, 10 — блок конических колес, 11 и 12 — водила сателлитов, 13 и 14 — тормоза водил, 15 — муфта-фиксатор.

щегося корпуса 1, в котором заключены два мотка ленты — внешний моток 2, прилегающий к цилиндрической части корпуса 1, и внутренний моток 3, навитый на вал 4 с фиксирующими кассетами 5. Моток 2 соединен с мотком 3 посредством одной или нескольких ветвей ленты 6, причем количество их зависит от требуемого крутящего момента на валу 4 и от угловой скорости вращения корпуса 1. Лента 6 может быть

металлической или неметаллической, постоянной или переменной толщины и массы по длине. Последнее обеспечивает необходимый закон изменения крутящего момента на валу 4. Вал 4 соединяется с корпусом 1 посредством дифференциального механизма с четырьмя степенями подвижности (на чертеже показан механизм с коническими шестернями, однако применимы и механизмы с цилиндрическими шестернями).

Дифференциальный механизм состоит из шестерни 7, соединяемой с валом 4 посредством муфты сцепления 9, жесткой или фрикционной; сдвоенной шестерни 10 и сателлитов 11 и 12, осуществляющих связь между сдвоенной шестерней 10 и шестернями 7 и 8. Водила сателлитов 11 и 12 при необходимости затормаживаются соответственно тормозами 13 и 14. Вал 4 может блокироваться с корпусом 1 блокировочной муфтой 15.

Аккумуляция энергии осуществляется следующим образом. При заторможенном водиле одного из сателлитов, например 11, водило другого, например 12, приводится во вращение (в плоскости вращения корпуса 1) от источника энергии с любой степенью неравномерности вращения вала. Количество накопленной энергии будет зависеть только от суммарного угла поворота водила сателлитов. Выделение энергии происходит при вращении водила сателлита в противоположном направлении. Водило сателлита 12 в этом случае соединяется с приемником энергии.

Описанные процессы могут быть осуществлены аналогичным образом при заторможенном водиле сателлита 12 вращением водила сателлита 11, при этом направления вращений при аккумуляции и выделении энергии противоположны тем, которые имеют место в первом случае. Это свойство дает возможность как аккумулировать, так и выделять энергию при любом направлении вращения вала источника или приемника энергии, поочередно вращая водила обоих сателлитов в требуемых направлениях. Кроме того, вращая принудительно водило одного сателлита посторонним источником энергии, можно изменять интенсивность протекания процессов накопления и выделения энергии.

Накопление и выделение энергии в описанном аккумуляторе происходит следующим образом. При заторможенных водилах обоих сателлитов 11 и 12 корпус 1 вращается вместе с помещенными в него мотками ленты 2 и 3 и валом 4. Для

устранения потерь энергии при холостом прокручивании дифференциального механизма вал 4 заблокирован с корпусом 1 при помощи блокировочной муфты 15, а муфта сцепления 9, соединяющая механизм с кожухом 1 и валом 4, выключена.

Для аккумуляции энергии блокировочная муфта 15 выключается и включается муфта 9. Затем водило одного из сателлитов растормаживается и приводится в принудительное вращение от источника энергии. Лента 6 при этом перематывается с внешнего мотка 2 на внутренний 3, преодолевая центробежные силы, стремящиеся перемотать ее в противоположном направлении. Центробежные силы, создаваемые вращающимися витками ленты, зависят от ее ширины и толщины, длины витка и удельного веса материала ленты, а также от угловой скорости вращения витков. Так, например, при четырех витках ленты с весом каждого около 50 г, угловой скорости вращения 628 сек^{-1} (6000 об/мин) и расстоянии центра тяжести витка от центра вращения 25 см суммарная центробежная сила достигает 2 т, а крутящий момент на валу 4 при радиусе 3, равном 10 см, — 200 кгм. Центробежная потенциальная энергия, накопленная при этом, с перемоткой каждого метра ленты при неизменной центробежной силе равна 2000 кгм. Если принять ленту 6 изготовленной из стали шириной 10 см и толщиной 0,25 мм, то при тех же остальных параметрах для накопления этой энергии с внешнего мотка 2 на внутренний 3 должно быть переведено около 0,8 кг ленты. Напряжения в ленте при этом не превышают 2000 кг/см^2 , что почти в 10 раз меньше предела прочности ленты. Такой запас прочности дает возможность еще большего повышения энергоемкости аккумулятора.

Процесс выделения энергии происходит аналогично. Лента 6 при этом переходит с внутреннего мотка 3 на внешний 2.

К. п. д. аккумулятора зависит в основном от потерь энергии на перематывание ленты, потерь в дифференциале и потерь от вращения корпуса 1, как маховика. К. п. д. описанного дифференциального механизма, определяемый известными методами, примерно равен 0,94—0,96 для цилиндрических пар и 0,9—0,94 — для конических. К. п. д. силовых ленточных механизмов, основанных на перемотке ленты, примерно равен 0,97. К. п. д., зависящий от потерь на вращение корпуса 1 как маховика, достаточно велик и для непродолжительных процессов аккумуляции и выделения энергии мо-

жет примерно считаться равным единице (см. гл. IX). Следовательно, ориентировочный к. п. д. описываемого аккумулятора при работе на кратковременных режимах находится в пределах 0,88—0,94. Для сравнения можно отметить, что пределы к. п. д. спирально-пружинных аккумуляторов 0,6—0,85.

Для многих рабочих процессов машин, как, например, пуска в ход, разгона, рекуперативного торможения и других видов неустановившегося движения, целесообразно применение маховиков переменного момента инерции. Известны маховики переменного момента инерции, принцип действия которых основан на наполнении пустотелого цилиндра водой, ртутью или другими жидкостями или сыпучими телами (см. гл. I). Однако, несмотря на большое количество работ в этой области, работоспособной конструкции еще не создано.

При вращении подобного маховика несущим элементом является сравнительно тонкостенный барабан, основная же масса маховика (жидкое или сыпучее тело) не несет касательных напряжений и прочности не увеличивает. Между тем маховик как аккумулятор кинетической энергии наиболее рационален тогда, когда весь его материал напряжен более или менее равномерно. Поэтому упомянутый маховик обладает весьма малой удельной энергоемкостью. Кроме того, при пуске жидкости во вращающийся барабан в ней возникают турбулентные течения слоев. Ввиду высоких относительных скоростей движения слоев потери кинетической энергии маховика при этом значительны.

Наиболее перспективная область применения маховика переменного момента инерции — аккумулярование и выделение энергии при неустановившихся режимах работы машин, в частности рекуперирование кинетической энергии поступающих движущихся и вращающихся объектов, связанных с неподвижной опорой (т. е. таких, массу которых можно привести к маховой массе на каком-либо валу). Для этой цели разработана конструкция ленточного маховика переменного момента инерции. Схема такого маховика аналогична предыдущей и представлена на рис. 71 [34].

Маховик состоит из прочного корпуса 1, внутри которого помещены два мотка 2 и 3 тяжелой гибкой (например, стальной) ленты. Прочный корпус 1 может быть составлен из нескольких внешних витков ленты, скрепленных между собой, аналогично ленточному ободу маховика, полимерным клеем

или иным способом. Мотки 2 и 3 намотаны в противоположных направлениях, причем лента составляющая их, связана с корпусом 1, а также с барабанами и внутренними мотками — соответственно 4 и 5, на которые она может навиваться в направлении намотки. Мотки намотаны в общем случае произвольным количеством ветвей ленты 6 (см. рис. 71, вторая проекция), однако в целях балансировки желательно их количество свыше одной; на чертеже этих ветвей ленты четыре. Ветви закреплены на корпусе и барабанах симметрично — опять же в целях балансировки.

Барабаны 4 сидят на валу 7 на подшипниках и содержат на свободных концах полумуфты включения (кулачковые или фрикционные, соответственно 8 и 9). На валу 7 на шлицах посажены другие полумуфты — 10 и 11, соединенные с полумуфтами 8 и 9 тем или иным известным способом, например вилкой 12 с рычагом 13. Одновременно может быть включена только одна муфта. Вал 7 соединен с приведенной маховой массой 14 (трансмиссией транспортного средства, механизмом поворота экскаватора и крана или просто маховиком, подлежащим торможению и разгону).

Лента, из которой навиты мотки, должна быть достаточно упругой, чтобы мотки не теряли устойчивости в неподвижном положении; обычно это условие легко выполняется даже при самой гибкой стальной ленте. При вращении же маховика устойчивость мотка обеспечивается действием центробежных сил. Следует отметить, что благодаря трению между витками ленты только несколько внутренних витков при вращении оказывают давление на последующие (и то лишь в случае, когда внутренний конец ленты освобожден, что бывает редко). Основная же часть ленты при вращении как бы «заморожена» и является несущей (в смысле прочности на разрыв). Прочный корпус должен, в частности, выдерживать напряжения от действия собственной вращающейся массы. Подобный маховик гораздо прочнее на разрыв (а следовательно, и более энергоемок), чем монолитный маховик. Это в основном объясняется высокой прочностью стальной холоднокатаной ленты (σ_b свыше 200 кг/мм²).

Устойчивым положением ленты в мотках при вращении является такое, при котором она навита на внешний моток. Любое другое положение ленты в маховике (например, когда лента частично или полностью навита на барабан) является

сывает ленту к периферии, натягивая ее. Крутящий момент на барабан при этом действует противоположно направлению вращения. Реактивный же момент разгоняет внешний моток 2 и связанный с ним корпус 1. Постепенно угловая скорость маховика превышает угловую скорость тормозимого вала 7, и начинается перемотка ленты с барабана на внешний моток. Крутящий же момент сохраняет свое направление и продолжает тормозить вал 7 и разгонять маховик. В какой-то момент времени вал 7 останавливается. Это происходит при заведомо завышенных параметрах маховика, при заниженных — перемотка кончается, но вал 7 продолжает вращаться; в частном случае остановка вала 7 совпадает с концом перемотки. Целесообразно, видимо, некоторое завышение энергетических параметров маховика — момента инерции, угловой скорости — по сравнению с расчетной.

После остановки трансмиссия машины стопорится; может стопориться и непосредственно вал 7. Лента под действием вращения маховика переходит на внешний моток, после чего полумуфта 10 отключается от полумуфты 8. Это отключение может производиться и автоматически — посредством кулачковых полумуфт 8, 9, 10 и 11 со скошенным — «храповым» зубом.

После отключения муфт маховик вращается, накопив в себе кинетическую энергию тормозимой машины. Для разгона машины энергией маховика включается полумуфта 11. Лента перематывается с внешнего мотка 3 на внутренний 5 и обратно, аналогично предыдущему, но благодаря обратному направлению намотки ленты крутящий момент на барабане разгоняет вал 7 и замедляет вращение маховика. По окончании перемотки ленты муфты отключаются и машина получает скорость, отличающуюся от скорости перед торможением на величину, зависящую от потерь в трансмиссии машины и ленточном механизме.

Следует отметить, что полной балансировки подобного маховика достичь не удастся. Однако при достаточно точном изготовлении корпуса и применении специальных средств (например, балансировки шарами) можно добиться удовлетворительной уравновешенности.

Основы теории центробежных аккумуляторов энергии разработаны М. Ю. Очаном и автором настоящей монографии под руководством А. П. Бессонова [43].

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ ИНЕРЦИОННЫХ АККУМУЛЯТОРОВ

ГЛАВА VI

ПРОЧНОСТНЫЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ МАХОВИКОВ

Маховики инерционных аккумуляторов во время вращения подвержены действию центробежных сил, вызывающих в материале маховика напряженное состояние. Поскольку прочность маховика является основным фактором, лимитирующим запас энергии в нем, а разрушение быстровращающегося маховика чревато самыми тяжелыми последствиями, его прочностные расчеты должны быть достаточно точны и надежны.

Мы приводим лишь основные методы прочностных и энергетических расчетов маховиков (наиболее распространенных форм), пригодные для конструкций, работающих в обычных условиях [89].

§ 1. Тонкое кольцо (обод)

Рассмотрим напряженное состояние в тонком кольце (ободе) при его равномерном вращении в своей плоскости с угловой скоростью ω . Элементы массы этого кольца, при

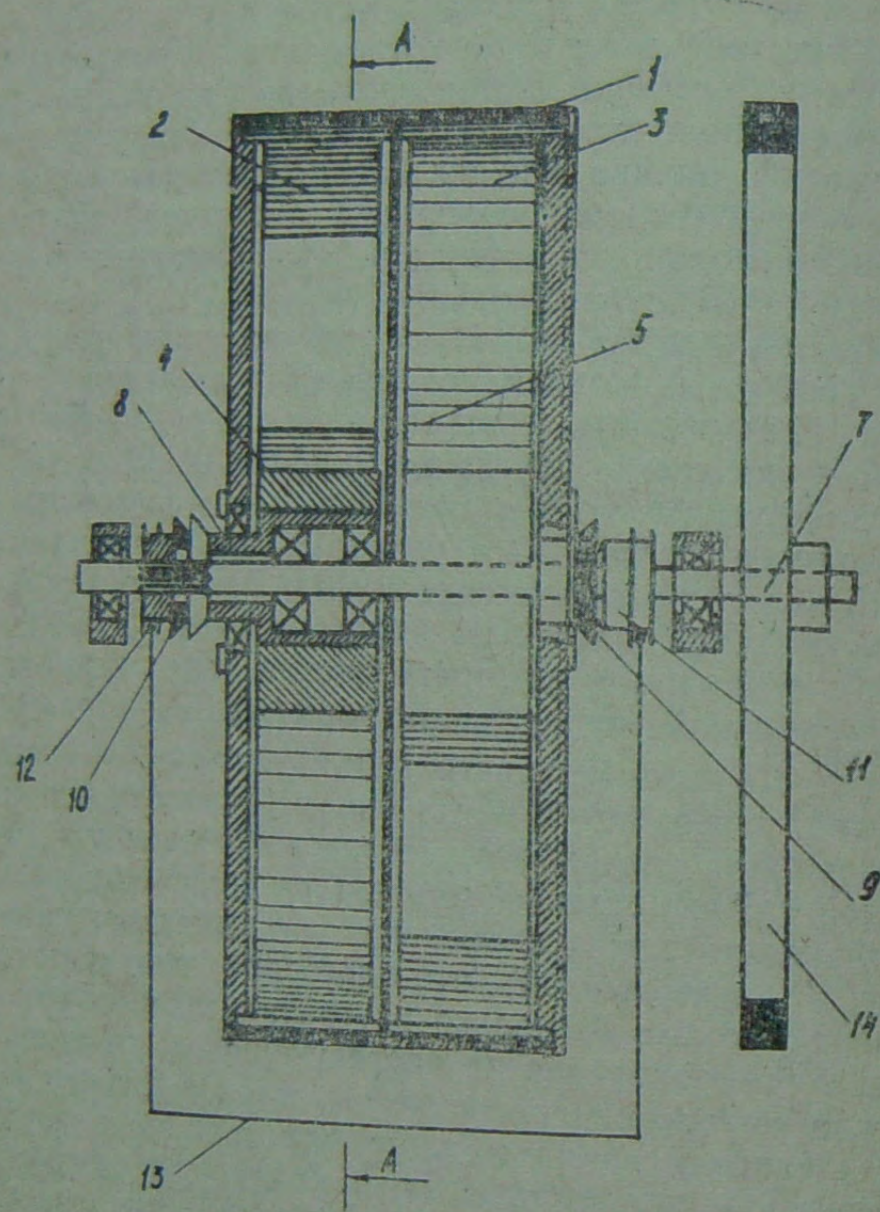
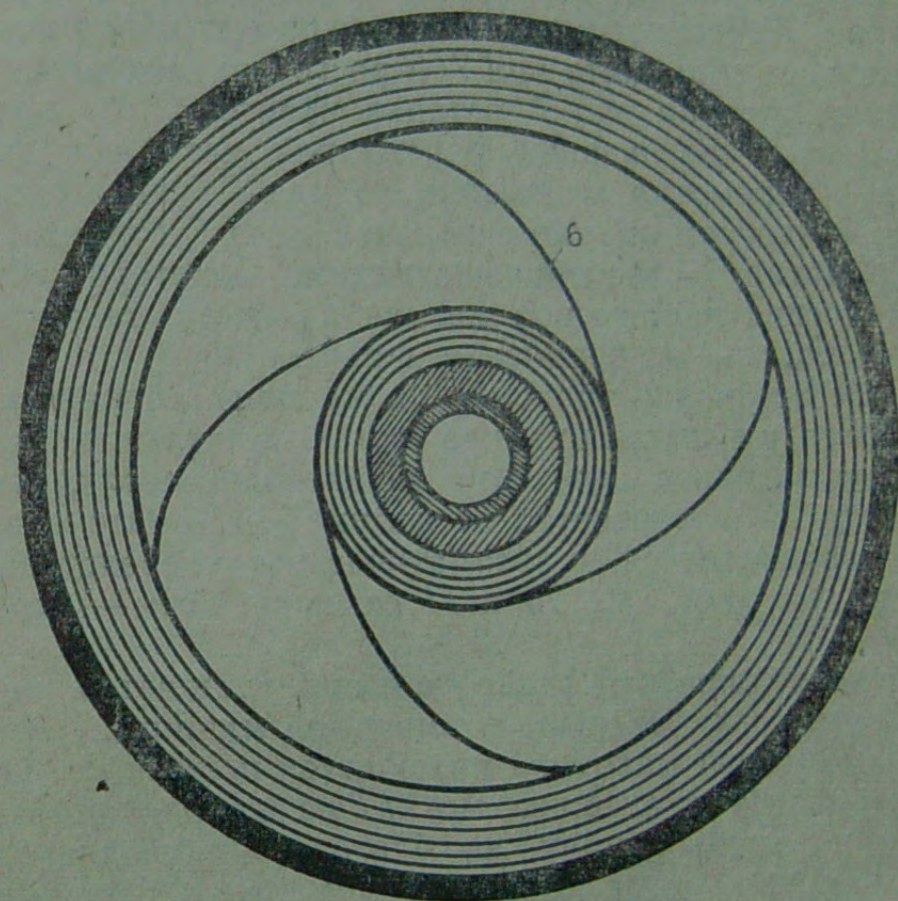


Рис. 71. Схема маховика переменного момента инерции: 1 — прочный ток, 6 — ветвь ленты, 7 — вал трансмиссии, 8 — втулка подшипников, 9 и включения, 14 — маховая масса.

неустойчивым. Переход ленты из неустойчивого положения в устойчивое (с барабана на внешний виток) сопровождается выделением энергии.

Перед включением маховика вся лента находится на внешнем мотке, так как это положение устойчиво и с точки

Разрез по А — А



корпус-маховик, 2 и 3 — внешние мотки, 4 — барабан, 5 — внутренний мо-
10 — полумуфта, 11 — выжимной подшипник, 12 — вилка, 13 — рычаг

зрения упругости ленты — минимума потенциальной энергии изгиба. Вал 7 вращается в произвольном направлении. Для торможения маховой массы, связанной с валом 7, включает-ся полумуфта 10. Барабан 4 приводится во вращение, и на-чинается намотка на него ленты. Центробежная сила отбра-

пренебрежении его толщиной, будут иметь центростремительное ускорение $j=R\omega^2$, где R — радиус кольца.

Воспользовавшись принципом Даламбера, приложим к элементам кольца силы инерции, направленные по радиусу от центра и равномерно распределенные вдоль дуги окружности, с интенсивностью $q=\frac{\gamma F}{g} R\omega^2$, где g — ускорение силы тяжести; γ — удельный вес материала; F — площадь сечения кольца.

Рассматривая кольцо как неподвижную плоскую раму, нагруженную равномерно распределенной нагрузкой q , и применяя метод сечений, определим силу N в поперечном сечении кольца.

Рассмотрим равновесие полукольца (рис. 72). Проектируя силы на направление $n-n$, получим:

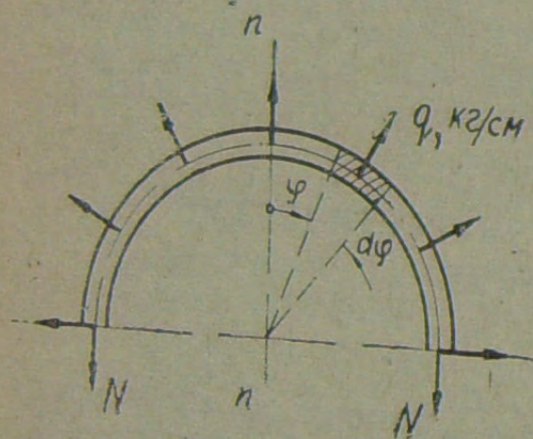


Рис. 72. Схема к определению напряжений в тонком кольце (ободе).

$$2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} qR \cos \varphi d\varphi - 2N = 0,$$

откуда

$$N = \frac{\gamma F v^2}{g},$$

где v — окружная скорость кольца, $v=R\omega$.

Нормальные напряжения в поперечном сечении кольца:

$$\sigma = \frac{N}{F} = \frac{\gamma v^2}{g}. \quad (93)$$

Следовательно, напряжения, возникающие в поперечных сечениях

вращающегося кольца, не зависят от площади F сечения, а определяются только окружной скоростью кольца и удельным весом материала γ .

Физически более правильным представляется рассмотрение этого вопроса с использованием законов динамики. Действительно, на элемент кольца с дугой dS и массой $dm=\frac{\gamma}{g} FRd\varphi$ действует центробежная сила, уравниваемая центростремительной реакцией

$$dC = jdm = \gamma \frac{R^2 \omega^2 F}{g} d\varphi.$$

Тогда, согласно рис. 73, можем записать:

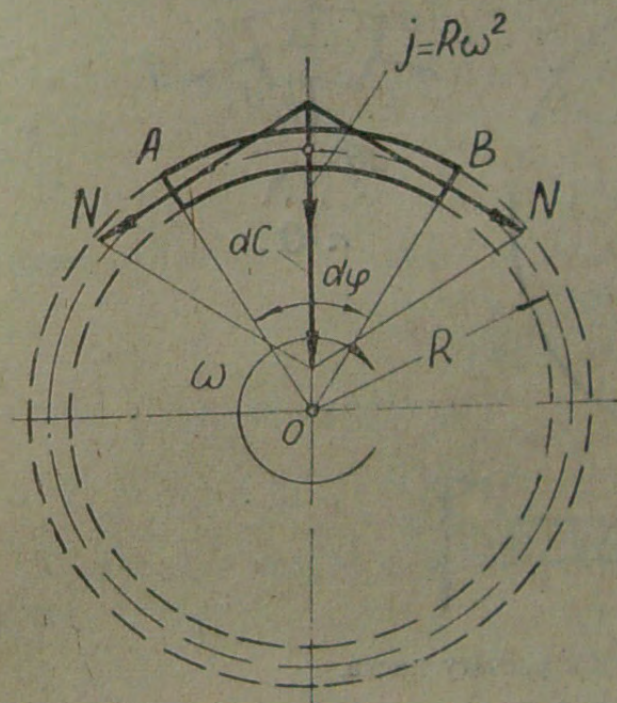


Рис. 73. Схема к расчету обода динамическим методом.

$$dC = 2N \sin \frac{d\varphi}{2} = \gamma \frac{R^2 \omega^2 F}{g} d\varphi,$$

откуда получаем уже известные зависимости:

$$N = \frac{\gamma v^2 F}{g}; \quad \sigma = \frac{N}{F} = \frac{\gamma v^2}{g}.$$

Как видно из (139), каждому значению допускаемых напряжений материала маховика и окружной скорости на периферии соответствует особая форма диска равной прочности. В соответствии с этим построены графики зависимости коэффициента рациональности формы K для дисков равной прочности с допускаемыми напряжениями растяжения материала $[\sigma]$ от 10^5 до $4 \cdot 10^5$ кн/м^2 (с интервалами $0,25 \cdot 10^5$ кн/м^2), для окружных скоростей от 100 до 500 м/сек . По полученным зависимостям построена диаграмма $u-K$, служащая для выбора и расчета маховиков различных форм (рис. 81).

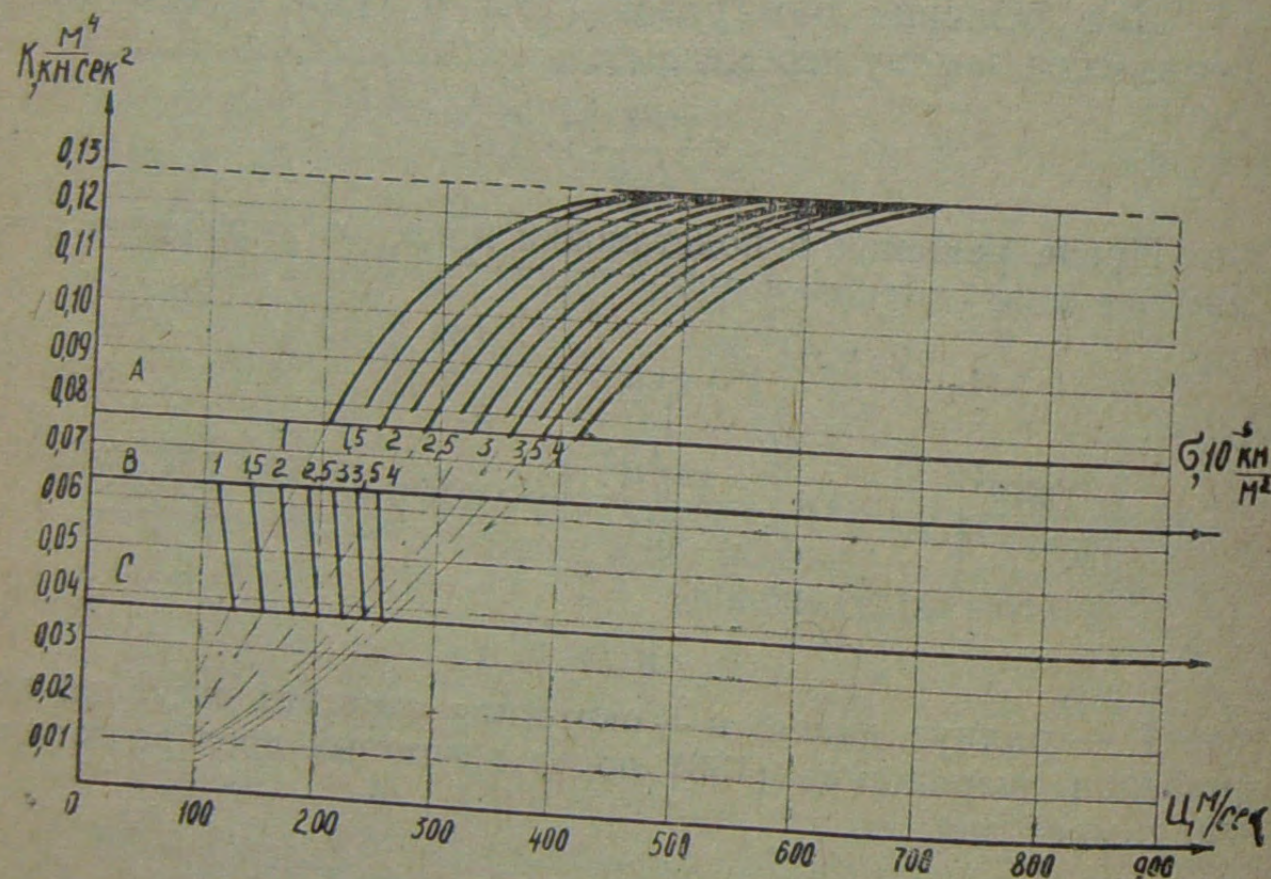


Рис. 81. Диаграмма для расчета маховиков.

Семейство кривых равных напряжений на диаграмме показывает зависимость рациональности формы дисков равной прочности от окружной скорости на периферии для материала диска (стали) с допускаемыми напряжениями растяжения от 10^5 до $4 \cdot 10^5$ кн/м^2 . Как видно из диаграммы, эти кривые по мере возрастания окружной скорости стремятся к некоторому предельному значению K , равному $0,125 \text{ м}^4/\text{кн} \cdot \text{сек}^2$.

Шкалы А, В, С показывают зависимость максимальных напряжений от окружной скорости соответственно в диске постоянной толщины без отверстий и с отверстием $i \approx 1$ (обод) и $i \approx 0$.

Коэффициент рациональности супермаховиков стержневого и клинового типа в предельном случае, когда $u \rightarrow \infty$, теоретически равен значению для обода при $i \rightarrow 1$, и их расчет можно вести по этим зависимостям.

Линии, соединяющие шкалы В и С, являются линиями равных напряжений в дисках с отверстием $0 < i < 1$ (показаны на диаграмме прямыми, ввиду весьма малого расхождения с действительными).

Следует оговориться, что данные для дисков равной прочности, представленные на диаграмме, несколько расходятся с действительными. Для того чтобы диск был равнопрочным, к нему с наружной цилиндрической поверхности должна быть приложена радиальная нагрузка, равная по интенсивности напряжению в диске. Так как на наружной поверхности диска радиальные напряжения равны нулю, то для создания их необходим обод, площадь сечения которого вычисляется по формуле А. Стодола [104]. Приблизительно приняв, ввиду малых размеров обода, центр тяжести сечения обода на наружной цилиндрической поверхности диска, получим:

$$F = \frac{\sigma R y}{\frac{\gamma}{g} u^2 - 0,72 \sigma}, \text{ м}^2. \quad (140)$$

Поскольку диск равной прочности рационален как маховик при больших окружных скоростях, при которых площадь сечения обода становится весьма малой, то в этих случаях искажение коэффициента рациональности формы, вызванное ободом, незначительно и оказывается в пределах погрешности при вычислениях.

Исходя из предположения, что применение сложного диска равной прочности рационально при значительном преобладании удельной энергоемкости диска равной прочности над удельной энергоемкостью более простых типов дисков, были проведены расчеты коэффициентов K для дисков равной прочности с ободом при значении K выше $0,0763 \text{ м}^4/\text{кн} \cdot \text{сек}^2$, показавшие, что для представленных в диаграмме случаев максимальное расхождение коэффициента K для дис-

ков равной прочности с ободом и без него находится в пределах 5%, с преимуществом в сторону увеличения, что дает некоторый запас энергоемкости.

Диск равной прочности в качестве маховика может иметь весьма малую толщину на периферии, лимитируемую только возможностями механической обработки. Благодаря этому скорости вращения маховиков могут быть весьма высокими при незначительной толщине диска в центре.

Возможны весьма разнообразные способы расчета маховиков по диаграмме σ — K , но при определении, например, удельной энергоемкости материала маховика (для определения по формуле (130) массы либо энергоемкости) встречаются в основном два случая:

а) задано допустимое напряжение, а скорость не ограничивается. В этом случае можно непосредственно рекомендовать диск равной прочности при скорости, соответствующей $K=0,125 \text{ м}^4/\text{кн} \cdot \text{сек}^2$;

б) ограничиваются скорость и допустимые напряжения. Из точки, соответствующей допустимой окружной скорости, восстанавливается перпендикуляр; ординаты точек пересечения его с линиями или точками напряжений, равных допустимым, представляют собой значения коэффициента рациональности форм диска. Оптимальной следует считать ту форму, для которой произведение $e=K\sigma$ будет наибольшим.

Пример: определить рациональную форму и вес маховика для обеспечения энергоемкости $E=10^6 \text{ Дж}$ при окружной скорости $v=200 \text{ м/сек}$ и допуске напряжении материала $\sigma=2 \cdot 10^5 \text{ кн/м}^2$.

Решение: перпендикуляр, восстановленный из точки, соответствующей $v=200 \text{ м/сек}$, пересекает:

а) линию, соединяющую шкалу C и шкалу B при значении $\sigma=2 \cdot 10^5 \text{ кн/м}^2$, $K=0,06 \text{ м}^4/\text{кн} \cdot \text{сек}^2$ и $e=12 \cdot 10^3 \text{ м}^2/\text{сек}^2$;

б) кривую $\sigma=2 \cdot 10^5 \text{ кн/м}^2$ при $K=0,043 \text{ м}^4/\text{кн} \cdot \text{сек}^2$ и $e=8,6 \cdot 10^3 \text{ м}^2/\text{сек}^2$;

в) шкалу A при $\sigma=1,25 \cdot 10^5 \text{ кн/м}^2$, $K=0,0763 \text{ м}^4/\text{кн} \cdot \text{сек}^2$ и $e=9,5 \cdot 10^3 \text{ м}^2/\text{сек}^2$.

Оптимальным вариантом является обод при $i=0,95$ (см. график зависимости K от i — рис. 79). Масса маховика

$$\frac{E}{W e} = 81,5 \text{ кг [25]}.$$

Приведенные выше зависимости были определены исходя из того, что материалом для маховика служит сталь. Однако, согласно приведенному ниже, сталь не всегда является наилучшим материалом для изготовления маховиков.

§ 7. Об удельной прочности маховиков

Рассматривая выражения для K и считая коэффициент Пуассона величиной постоянной, а также принимая для дисков равной прочности величину K постоянной (например, для какой-нибудь конкретной окружной скорости, а значит, и формы маховика), имеем для всех случаев:

$$K' = \frac{C}{\gamma}, \quad (141)$$

где через C обозначены все постоянные величины. Следовательно, коэффициент C характеризует форму маховика независимо от материала, из которого он изготовлен.

Выражение удельной энергоемкости принимает вид:

$$e = C \frac{\sigma}{\gamma}. \quad (142)$$

Отсюда следует, что максимальная удельная энергоемкость маховика прямо пропорциональна значению допускаемых напряжений материала, из которого он изготовлен, и обратно пропорциональна его удельному весу.

В таблице 6 приведены значения отношения $\frac{\sigma}{\gamma}$ и удельный весовой $e\%$ энергоемкости для различных материалов.

Из приведенного видно, что некоторые недефицитные материалы значительно рациональнее стали в отношении накопления кинетической энергии в единице веса маховика. Применение упомянутых материалов для изготовления маховиков связано с весьма высокими окружными скоростями. Известно, что высокие окружные скорости требуют помещения маховиков в среду с малыми вентиляционными потерями. Маховики, изготавливаемые из высоколегированных сталей, с максимальной рациональностью формы и с окружной скоростью порядка 450 м/сек обязательно помещаются в вакуум. Вентиляционные потери при этом почти отсутствуют, и маховик, предоставленный свободному вращению, движется в течение нескольких суток [124].

Таблица 6

Материал	$\sigma, \text{т/м}^2$	$\gamma, \text{т/м}^3$	$\frac{\sigma}{\gamma}, \text{м}$	$e, \%$	$v, \%$
Стеклотекстолит ВФТ-с	$4 \cdot 10^4$	1,7	$23,5 \cdot 10^3$	306	150
Алюм. сплав АК-8	$4 \cdot 10^4$	2,7	$14,8 \cdot 10^3$	192	150
Древесные пластики	$1,5 \cdot 10^4$	1,3	$11,5 \cdot 10^3$	150	400
Текстолит	10^4	1,3	$7,7 \cdot 10^3$	100	600
Высоколегированная сталь	$6 \cdot 10^4$	7,8	$7,7 \cdot 10^3$	100	100
Капрон	$0,85 \cdot 10^4$	1,13	$7,5 \cdot 10^3$	97,5	710
Низколегированная сталь	$4 \cdot 10^4$	7,8	$5,1 \cdot 10^3$	66	150
Сталь среднего качества (Ст. 3)	$2 \cdot 10^4$	7,8	$2,5 \cdot 10^3$	32,5	300

Из сказанного можно сделать вывод, что для маховиков высокой энергоемкости ввиду обязательного помещения в вакуум величина окружной скорости почти не оказывает влияния на потери энергии. Угловая же скорость, влияющая на потери энергии в подшипниках, может варьироваться изменением диаметра маховика. Кроме того, потери в подшипниках при вращении высокоэнергоемких легковесных маховиков невелики.

Необходимо учитывать, что применение легких материалов для изготовления маховиков увеличивает их объем. Умножив обе стороны равенства (142) на значение массы m и разделив полученное произведение на объем v , найдем выражение удельной объемной энергоемкости e_v :

$$e_v = C\sigma. \quad (143)$$

Следовательно, объемная энергоемкость маховика увеличивается пропорционально напряжениям и от удельного веса материала не зависит. В таблице 7 приведены значения объема $v, \%$ маховиков для упомянутых материалов при равной энергоемкости. Увеличение объема маховика в определенных пределах (1,5—2 раза) практически не влияет на его эффективность, так как обычно объем не лимитирован.

Применение того или иного материала для изготовления маховиков требует, видимо, специальных прочностных исследований, связанных со специфическими свойствами материала.

§ 8. О безопасности маховиков

Имея данные о механических свойствах того или иного материала, идущего на изготовление маховиков, для определения допускаемых напряжений необходимо выбрать запас прочности. Коэффициент запаса прочности зависит как от материала, из которого изготовлен маховик, так и от условий его работы. Исчерпывающие сведения о свойствах материала можно получить из специальных источников. Здесь же целесообразно привести лишь некоторые специфические рекомендации.

Маховики, работающие при низких скоростях, допустимо изготавливать из чугуна. При окружных скоростях менее 25 м/сек можно применять литье из чугуна марки СЧ 12-28; при скоростях до 35 м/сек — из чугуна высокой прочности, например СЧ 21-40. При повышении окружной скорости до 50 м/сек допустимо применение стального литья или сварных конструкций, более высокие скорости требуют изготовления маховиков из специально обработанных поковок высококачественной стали, например 40 ХН.

При конструировании быстровращающихся маховиков выбор коэффициента запаса требует большой осторожности. Разрыв такого маховика может привести к тяжелым последствиям.

А. Стодола рекомендует выбирать запас прочности для стальных вращающихся дисков от 2,5 до 4. При этом, видимо, большие значения следует принимать для крупногабаритных конструкций.

Согласно Крафту, допускаемые напряжения в дисках составляют 0,25 от предела прочности.

Годье считает коэффициент запаса прочности вращающихся дисков, отнесенный к пределу упругости, равным 2,5 — 3 [104].

На основании тщательных исследований и практического опыта швейцарская фирма Эрликон приняла для своих маховиков Электрогиро запас прочности около 3,3 [109 — 123].

Перспективная конструкция безопасного маховика, составленного из ленты, позволяет выбирать значительно более низкий запас прочности (1,1—1,2), так как выход из строя такого маховика (разрыв ленты) может привести лишь к остановке машины.

§ 9. Расчет высокоэнергоемких слоистых маховиков

Известно, что удельная энергоемкость маховика заданной формы пропорциональна максимальным напряжениям в его теле.

Для обеспечения высокой энергоемкости маховиков целесообразно конструировать их таким образом, чтобы основной аккумулирующий элемент (например, обод) был максимально прочным. Кроме того, в целях снижения коэффициента запаса прочности вероятность разрыва с образованием опасных осколков должна быть практически исключена. Все это предусмотрено в специальной конструкции маховика с ободом, навитым из высокопрочной ленты, витки которой скреплены между собой полимерным материалом (клеем) [19]. Благодаря тому, что прочность стальных лент (σ_b превышает 200 кг/мм^2) значительно выше, чем прочность монолитного материала (отливки, поковки и пр.), и что в ленточном ободе предусмотрено предохранительное звено, в виде внешнего витка, выходящее из строя при опасности разрыва, подобный маховик способен накопить значительно большую кинетическую энергию, чем монолитный.

Ниже рассматриваются аккумулирующие возможности обода маховика, навитого на ленты. Для простоты витой обод представлен в виде концентрических колец из ленты 1 с прослойкой из полимерного материала 2 (рис. 82). Это с достаточной степенью приближения соответствует действительности.

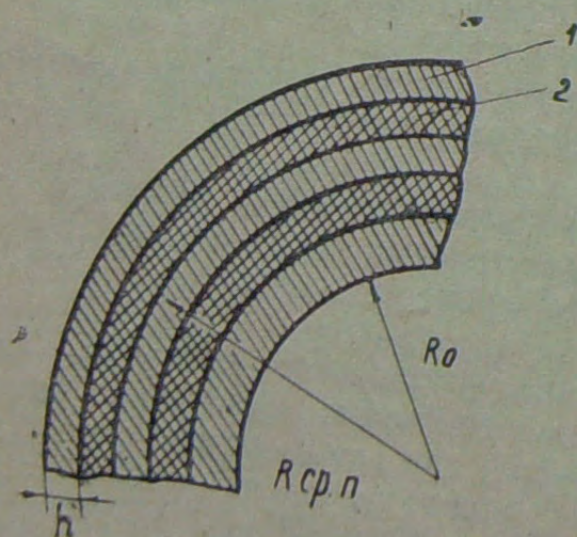


Рис. 82. Схема к расчету слоистого маховика: 1 — металлическое кольцо, 2 — кольцо полимера.

Известно, что во вращающемся кольце возникают окружные σ_τ и радиальные σ_r нормальные напряжения, определяемые по формулам (117) и (118). В рассматриваемой конструкции маховика соотношение толщины ленты в мотке h_0 и текущего радиуса R находится примерно в пределах $1:(2000-5000)$. В таких условиях радиальные напряжения в ленте практически отсутствуют и ими можно пренебречь. Если пренебречь также влиянием напряжений, обусловленных наличием полимерной пленки между витками ленты, выражение (118) можно записать в виде:

$$\sigma_\tau = \frac{\gamma \omega^2}{8g} (3 + \mu) \left[(R + 0,5h)^2 + (R - 0,5h)^2 + \frac{(R + 0,5h)^2 (R - 0,5h)^2}{R^2} - \frac{1 - 3\mu}{3 + \mu} R^2 \right], \quad (144)$$

где h — толщина ленты в напряженном состоянии при вращении обода; с достаточным приближением

$$h = h_0 - \mu \frac{\sigma_\tau}{E} h_0, \quad (145)$$

где h_0 — толщина ленты неподвижного обода; E — модуль упругости материала ленты.

Текущий радиус кольца ленты в напряженном состоянии при вращении обода:

$$R = R_0 + n(h_0 + \delta_0) + 0,5h_0 + R \frac{\sigma_\tau}{E} = \frac{R_0 + n(h_0 + \delta_0) + 0,5h_0}{1 - \frac{\sigma_\tau}{E}}, \quad (146)$$

где R_0 — минимальный радиус обода в покое; δ_0 — толщина полимерной пленки в покое; n — число витков ленты.

Подставляя (145) и (146) в (118), можно получить значение напряжений σ_τ для любого витка ленты. Выражение не приводится ввиду громоздкости.

Выражения (145) и (146) имеют практический смысл только при высоких значениях отношения $\frac{\sigma_\tau}{E}$ (высокопрочные металлические и полимерные ленты). При малых же значениях этой величины (например, для металлических

лент средней и низкой прочности) с достаточной точностью можно принять $h=h_0$ и $R=R_0+n(h_0+\delta_0)+0,5h$. Выражение (144) при этом получит вид:

$$\sigma_{\tau n} = \frac{\gamma \omega^2}{8g} (3 + \mu) \left\{ [R_0 + n(h_0 + \delta_0) + h_0]^2 + [R_0 + n(h_0 + \delta_0)]^2 + \frac{[R_0 + n(h_0 + \delta_0) + h_0]^2 [R_0 + n(h_0 + \delta_0)]^2}{[R_0 + n(h_0 + \delta_0) + 0,5h_0]^2} - \frac{1 - 3\mu}{3 + \mu} [R_0 + n(h_0 + \delta_0) + 0,5h_0]^2 \right\} \quad (147)$$

Из приведенного выражения видно, что с увеличением n напряжения увеличиваются. Следовательно, внешний виток ленты напряжен больше остальных. При превышении допустимой угловой скорости этот внешний виток разрывается, чему способствует также некоторое ослабление его сечения, и благодаря трению о кожу свободное концы ленты маховик автоматически тормозится. Вращение маховика, разумеется, должно происходить в направлении намотки ленты. Ясно, что деформация витков также увеличивается по направлению к периферии. Вследствие этого между витками ленты образуется зазор, заполняемый пленкой полимера с начальной толщиной δ_0 . Величина зазора равна:

$$\Delta\delta = \left(R_{n+1} \frac{\sigma_{\tau n+1}}{E} - R_n \frac{\sigma_{\tau n}}{E} \right) + \frac{\mu h_0}{2E} (\sigma_{\tau n+1} + \sigma_{\tau n}) \quad (148)$$

Для того чтобы полимерная пленка между витками ленты не разрушалась, первоначальная толщина ее не должна быть меньше

$$\delta_0 = \frac{\Delta\delta_{\max} E_n}{[\sigma]}, \quad (149)$$

где E_n — модуль упругости полимерного материала; $[\sigma]$ — допускаемые напряжения растяжения для полимера. При этом предполагается, что при качественной склейке разрушение происходит не на поверхности склеивания.

Ниже определяется рациональность ленточного обода в сравнении с монолитным с использованием критерия рациональности K , рассмотренного выше и представляющего собой отношение удельной энергоемкости маховика к максимальным напряжениям:

$$K = \frac{e}{\sigma_{\max}}.$$

Так как определение рациональности маховика носит достаточно приближенный характер из-за наличия дополнительных элементов (ступицы, крепежных деталей и пр.), можно приближенно принять ленточный и монолитный обод одинаковыми по удельному весу.

Кинетическая энергия обода равна:

$$E_k = \frac{MR^2\omega^2}{4} (1 + i^2),$$

где M — масса обода, i — отношение диаметра отверстия к внешнему диаметру обода.

Учитывая, что для тонкого кольца напряжения

$$\sigma_{\tau} = \frac{\gamma \omega^2 R^2}{g},$$

выражение K для ленточного обода имеет вид:

$$K_n = \frac{(1 + i^2) g}{4\gamma} \quad (150)$$

При стремлении i к 1, т. е. при уменьшении толщины обода, для ленточного обода K стремится к значению $6,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4/\text{кн} \cdot \text{сек}^2$. К этому же пределу стремится коэффициент рациональности K и для монолитных ободов.

При стремлении диаметра отверстия к 0 коэффициент рациональности стремится к величине $3,82 \cdot 10^{-4}$ для монолитного обода, и к $3,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4/\text{кн} \cdot \text{сек}^2$ — для ленточного. Следовательно, коэффициент рациональности ленточного обода всегда несколько меньше, чем монолитного.

Преимуществом ленточного обода перед монолитным является как высокая прочность, так и безопасность при разрыве, что позволяет снизить коэффициент запаса прочности до 1,1—1,2 против 3—3,5 у монолитных. Например, для ленточного обода при $i = 0,95$, $K = 6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4/\text{кн} \cdot \text{сек}^2$ и $[\sigma] = 200 \text{ кГ/мм}^2$ (лента из углеродистой стали 3П по ГОСТу 2614—65) удельная энергоемкость составляет 12000 кГм/кг . Это значение почти в 10 раз превышает удельную энергоемкость маховиков швейцарской фирмы Эрликон, предназначенных для гиروبусов.

§ 10. Расчет удлиняющегося обода маховика

Ободы высокоэнергоемких маховиков в процессе работы претерпевают значительные упругие удлинения. Между тем прочностно-энергетический расчет таких маховиков, производимый обычным методом, дает большую погрешность, связанную со значительным удлинением высокопрочного материала при нагружении. Этому способствует как высокая прочность волокон, так и малый модуль упругости некоторых из них — например, изготовленных из стекловолокна.

Удлинение обода маховика вызывает изменение момента инерции, а следовательно, и запаса энергии в нем, что ведет к дальнейшему возрастанию напряжений и т. д.

Ниже рассматриваются вопросы движения, энергии и прочности вращающегося обода с учетом его удлинения.

Как известно, напряжение во вращающемся тонком кольце (ободу) выражается:

$$\sigma = \frac{\gamma v^2}{g} = \frac{\gamma \omega^2 R^2}{g} = \rho \omega^2 R^2, \quad (151)$$

$$\text{где } \rho = \frac{\gamma}{g}.$$

Учитывая, что и удельный вес, и размеры обода зависят от напряжений в материале и его механических свойств, определим эти зависимости.

Радиус обода (по средней линии) в динамическом равновесии:

$$R = R_0 + \frac{\sigma}{E} R_0. \quad (152)$$

Удельный вес напряженного материала при растяжении:

$$\gamma = \frac{mg}{v \left[1 + \frac{\sigma}{E} (1 - 2\mu) \right]} = \frac{\gamma_0}{1 + \frac{\sigma}{E} (1 - 2\mu)}. \quad (153)$$

Подставляя значение (152) и (153) в (151), получаем уравнение:

$$\frac{\rho R_0^2 \omega^2 - E - 2\mu E}{E^2} \sigma^2 + \frac{2\rho R_0^2 \omega^2 - E}{E} \sigma + \rho R_0^2 \omega^2 = 0. \quad (154)$$

Отсюда напряжения в ободу:

$$\sigma = \frac{E (2\rho R_0^2 \omega^2 - E \pm \sqrt{8\mu E \rho R_0^2 \omega^2 + E^2})}{2\rho R_0^2 \omega^2 - 2E - 4\mu E}. \quad (155)$$

Кинетическая энергия обода:

$$E = \frac{m R^2 \omega^2}{2} = \frac{m \omega^2 R_0^2}{2} \left(1 + \frac{\sigma}{E} \right) = \frac{m \omega^2 R_0^2}{2} \left(1 + \frac{2\rho R_0^2 \omega^2 - E \pm \sqrt{8\mu E \rho R_0^2 \omega^2 + E^2}}{2\rho R_0^2 \omega^2 - 2E - 4\mu E} \right). \quad (156)$$

Следовательно, к кинетической энергии обода, вычисленной обычными методами, добавляется кинетическая энергия, накопленная при удлинении обода:

$$\frac{m \omega^2 R_0^2 (2\rho R_0^2 \omega^2 - E \pm \sqrt{8\mu E \rho R_0^2 \omega^2 + E^2})}{4(\rho R_0^2 \omega^2 - E - 2\mu E)}. \quad (157)$$

Кроме того, при удлинении обода в нем накапливается потенциальная энергия упругой деформации, возвращаемая при замедлении и остановке маховика. Величина этой потенциальной энергии:

$$A = \frac{m \sigma^2 g}{2E\gamma} = mE \frac{(2\rho R_0^2 \omega^2 - E \pm \sqrt{8\mu E \rho R_0^2 \omega^2 + E^2})^2}{8\gamma_0 (\rho R_0^2 \omega^2 - E - 2\mu E)^2} \times \\ \times \frac{[1 + (2\rho R_0^2 \omega^2 - E \pm \sqrt{8\mu E \rho R_0^2 \omega^2 + E^2}) (1 - 2\mu)]}{8\gamma_0 (\rho R_0^2 \omega^2 - E - 2\mu E)^2}. \quad (158)$$

Общая механическая энергия обода, отнесенная к единице массы (удельная энергоемкость):

$$e = \frac{E + A}{m} = \frac{\omega^2 R_0^2}{2} \left(1 + \frac{2\rho R_0^2 \omega^2 - E \pm \sqrt{8\mu E \rho R_0^2 \omega^2 + E^2}}{2\rho R_0^2 \omega^2 - 2E - 4\mu E} \right) + \\ + \frac{gE (2\rho R_0^2 \omega^2 - E \pm \sqrt{8\mu E \rho R_0^2 \omega^2 + E^2})^2}{8\gamma_0 (\rho R_0^2 \omega^2 - E - 2\mu E)^2} [1 + (2\rho R_0^2 \omega^2 - E \pm \\ \pm \sqrt{8\mu E \rho R_0^2 \omega^2 + E^2}) (1 - 2\mu)] \quad (159)$$

или, выраженная через напряжения:

$$e = \frac{\omega^2 R_0^2}{2} \left(1 + \frac{\sigma}{E} \right) + \frac{g \sigma^2 \left[1 + \frac{\sigma}{E} (1 - 2\mu) \right]}{2E\gamma_0}. \quad (160)$$

Для определения рациональности подобного обода приведем выражение (160) к виду $e = Kf(\sigma)$:

$$e = \frac{g\sigma}{2\gamma_0} + \frac{g(1-2\mu)+2}{2\gamma_0 E} \sigma^2 = \frac{g(1-2\mu)}{\gamma_0 E^2} \sigma^3 = e_0 + e_1 + e_2. \quad (161)$$

Первый член уравнения $\frac{g\sigma}{2\gamma_0}$ представляет собой именно удельную энергоемкость обода как абсолютно твердого тела.

Как видно из уравнения (161), удельная энергия растяжимого обода выше жесткого на величины членов, зависящих от σ^2 и σ^3 . Эта прибавка удельной энергии может достигать значительных величин.

Пример. Для стали коэффициент при первом члене $\frac{g}{2\gamma_0}$ равен $6,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4/\text{кг} \cdot \text{сек}^2$. Коэффициенты же при σ^2 и σ^3 соответственно равны: $7,8 \cdot 10^{-14} \text{ м}^6/\text{кг}^2 \cdot \text{сек}^2$ и $1,28 \cdot 10^{-24} \text{ м}^8/\text{кг}^3 \cdot \text{сек}^2$. Ясно, что для небольших напряжений величина последних двух членов незначительна. При значительных же напряжениях (например, для высокопрочной проволоки (при $\sigma \approx 400 \text{ кг/мм}^2$) $e_0 = 25000 \text{ кгм/кг}$, $e_1 = 1250 \text{ кгм/кг}$, $e_2 = 8,2 \text{ кгм/кг}$. Таким образом, поправка составляет около 5%.

Для материалов же с небольшим модулем упругости, аналогичных кварцевой нити с величиной σ_b около 600 кг/мм^2 , при $E = 4000 \text{ кг/мм}^2$ и $\gamma = 2,6 \text{ г/см}^3$ $e_0 = 1,15 \cdot 10^5 \text{ кгм/кг}$, $e_1 = 0,45 \cdot 10^5$, $e_2 = 18 \cdot 10^3 \text{ кгм/кг}$. Здесь поправка составит уже около 35%.

Еще больше величина поправки для сверхпрочных материалов типа кварцевых нитей с $\sigma_b = 2000-3000 \text{ кг/мм}^2$ [1].

В случае, если вращающееся кольцо изготовлено из эластичного материала типа резины, величина $e_1 + e_2$ может быть во много раз больше e_0 .

Движение растяжимого кольца выражается следующим уравнением:

$$M = I\ddot{\varphi} = \ddot{\varphi} R_0^2 \left(1 + \frac{2\rho R_0^2 \dot{\varphi}^2 - E \pm \sqrt{8\mu E \rho R_0^2 \dot{\varphi}^2 + E^2}}{2\rho R_0^2 \dot{\varphi}^2 - 2E - 4\mu E} \right)^2. \quad (162)$$

Если для нерастяжимого кольца определенных параметров крутящий момент зависит только от ускорения, то для растяжимого он зависит и от свойств материала, а также угловой скорости, согласно выражению (162).

ГЛАВА VII

БАЛАНСИРОВКА МАХОВИКОВ ИНЕРЦИОННЫХ АККУМУЛЯТОРОВ

§ 1. Основные виды неуравновешенности маховиков и методы их устранения

Наличие тяжелого быстровращающегося маховика в инерционном аккумуляторе требует проведения тщательной балансировки, так как в случае неуравновешенности маховика могут наступить опасные вибрации. Несмотря на то что в некоторых конструкциях инерционных аккумуляторов (например, конструкции А. Г. Уфимцева) предусмотрены гибкие опоры, даже здесь неуравновешенность нежелательна, поскольку она приводит к дополнительным потерям энергии и может вызвать резонансные явления.

Рассмотрим равномерное вращение с угловой скоростью ω твердого тела вокруг какой-нибудь оси. Центробежная сила инерции массы m этого тела:

$$P = m\omega^2 r, \quad (163)$$

где r — расстояние от оси вращения до центра тяжести массы.

Для приближенных расчетов значения центробежной силы можно пользоваться приближенной формулой:

$$P = 11 G n^2 r, \quad (164)$$

где G — вес вращающегося тела; n — число сотен оборотов в минуту.

Для реальных скоростей вращения маховиков инерционных аккумуляторов даже сравнительно малая неуравновешенность может вызвать большую центробежную силу. На-

§ 2. Диск постоянной толщины с отверстием и без него

Практически диском постоянной толщины можно считать цилиндр, диаметр которого превосходит толщину более, чем в 4 раза. В этом случае с достаточной точностью можно полагать, что имеет место плоское напряженное состояние. Снова применим принцип Даламбера. Задачи, подобные рассматриваемой, называются осесимметричными, т. е. искомые величины зависят только от радиуса.

Рассмотрим равновесие элемента диска $abcd$ (рис. 74).

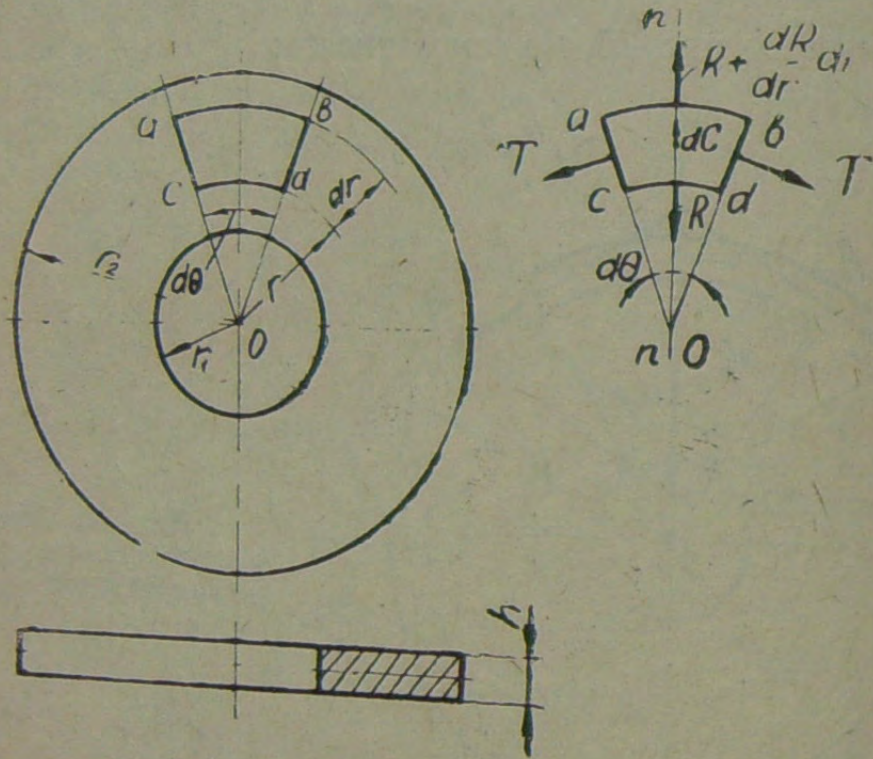


Рис. 74. Схема к расчету диска.

Из условия симметрии и плоского напряженного состояния следует, что касательные напряжения отсутствуют и диск нагружен тангенциальными σ_τ и радиальными σ_r нормальными напряжениями. На рассматриваемый элемент диска действуют сила инерции

$$dC = \frac{\gamma}{g} h r^2 \omega^2 dr d\theta,$$

радиальные силы

$$R, \quad R + \frac{dR}{dr} dr.$$

где $R = \sigma_r h r d\theta$, и окружные силы $T = \sigma_\tau h dr$.

Проектируя силы на направление радиуса $n-n$, имеем:

$$dC + dR - 2T \sin \frac{d\theta}{2} = 0.$$

Учитывая, что $dR = d(\sigma_r r) h d\theta$, при малом θ

$$2 \sin \frac{d\theta}{2} \approx d\theta,$$

получаем:

$$\frac{d(\sigma_r r)}{dr} - \sigma_r + \frac{\gamma}{g} \omega^2 r^2 = 0. \quad (94)$$

Это уравнение, иногда называемое уравнением совместности, связывает тангенциальные и радиальные нормальные напряжения.

Окружная деформация ε_τ выражается через радиальное перемещение u следующим образом:

$$\varepsilon_\tau = \frac{2\pi(r+u) - 2\pi r}{2\pi r} = \frac{u}{r}. \quad (95)$$

Радиальная деформация:

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr}. \quad (96)$$

Используя формулы (95) и (96) и следуя закону Гука, имеем:

$$\sigma_\tau = \frac{E}{1-\mu^2} (\varepsilon_\tau + \mu \varepsilon_r) = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{u}{r} + \mu \frac{du}{dr} \right); \quad (97)$$

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2} (\varepsilon_r - \mu \varepsilon_\tau) = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{du}{dr} + \mu \frac{u}{r} \right), \quad (98)$$

где μ — коэффициент Пуассона.

Подставив (97) и (98) в (94), после некоторых преобразований получим:

$$\frac{d^2 u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = - \frac{1-\mu^2}{E} \frac{\gamma}{g} \omega^2 r;$$

$$\frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d(ur)}{dr} \right] = - \frac{1-\mu^2}{E} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2 r.$$

Произведя интегрирование, имеем:

$$u = C_1 r + \frac{C_2}{r} - \frac{1-\mu^2}{8E} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2 r^3.$$

Постоянные C_1 и C_2 определяются из рассмотрения граничных условий конкретной задачи.

Подставив значение u в (97) и (98), найдем искомую зависимость напряжений от радиуса:

$$\sigma_r = \frac{C_1 E}{1-\mu} + \frac{C_2 E}{(1+\mu)r^2} - \frac{1-3\mu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2 r^2; \quad (99)$$

$$\sigma_t = \frac{C_1 E}{1-\mu} - \frac{C_2 E}{(1+\mu)r^2} - \frac{1-3\mu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2 r^2. \quad (100)$$

Применим полученные выражения к конкретной задаче определения напряжений во вращающемся диске с радиусом r_2 без отверстия. Рассмотрим граничные условия. При $r=0$ перемещение $u=0$, $C_2=0$; при $r=r_2$ радиальные напряжения на поверхности $\sigma_r=0$. В этом случае из формулы (100) находим C_1 :

$$C_1 = \frac{(3+\mu)(1-\mu)}{8E} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2 r_2^2.$$

Определяем напряжения в диске:

$$\sigma_t = \frac{\gamma \omega^2}{8g} [(3+\mu)r_2^2 - (1+3\mu)r^2]; \quad (101)$$

$$\sigma_r = \frac{\gamma \omega^2}{8g} [(3+\mu)(r_2^2 - r^2)]. \quad (102)$$

Эпюры напряжений представлены на рис. 75. Максимальные напряжения имеют место в центре, причем

$$\sigma_{t_{\max}} = \sigma_{r_{\max}} = \frac{3+\mu}{8} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2 r_2^2. \quad (103)$$

В случае наличия центрального круглого отверстия радиусом r_1 (рис. 76) при $r=r_1$ $\sigma_r=0$, при $r=r_2$ $\sigma_r=0$. Опре-

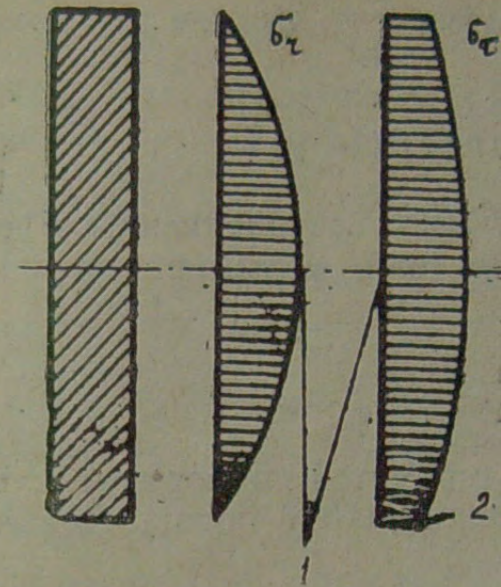


Рис. 75. Эпюры напряжений в диске без отверстия: 1 — максимальные напряжения в центре $\sigma_{t_{\max}}$, 2 — напряжения на периферии σ_t .

деляя для этого случая C_1 и C_2 , по формулам (99) и (100) получаем:

$$\sigma_t = \frac{3+\mu}{8} \cdot \frac{\gamma \omega^2}{g} \left[r_2^2 - r_1^2 - \frac{1+3\mu}{3+\mu} r^2 + \frac{r_1^2 r_2^2}{r^2} \right]; \quad (104)$$

$$\sigma_r = \frac{3+\mu}{8} \cdot \frac{\gamma \omega^2}{g} \left[r_2^2 + r_1^2 - r^2 - \frac{r_1^2 r_2^2}{r^2} \right]. \quad (105)$$

Эпюры напряжений σ_t и σ_r представлены на рис. 76.

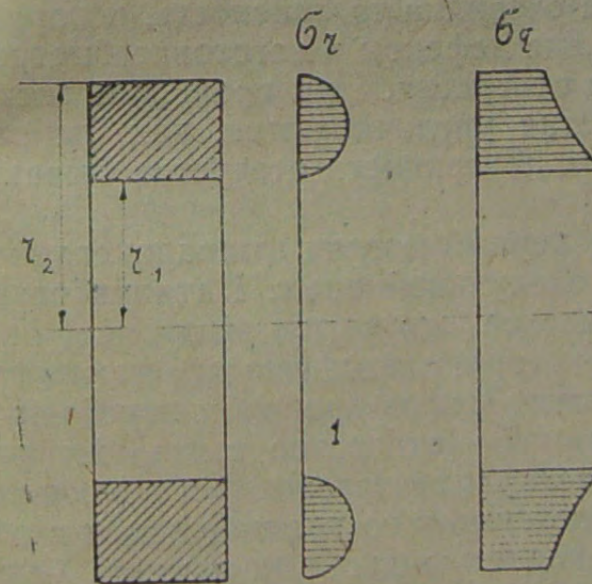


Рис. 76. Эпюры напряжений в диске с отверстием: 1 — максимальные радиальные напряжения $\sigma_{r_{\max}}$, 2 — максимальные окружные напряжения $\sigma_{t_{\max}}$.

Максимальные напряжения имеют место на внутренней цилиндрической поверхности отверстия, причем эти напряжения окружные нормальные:

$$\sigma_{\tau \max} = \frac{\gamma \omega^2}{4g} [r_2^2(3+\mu) + r_1^2(1-\mu)]. \quad (106)$$

Радиальные же напряжения здесь несущественны и всегда меньше окружных. Максимумы они достигают на радиусе $r_0 = \sqrt{r_1 r_2}$:

$$\sigma_{r \max} = \frac{3+\mu}{8} \cdot \frac{\gamma \omega^2}{g} (r_2 - r_1)^2. \quad (107)$$

Когда диск с отверстием стремится по формуле к тонкому ободу, т. е. $r_1 \rightarrow r_2$, выражение (106) обращается в уже известное нам

$$\sigma_{\tau} = \frac{\gamma \omega^2 R^2}{g},$$

а (107) обращается в 0.

При стремлении же радиуса отверстия к 0 выражение для окружных нормальных напряжений не приводится к виду для диска без отверстия, оно имеет вид:

$$\sigma_{\tau} = \frac{3+\mu}{4} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2 r_2^2,$$

что вдвое больше значения напряжений в той же точке для дисков без отверстия. Отсюда очевидна та опасность, которую представляют даже очень малые дефекты в заготовке быстро вращающихся маховиков без отверстия. При вращении диска эти микроскопические отверстия увеличиваются, как бы растягиваются, и напряжения на поверхности отверстия бывают очень значительными.

Иллюстрацией этого, на первый взгляд парадоксально-го, явления может служить следующий опыт. Натянув резиновую пленку на цилиндрическое отверстие, например на горлышко банки, получим некоторую аналогию вращающегося упругого диска без отверстия. Теперь проколем эту пленку в центре самой тонкой булавкой — отверстие тотчас же разойдется и образует окружность, значительно превышающую предполагаемый прокол. Аналогично и во вращающемся с определенной (не с нулевой) скоростью диске не может быть

бесконечно малого отверстия. Таковое возможно (и то теоретически) только в покоящемся диске. Отсюда следует, что при посадке маховика с натягом на вал с приобретением скорости отверстие расширяется и маховик может «высвободиться».

§ 3. Диск равного сопротивления

При рассмотрении дисков постоянной толщины выяснилось, что напряжения в них распределены по радиусу весьма неравномерно. При этом часть материала диска недо-напряжена. Определим такую форму вращающегося диска при которой $\sigma_{\tau} = \sigma_r = \sigma = \text{const}$.

Воспользуемся выведенным ранее уравнением совместности (94). Рассматривая равновесие того же элемента диска, но уже переменной толщины, получим аналогичное уравнение, в которое входит толщина h :

$$\frac{d(h\sigma_r r)}{dr} - \sigma_{\tau} h + \frac{\gamma}{g} \omega^2 r^2 h = 0.$$

Положим в этом уравнении $\sigma_r = \sigma_{\tau} = \sigma = \text{const}$, получим дифференциальное уравнение для функции $h(r)$:

$$\frac{dh}{dr} + \frac{\gamma}{g} \frac{\omega^2}{\sigma} h r = 0.$$

Интеграл этого уравнения и представляет собой уравнение формы диска равного сопротивления:

$$h = h_0 \exp\left(-\frac{\gamma \omega^2 r^2}{2g\sigma}\right), \quad (108)$$

где h_0 — толщина диска в центре.

Из уравнения (108) следует, что форма диска равного сопротивления зависит от окружной скорости вращения диска u и при $u=0$ обращается в диск постоянной толщины. Кроме того, по наружному контуру диска должна быть приложена радиальная нагрузка, вызывающая напряжение σ . Это условие обычно приближенно выполняется созданием небольшого обода по периферии диска.

При высоких угловых скоростях и небольших допускаемых напряжениях величина h может стать весьма малой. Приведем значения соотношений между величинами толщины

диска в центре и на периферии при допустимом напряжении 2500 кг/см² (табл. 5).

Таблица 5

Окружная скорость, м/сек	200	400	600	800
h_0/h	1,9	12,9	310	27500

Столь быстрое возрастание отношения h_0/h и является фактическим ограничителем повышения окружной скорости вращения монолитных маховиков.

§ 4. Расчет полых маховиков

Для создания маховика с переменным моментом инерции многими изобретателями предлагалась конструкция, представляющая полый цилиндр, заполняемый жидкостью (например, водой или ртутью). Несмотря на множество недостатков таких маховиков, они принципиально применимы при малых угловых скоростях вращения. Создание высокопрочных армированных оболочек расширяет возможности этих маховиков. Кроме того, на подобном принципе основан ряд второстепенных устройств для инерционных аккумуляторов (например, динамических уплотнений).

Ниже приводится расчет напряжений в цилиндрической стенке вращающегося барабана, наполненного жидкостью (рис. 77). Ввиду того что угловая скорость барабана ω весьма велика, можно принять поверхности равного давления в жидкости цилиндрическими.

Давление жидкости по образующей цилиндра равно:

$$p = \frac{\gamma_0}{2g} (r_2^2 - r_1^2) \omega^2,$$

где r_1 и r_2 — соответственно радиусы цилиндрических поверхностей жидкости и стенки барабана; γ_0 — удельный вес жидкости.

К давлению жидкости следует прибавить распределенную нагрузку от сил инерции, интенсивностью q :

$$q = \frac{\gamma}{g} r_2 \delta \omega^2,$$

где δ — толщина стенки барабана.

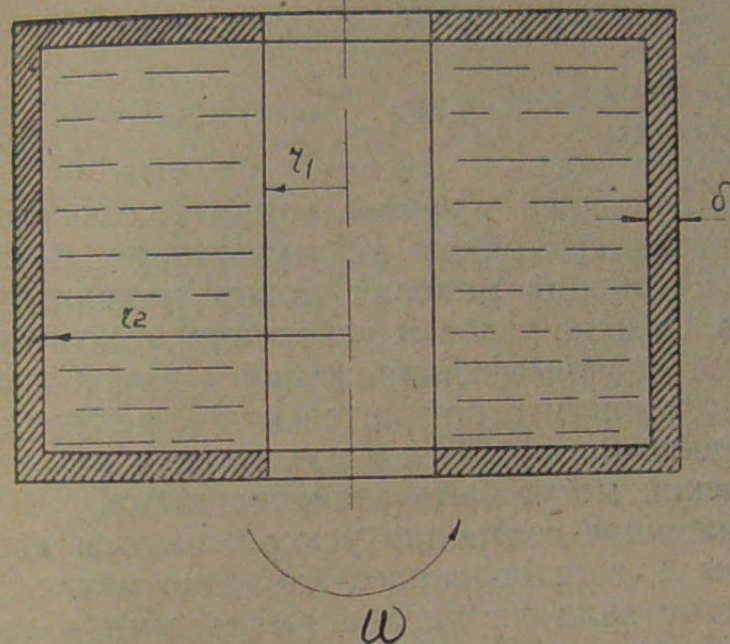


Рис. 77. Схема к расчету полого маховика.

Суммарное давление:

$$p_0 = p + q = \frac{\gamma_0}{2g} (r_2^2 - r_1^2) \omega^2 + \frac{\gamma}{g} r_2 \delta \omega^2. \quad (109)$$

Решение этой задачи по моментной теории весьма сложно, поэтому с некоторым приближением можно довольствоваться решением, соответствующим безмоментной теории. В этом случае напряжение σ_r в меридиональном сечении барабана равно:

$$\sigma_r = \frac{p_0 r_2}{\delta} = \frac{\gamma_0 (r_2^2 - r_1^2) r_2 \omega^2}{2g\delta} + \frac{\gamma}{g} \omega^2 r_2^2. \quad (110)$$

Напряжение в нормальном сечении

$$\sigma_n = \frac{P}{2\pi r_2 \delta} = \frac{\gamma_0 \omega^2 (r_2^2 - r_1^2)^2}{8g\delta r_2}, \quad (111)$$

где P — равнодействующая сил давления на крышку барабана:

$$P = \int_{r_1}^{r_2} \frac{\gamma_0 \omega^2}{2g} (r^2 - r_1^2) 2\pi r dr = \frac{\pi \gamma_0}{4g} (r_2^2 - r_1^2)^2 \omega^2.$$

Следует учесть, что наибольшие отклонения от реальных значений в случае пользования безмоментной теорией будут наблюдаться в зонах, прилежащих к местам присоединения крышек.

§ 5. Ускоряющийся диск постоянной толщины

Ускорение (замедление) — самый характерный процесс в работе маховиков инерционных аккумуляторов. В состоянии равномерного вращения маховик может находиться лишь в частном случае. Обычно угловые ускорения маховиков невелики и не вызывают ощутимых напряжений в нем. Однако в некоторых случаях, например при интенсивной рекуперации энергии, при аварийном торможении маховика и пр., величины угловых ускорений могут быть значительными.

Рассмотрим напряженное состояние ускоряющегося диска постоянной толщины h , изготовленного как одно целое с валом. Заменим действие вала на диск нормальными и касательными силами, а сам диск нагрузим двумя системами инерционных сил, порождаемыми центробежными и тангенциальными ускорениями. Интенсивность этих сил соответственно равна:

$$q_1 = \frac{\gamma}{g} \omega^2 r, \quad (112)$$

$$q_2 = \frac{\gamma}{g} \frac{d\omega}{dt} r. \quad (113)$$

Рассмотрим диск под действием отдельно приложенных систем сил.

Первая задача решается по ранее выведенным формулам (99) и (100). Для определения постоянных интегрирования C_1 и C_2 воспользуемся следующими граничными условиями: при $r=r_1$ $\sigma_r=0$; при $r=r_2$ $\sigma_r=0$. С учетом этого имеем:

$$C_1 r_1 + \frac{C_2}{r_1} = \frac{(1+\mu)^2}{8E} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2 r_1^3;$$

$$\frac{C_1}{1-\mu} - \frac{C_2}{(1+\mu)r_2^2} = \frac{3+\mu}{8E} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2 r_2^2.$$

С достаточным приближением полагаем $\mu=1/3$;

$$C_1 = \frac{(r_1^4 + 5r_2^4)}{9(2r_2^2 + r_1^2)} \cdot \frac{\gamma \omega^2}{gE}; \quad (114)$$

$$C_2 = \frac{r_1^2 r_2^2 (2r_1^2 - 5r_2^2)}{9(2r_2^2 + r_1^2)} \cdot \frac{\gamma \omega^2}{gE}. \quad (115)$$

В соответствии с формулами (99) и (115)

$$\sigma_r = \frac{\gamma \omega^2}{g} \left[\frac{r_1^4 + 5r_2^4}{6(2r_2^2 + r_1^2)} - \frac{r_1^2 r_2^2 (5r_2^2 - 2r_1^2)}{12(2r_2^2 + r_1^2)r^2} - \frac{r^2}{4} \right]; \quad (116)$$

$$\sigma_r = \frac{\gamma \omega^2}{g} \left[\frac{r_1^4 + 5r_2^4}{6(2r_2^2 + r_1^2)} + \frac{r_1 r_2 (5r_2^2 - 2r_1^2)}{12(2r_2^2 + r_1^2)r^2} - \frac{5}{12} r^2 \right]. \quad (117)$$

Напряжения в точках на радиусе r_1 :

$$\sigma_{r1} = \frac{5r_2^4 - 4r_1^2 r_2^2 - r_1^4}{12(2r_2^2 + r_1^2)} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2; \quad (118)$$

$$\sigma_{r1} = \frac{5r_2^4 - 4r_1^2 r_2^2 - r_1^4}{4(2r_2^2 + r_1^2)} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega^2. \quad (119)$$

Рассматривая деформации и напряжения в диске, создаваемые его ускоряющейся массой, можно заметить, что он находится в состоянии чистого сдвига.

Составим уравнение моментов для радиуса r :

$$2\pi r^2 h \tau - \int_r^{r_2} h \frac{\gamma}{g} \frac{d\omega}{dt} 2\pi r^3 dr = 0,$$

откуда

$$\tau = \frac{1}{4} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{r_2^4 - r^4}{r^2} \cdot \frac{d\omega}{dt}.$$

Наибольшее касательное напряжение на радиусе $r=r_1$:

$$\tau_1 = \tau_{\max} = \frac{1}{4} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{r_2^4 - r_1^4}{r_1^2} \cdot \frac{d\omega}{dt}. \quad (120)$$

Ясно, что в период ускорения в диске сохраняется плоское напряженное состояние и наиболее напряженными являются точки радиуса r_1 .

Как известно, главные напряжения при плоском напряженном состоянии равны:

$$\sigma_{\text{гл}}' = \frac{\sigma_r + \sigma_\tau}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_r - \sigma_\tau)^2 + 4\tau^2}; \quad (121)$$

$$\sigma_{\text{гл}}'' = \frac{\sigma_r + \sigma_{\tau}}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_r - \sigma_{\tau})^2 + 4\tau^2};$$

$$\sigma_{\text{гл}}''' = 0. \quad (122)$$

Согласно энергетической теории прочности, определяем эквивалентное напряжение при радиусе $r=r_1$:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{(\sigma_{\text{гл}}')^2 + (\sigma_{\text{гл}}'')^2 - (\sigma_{\text{гл}}')(\sigma_{\text{гл}}'')} = \sqrt{7\sigma_{\tau_1}^2 + 3\tau_1^2}, \quad (123)$$

откуда получим:

$$\sigma_{\text{экв}} = 19,2 \frac{r_1^2 \gamma}{g} \sqrt{\omega^4 + 860 \left(\frac{d\omega}{dt} \right)^2}. \quad (124)$$

Примерная эпюра напряжений при ускоренном вращении диска постоянной толщины представлена на рис. 78.

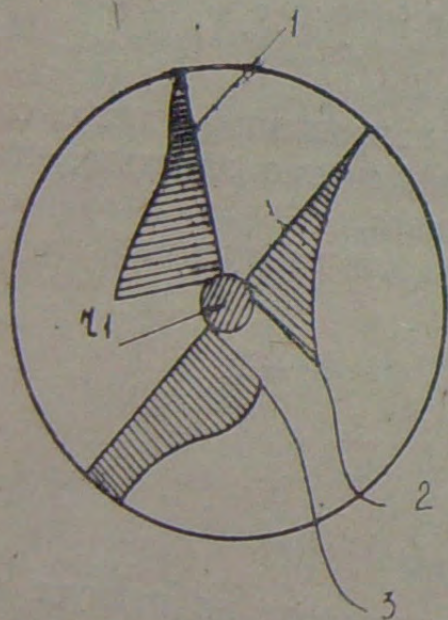


Рис. 78. Эпюра напряжений при ускоренном вращении диска: 1 — радиальные напряжения σ_{r1} , 2 — тангенциальные напряжения τ_{max} , 3 — окружные напряжения $\sigma_{\tau 1}$.

§ 6. Прочностно-энергетический расчет

Основным показателем инерционного аккумулятора является его энергоемкость, т. е. то количество кинетической энергии, которое может быть накоплено в маховике. Известно, что кинетическая энергия тела, вращающегося вокруг оси, определяется выражением

$$E = \frac{I\omega^2}{2}.$$

С увеличением угловой скорости маховика его кинетическая энергия возрастает, однако при этом возрастают и напряжения в теле маховика, вызванные центробежной силой. Следовательно, максимальная энергоемкость маховика лимитируется его механической прочностью.

Для расчета маховика на прочность необходимо задать его форму. Как известно, маховики бывают выполнены в виде ободов различной толщины со спицами или дисками, крепящими обод к ступице, и в виде дисков постоянной и переменной толщины без отверстия. Как уже отмечалось, ободы обычно применяются при невысоких окружных скоростях; диски постоянной и переменной толщины без отверстий — при более высоких окружных скоростях. Из дисков переменной толщины необходимо особо отметить диск равной прочности, который применяется как маховик при наиболее высоких окружных скоростях.

Энергетический расчет маховика по вышеприведенным зависимостям (по заданной энергоемкости) затруднителен и не дает точных результатов. Вследствие этого представляется целесообразным исследование влияния формы маховика на максимальный запас кинетической энергии в нем, а также выбор критерия рациональности формы маховика. Для этого необходимо рассмотреть напряжения, возникающие в теле вращающегося маховика той или иной формы.

Известно, что во вращающихся дисках под действием центробежной силы возникают два рода нормальных напряжений: тангенциальное σ_{τ} и радиальное σ_r , обуславливающие плоское напряженное состояние, в случае которого, согласно теории максимальных касательных напряжений, расчетным принимается максимальное.

Так как общие дифференциальные уравнения теории упругости для расчета дисков допускают решения в конечном виде только в частных случаях, из которых известны диск равной прочности, диск постоянной толщины и диск гиперболического профиля, то рассмотрим каждый частный случай отдельно (диск гиперболического профиля из рассмотрения исключаем ввиду громоздкости решения, а также ввиду того, что он, являясь диском переменной толщины, по всем полезным показателям уступает диску равной прочности).

1. Диск постоянной толщины без отверстия и с отверстием. Для дисков постоянной толщины характерно преоблада-

ние тангенциальных напряжений над радиальными: $\sigma_t \geq \sigma_r$.

Как уже отмечалось, максимальные тангенциальные напряжения в диске постоянной толщины без отверстия имеют место у оси вращения и равны:

$$\sigma_t = \frac{\gamma \omega^2 R^2}{8g} (3 + \mu). \quad (125)$$

В дисках постоянной толщины с отверстием они имеют место на внутренней поверхности и могут определяться следующим выражением:

$$\sigma_t = \frac{\gamma \omega^2 R^2}{4g} (3 + \mu) \left[1 + i^2 \left(\frac{1 - \mu}{3 + \mu} \right) \right], \quad (126)$$

где γ — удельный вес материала диска, ω — угловая скорость диска, R — максимальный радиус диска, g — ускорение силы тяжести, μ — коэффициент Пуассона, i — отношение радиусов отверстия и диска.

Кинетическая энергия вращающегося диска постоянной толщины без отверстия и с отверстием соответственно равна:

$$E_1 = \frac{M_1 R^2 \omega^2}{4}; \quad (127)$$

$$E_2 = \frac{M_2 R^2 \omega^2}{4} (1 + i^2), \quad (128)$$

где M_1 и M_2 — массы дисков.

Решив совместно выражения (125) и (127), а также (126) и (128) относительно энергоемкости и отнеся ее к единице массы, получим для обоих случаев выражение вида:

$$e = K \sigma, \quad (129)$$

где e — удельная энергоемкость материала маховика, т. е. энергоемкость единицы его массы:

$$e = \frac{E}{M}, \quad (130)$$

а буквой K обозначены все входящие в формулу постоянные величины.

Из выражения (129) следует, что удельная энергоемкость материала маховика зависит от величины максимальных напряжений, возникающих в диске, а также от формы диска, определяемой коэффициентом K . Чем выше значение коэффи-

циента K для дисков из одного и того же материала, тем рациональнее форма, т. е. тем выше его удельная энергоемкость при равных напряжениях в материале. Вследствие этого коэффициент K может служить критерием рациональности маховика.

По формуле (129) производится расчет удельной энергоемкости маховика по допускаемым напряжениям растяжения. Используя значение удельной энергоемкости, из выражения (130) можно получить как массу маховика по заданной энергоемкости, так и максимальную энергоемкость маховика заданной массы.

Определим значения коэффициента рациональности формы для различных случаев:

а) Диск постоянной толщины без отверстия.

Из рассмотрения (125) и (129) находим:

$$K = \frac{2g}{\gamma(3 + \mu)}. \quad (131)$$

Для стальных дисков имеем: $\gamma = 78,5 \text{ кн/м}^3$; $\mu = 0,28$.

Подставив в (131) численные значения величин, получим: $K = 0,0763 \text{ м}^4/\text{кн} \cdot \text{сек}^2$.

б) Диск постоянной толщины с центральным круглым отверстием.

Определив как и в предыдущем случае, выражение для K , используя (126) и (129) и подставив численные величины γ и μ , получим:

$$K = \frac{9,8(1 + i^2)}{257 + 56,6 i^2} \cdot \text{м}^4/\text{кн} \cdot \text{сек}^2. \quad (132)$$

График изменения коэффициента рациональности формы маховика K для различных значений i представлен на рис. 79.

Для диска с самым маленьким отверстием $K = 0,0382 \text{ м}^4/\text{кн} \cdot \text{сек}^2$, т. е. рациональность формы маховика снижена в два раза по сравнению с диском без отверстия. По мере увеличения диаметра отверстия форма маховика становится более рациональной, и при $i \approx 1$ (тонкий обод) $K = 0,063 \text{ м}^4/\text{кн} \cdot \text{сек}^2$, т. е. все же меньше, чем у диска без отверстия.

2. Диск равной прочности. В диске равной прочности величина радиальных и тангенциальных напряжений одинакова во всех его точках:

$$\sigma = \sigma_t = \sigma_r.$$

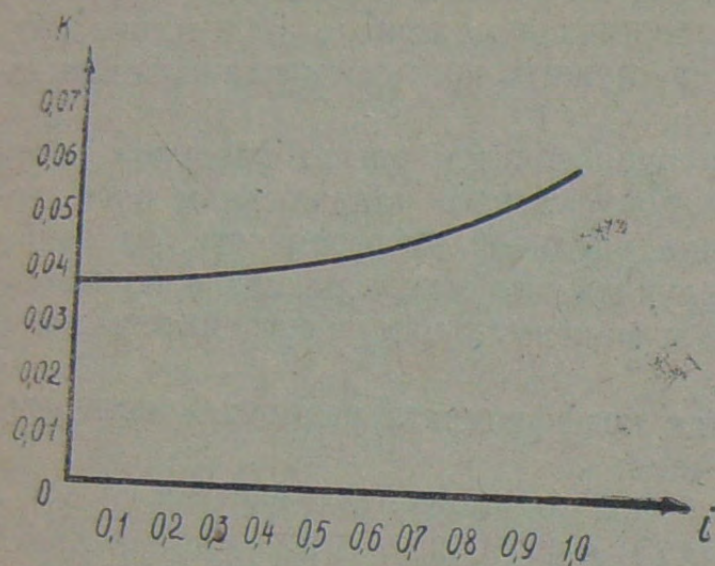


Рис. 79. Изменение коэффициента K рациональности формы маховика с отверстием в зависимости от отношения i диаметра отверстия к диаметру маховика.

Для нахождения коэффициента рациональности формы K для дисков равной прочности используем выражение (129), из которого следует:

$$K = \frac{e}{\sigma} = \frac{E}{M\sigma}. \quad (133)$$

Из рассмотрения энергоемкости элементарных полосок толщиной dx сечения диска равной прочности (рис. 80) сле-

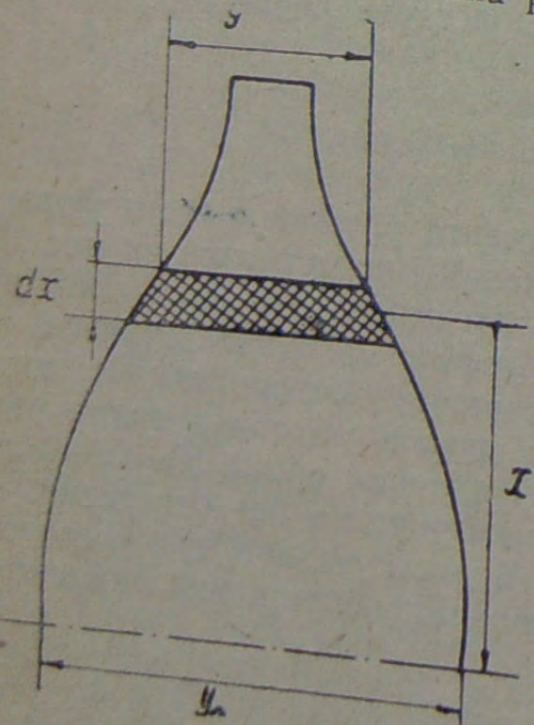


Рис. 80. Схема к расчету маховика равной прочности.

дует, что масса этого диска выражается интегралом:

$$M = \frac{\pi \gamma y_0}{g} \int_0^R 2x \exp\left(-\frac{\gamma \omega^2 x^2}{2g\sigma}\right) dx, \quad (134)$$

а запас кинетической энергии во вращающемся с угловой скоростью ω диске интегралом:

$$E = \frac{\pi \gamma \omega^2 y_0}{2g} \int_0^R 2x^3 \exp\left(-\frac{\gamma \omega^2 x^2}{2g\sigma}\right) dx. \quad (135)$$

Для решения интегралов (134) и (135) целесообразно произвести замену переменных:

$$\frac{\gamma \omega^2 x^2}{2g\sigma} = z.$$

После решения и подстановки пределов выражения принимают вид, соответственно:

$$M = \frac{2\pi y_0 \sigma}{\omega^2} \left[1 - \exp\left(-\frac{\gamma \omega^2 R^2}{2g\sigma}\right) \right]; \quad (136)$$

$$E = \frac{2\pi y_0 g \sigma^2}{\gamma \omega^2} \left[1 - \exp\left(-\frac{\gamma \omega^2 R^2}{2g\sigma}\right) \right] + \pi y_0 R^2 \sigma \exp\left(-\frac{\gamma \omega^2 R^2}{2g\sigma}\right). \quad (137)$$

С учетом подстановки

$$R\omega = u,$$

где R — радиус диска, u — окружная скорость диска на периферии, выражение (133) после некоторых преобразований принимает вид:

$$K = \frac{2\sigma \left[1 - \exp\left(-\frac{\gamma u^2}{2g\sigma}\right) \right] - \frac{\gamma}{g} u^2 \exp\left(-\frac{\gamma u^2}{2g\sigma}\right)}{2 \frac{\gamma}{g} \sigma \left[1 - \exp\left(-\frac{\gamma u^2}{2g\sigma}\right) \right]}. \quad (138)$$

Подставив численные значения постоянных (для стального диска), получим:

$$K = \frac{2\sigma \left[1 - \exp\left(-\frac{0,04 u^2}{\sigma}\right) \right] - 0,08 u^2 \exp\left(-\frac{0,04 u^2}{\sigma}\right)}{16 \cdot 10^{-2} \left[1 - \exp\left(-\frac{0,04 u^2}{\sigma}\right) \right] \sigma}. \quad (139)$$

пример, для массы 100 г, расположенной на расстоянии 0,5 м от оси вращения, центробежная сила при 5000 об/мин составляет около 1,5 т, 10 000 об/мин — около 6 т, 20 000 об/мин — около 24 т. Отсюда видно, как тщательно должны быть отбалансированы маховики инерционных аккумуляторов, вращающиеся с весьма высокой скоростью, для того чтобы не могли возникнуть опасные по величине центробежные силы.

Уравновешивание маховика сводится к подбору такой его формы, при которой ось вращения маховика была бы главной центральной осью инерции. В процессе изготовления маховика вследствие неизбежных технологических погрешностей, неоднородности материала и др. это условие нарушается и маховик приобретает неуравновешенность.

Неуравновешенность бывает трех видов: статическая, динамическая и комбинированная. В случае статической неуравновешенности все неуравновешенные массы можно заменить одной приведенной массой m , центр которой смещен относительно оси вращения на расстояние ρ (рис. 83, а). При вращении неуравновешенного маховика центробежная сила приведенной массы, постоянная по абсолютной величине и переменная по направлению, действует на опоры маховика, вызывая их колебания. Статическую неуравновешенность можно обнаружить без сообщения маховику вращательного движения. Она характерна для таких деталей, размер которых вдоль оси вращения мал по сравнению с поперечными размерами, например для дисков и др. Центробежные моменты

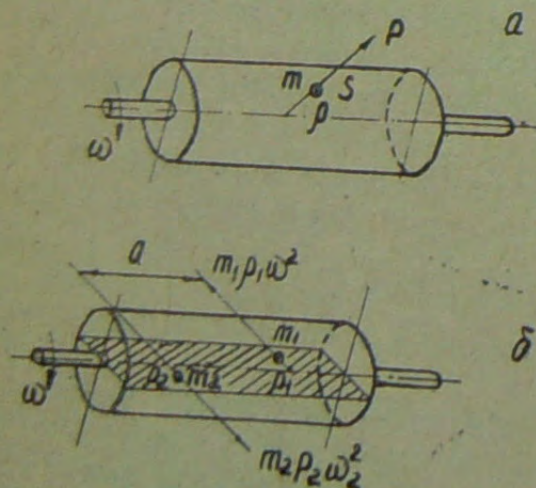


Рис. 83. Виды неуравновешенности маховиков.

инерции таких деталей малы, следовательно, мала и погрешность их.

В случае динамической неуравновешенности неуравновешенные массы можно привести к двум массам, лежащим в одной диаметральной плоскости. Статические моменты этих масс относительно оси вращения в случае чистой динамической неуравновешенности равны между собой (рис. 83, б). При вращении маховика центробежные силы этих приведенных масс образуют пару, момент которой, постоянный по абсолютной величине, непрерывно меняет свое направление. Эта пара сил также действует на подшипники, вызывая их колебания. В соответствии с обозначениями (см. рис. 83, б) момент этой пары выражается:

$$M = m_1 \rho_1 a \omega^2. \quad (165)$$

Как видно из приведенного, момент пары увеличивается с ростом угловой скорости и становится равным 0 при $\omega = 0$. Вследствие этого динамическую неуравновешенность можно обнаружить только при вращении детали. В чистом виде динамическая неуравновешенность маловероятна.

Одновременное наличие статической и динамической неуравновешенности создает так называемую комбинированную (смешанную) неуравновешенность. Центробежные силы неуравновешенных масс приводятся в этом случае к силе P и паре $(F_1 F_2)$, причем сила и пара не находятся в одной плоскости (рис. 84). Такая неуравновешенность чаще всего

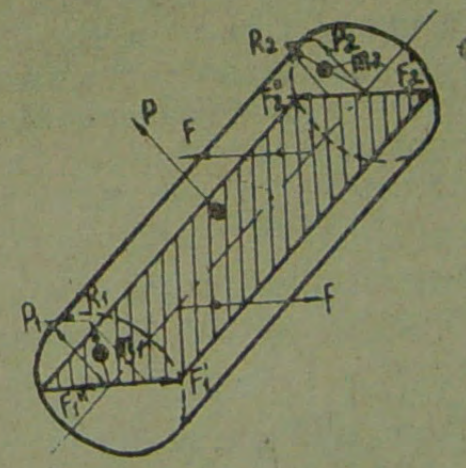


Рис. 84. Комбинированная неуравновешенность маховиков.

встречается на практике. Систему, состоящую из силы и пары, можно привести к двум скрещивающимся силам, расположенным в произвольных плоскостях, перпендикулярных к оси вращения тела. Разложим силу P на две параллельные ей P_1 и P_2 , лежащие в произвольно выбранных плоскостях. Разложим также каждую из сил пары на составляющие F_1', F_2' и F_1'', F_2'' . В результате мы получим в первой из выбранных плоскостей сходящуюся систему сил P_1, F_1', F_1'' , а в другой плоскости — систему P_2, F_2', F_2'' . Заменяв каждую систему сил одной равнодействующей, получим две силы R_1 и R_2 , лежащие в тех же плоскостях. Следовательно, при комбинированной неуравновешенности все неуравновешенные массы можно заменить двумя массами m_1 и m_2 , лежащими в произвольно выбранных плоскостях.

Смешанная неуравновешенность характерна для таких деталей, размеры которых вдоль оси вращения достаточно велики.

Для устранения неуравновешенности либо подбираются дополнительные массы (уравновешивающие грузы), либо, наоборот, снимается часть массы уравниваемой детали. Это устранение неуравновешенности детали называется балансировкой, статической или динамической, в зависимости от того, какой вид неуравновешенности устраняется [74, 100].

Современные высокоскоростные маховики обычно имеют дискообразную форму с диаметром, значительно превышающим их толщину. Из опыта уравнивания известно, что при отношении толщины детали к ее диаметру D менее 0,2 динамической неуравновешенностью можно пренебречь и проводить только статическую балансировку. Однако точность статического уравнивания не всегда оказывается достаточной, и тогда применяется динамическое, обеспечивающее более высокую точность уравнивания.

Величина центробежной силы, вызываемой неуравновешенностью, обычно определяется по выражению

$$P < KG,$$

где K — коэффициент, выбираемый в результате анализа условий работы, G — вес тела.

Рекомендации различных авторов по выбору коэффициента K весьма разноречивы, причем значение его колеблется

от 0,01 до 0,5. Такое расхождение объясняется тем, что каждый из авторов учитывал специфические условия работы отдельных машин. При этом чем массивнее вращающийся ротор по сравнению с машиной, тем большую точность уравнивания необходимо обеспечить, поскольку массивный ротор оказывает значительное воздействие не только на несущие подшипники, но и на всю машину или узел, вызывая их вибрацию.

На рис. 85 приводится ориентировочный график для

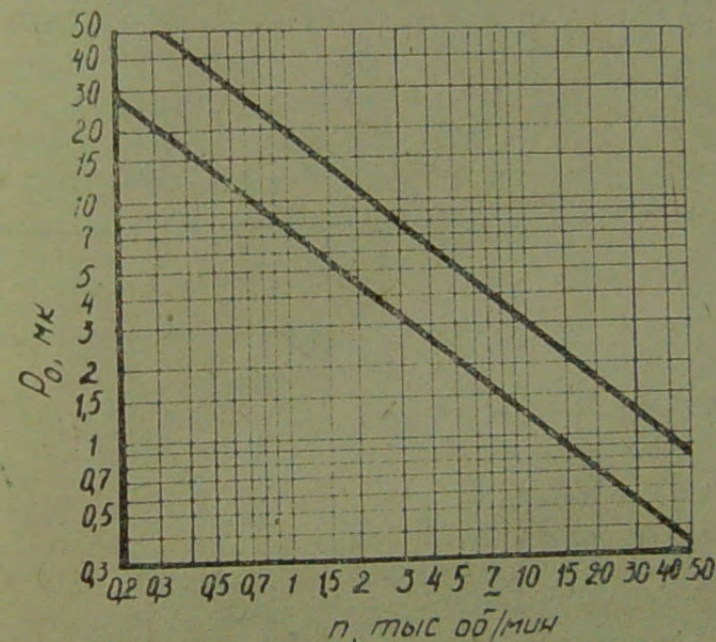


Рис. 85. График для определения допустимого смещения центра тяжести маховика в зависимости от угловой скорости.

определения среднего допускаемого смещения центра тяжести ρ_0 в зависимости от числа оборотов детали в минуту. При этом для более легких маховиков в тяжелых, грубых механизмах можно принимать верхний предел, а для массивных маховиков легковесных точных машин — нижний предел. Уточнение допуска на неуравновешенность должно производиться путем исследования машины в рабочем состоянии, измерения вибраций и сопоставления их с допускаемыми по ГОСТу. Например, согласно ГОСТу 5908—51 устанавливаются следующие предельные нормы амплитуды вибраций в зависимости от числа оборотов в минуту: 1500 об/мин — 60 мк, 3000 об/мин — 40 мк, 5000 об/мин — 30 мк.

Ниже приводятся значения точности уравнивания в микронах на приспособлениях для статического (табл. 7) и динамического (табл. 8) балансирования [74, 100].

Таблица 7

Приспособления	Точность для деталей, $\mu\text{к}$		
	тяжелых— до 10 т	средних— до 1500 кг	легких— до 250 кг
Параллельный стенд	80	30	10
Роликовые	80	50	30
Качающиеся роликовые		25	15
Дисковые		25	15
Однодисковые		20	10
Балансировочные весы		10	5
Специальные		10	5

Таблица 8

Приспособления	Точность, $\mu\text{к}$
Станки на качающейся опоре	20—30
Опоры со спиральными пружинами	7—12
Свободно лежащая балка	3—10
Маятниковая подвеска	3—10
Станки рамной конструкции	3—10
Стробоскопические устройства и станки	3—6
Маятниковые станки	3—6
Маятниковая опора	3—6
Электронные станки	2—4
	0,4—1

На чертежах в технических условиях допуск на неуравновешенность обычно определяется моментом $M = \rho_0 G$.

Исходя из данных таблиц 7 и 8, можно подобрать необходимый тип приспособления для балансировки данного маховика.

Анализ приспособлений для статической балансировки показывает следующее. Параллельные стенды наряду с простотой обладают достаточно высокой точностью. Им следует отдавать предпочтение в тех случаях, когда обе шейки вала имеют одинаковые диаметры и выполнены достаточно точно. Роликовые приспособления можно рекомендовать для тяжелых деталей. Их точность в данном случае такая же, как и у параллельных стендов, но они более удобны, поскольку не требуют тщательной выверки и легко переносятся к месту работы. Преимуществами дисковых приспособлений являют-

ся большая точность уравнивания, удобство применения, простота конструкции. Балансировочные весы — наиболее точные приспособления. Агрегатированные со станками для корректирования дебаланса, они весьма производительны и могут применяться при крупносерийном производстве.

Анализ станков для динамической балансировки свидетельствует, что их точность в основном ненамного превосходит точность совершенных статических устройств. При этом они сложнее последних и обслуживание их затруднительно. Следовательно, если позволяет допускаемая точность балансирования, целесообразнее применять статические устройства. Исключение составляют случаи, когда обязательно требуется динамическая балансировка:

1. Большая толщина маховика вызывает динамическую неуравновешенность. На графике (рис. 86) приведены пря-

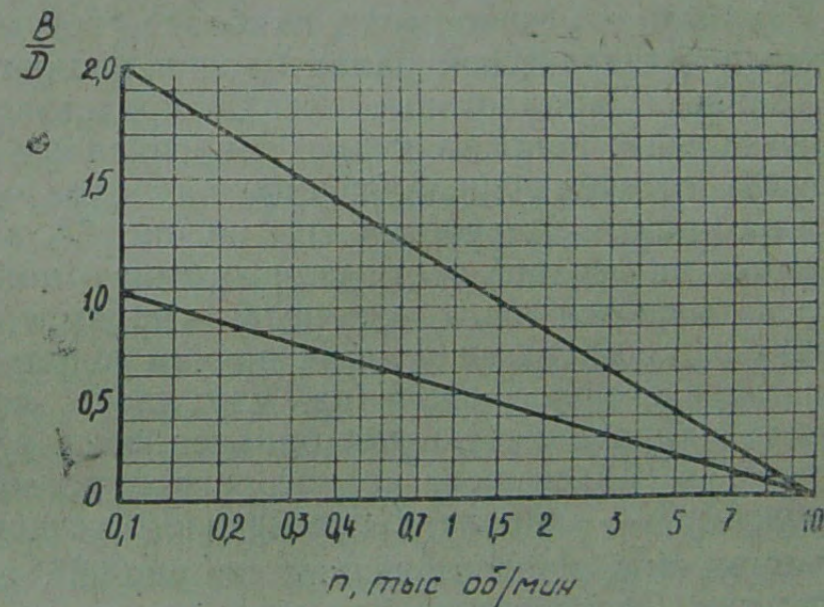


Рис. 86. Области применения статической балансировки.

мые, ограничивающие область применения статического балансирования в зависимости от отношения $\frac{b}{D}$ и числа оборотов в минуту детали n . Верхний и нижний пределы определяются аналогично отмеченному на рис. 85. Маховики с высоким отношением $\frac{b}{D}$ в основном низкоскоростные и вращаются в воздушной среде.

2. Требуется высокая точность балансировки. В этом случае целесообразнее всего использовать наиболее совершенные устройства для динамической балансировки, так как точность остальных близка к точности статических устройств.

3. Балансировку нужно осуществить на самой машине. Такая необходимость часто возникает в результате износа ротора, замены отдельных его элементов при ремонте, остаточных деформаций и других причин. В таких случаях проведение динамической балансировки следует осуществлять с помощью особых приборов.

Ниже рассматриваются основные устройства для статической и динамической балансировки применительно к маховикам инерционных аккумуляторов [74, 100].

§ 2. Параллельные стенды

Как было отмечено выше, наиболее простыми приспособлениями для статической балансировки являются параллельные стенды. Параллельные стенды представляют собой две горизонтальные направляющие, закрепленные на основании. Профили сечения направляющих, наиболее часто встречающиеся на практике, представлены на рис. 87, а — плоский нож, имеющий на верхней части шлифованную полосу, по которой перекачиваются валы детали; б — призматическая направляющая со срезанными углами, причем ширина образующихся при срезе полос различна, что дает возможность использовать направляющую для балансировки деталей различного веса, в зависимости от которого и устанавливается ширина полосы; в — направляющая круглого сечения.

Направляющие, представленные на рис. 87, а, довольно просты, жестки. Основным их недостатком является постоянная ширина полосы, что ограничивает диапазон веса балансируемых деталей.

Направляющие на рис. 87, б, более универсальны, но обладают меньшей жесткостью, чем первые. Они применяются для балансирования деталей небольшого веса.

Ширина полосы, по которой происходит перекачивание, зависит от веса детали. На практике обычно придерживаются следующей зависимости: для деталей весом до 3 кг ширина полосы 0,3 мм, 30 кг — 3,0 мм, 300 кг — 10 мм, 2000 кг — 30,0 мм.

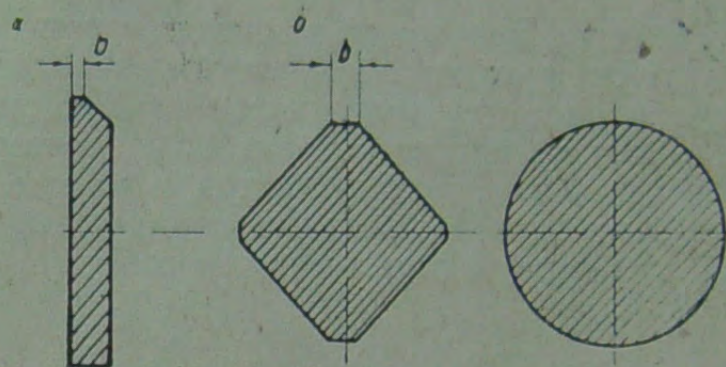


Рис. 87. Профили направляющих в параллельных стендах.

Направляющие круглого сечения (см. рис. 87, в) применяются в основном для деталей весом не более 40—50 кг. При диаметре направляющих 50—60 мм закаленные шейки валов деталей почти не повреждаются. Круглые направляющие легко обрабатываются; при повреждении их поверхности они могут быть повернуты на небольшой угол и поврежденные места исключаются из зоны контакта.

Для уменьшения коэффициента трения рабочая часть направляющих должна быть закалена и тщательно отшлифована. Необходима такая длина рабочей части направляющих, при которой деталь могла бы совершить на приспособлении не менее двух оборотов. Недостатком такого стенда является малая жесткость направляющих, работающих как свободная балка на двух опорах. Образующийся при нагрузке прогиб уменьшает точность балансировки.

Более совершенным является стенд, где жесткость стоек позволяет использовать стенд для балансирования тяжелых деталей.

Параллельные стенды неприменимы в случае разных диаметров валов балансируемой детали. Даже при одинаковом номинальном диаметре этих валов возможно значительное понижение точности балансировки из-за большого допуска на диаметр. В этих случаях могут использоваться роликовые и дисковые приспособления.

§ 3. Роликовые и дисковые приспособления

По существу, роликовые и дисковые приспособления отличаются друг от друга лишь различным отношением внешнего диаметра к диаметру окружности качения шариков в подшипнике. Дисковые приспособления более точны, так как, вследствие большого внешнего диаметра и малого диаметра подшипника, усилия перекачивания незначительны.

Несущий элемент роликового приспособления (рис. 88)

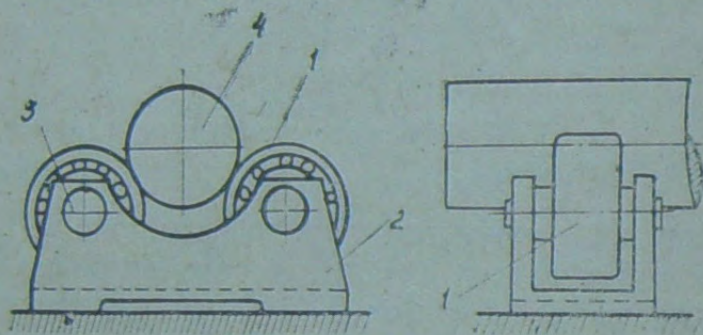


Рис. 88. Несущий элемент роликового станда: 1 — ролики, 2 — станина, 3 — оси роликов, 4 — ось маятника.

состоит из шарикоподшипников 1, установленных на основании 2 при помощи осей 3. Вал балансируемой детали 4 помещается между подшипниками.

Точность балансировки на роликовых приспособлениях ниже, чем на параллельных стандах.

Несущее звено дискового приспособления (рис. 89) состоит из диска 1, укрепленного на оси 2, имеющей кольцевые канавки для качения шариков. Наружное кольцо подшипника при помощи составных частей 3 и 4, ввинчивающихся в обойму 5, позволяет точно отрегулировать зазор в подшипнике с целью получения минимального сопротивления.

Наиболее точными дисковыми приспособлениями являются такие, в которых основная нагрузка от веса детали воспринимается одним диском большого диаметра 1 (рис. 90), а второй диск меньшего диаметра 2 лишь поддерживает вал детали, предохраняя его от скатывания.

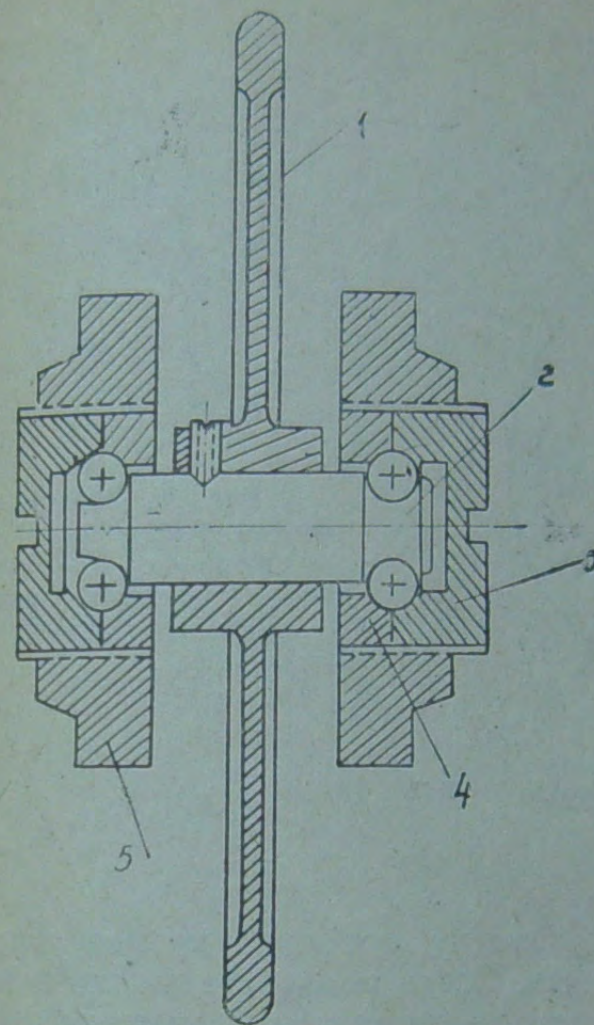


Рис. 89. Несущее звено дискового станда: 1 — диск, 2 — ось, 3 и 4 — поджимные втулки, 5 — обойма.

Дисковые приспособления применяются преимущественно для деталей весом до 100 кг.

§ 4. Вибростенд

Очень часто приходится производить балансирование маятников непосредственно в своих шарикоподшипниках. В этом случае целесообразно применение устройства с принудительной вибрацией, дающего очень хорошие результаты. Точность уравнивания здесь соизмерима с точностью балансировочных весов. При этом устройство значительно проще и позволяет уравнивание деталей, изготовленных заодно с валом.

Приспособление (рис. 91) состоит из основания 1 со стойками 2, на которых устанавливается деталь с надетыми

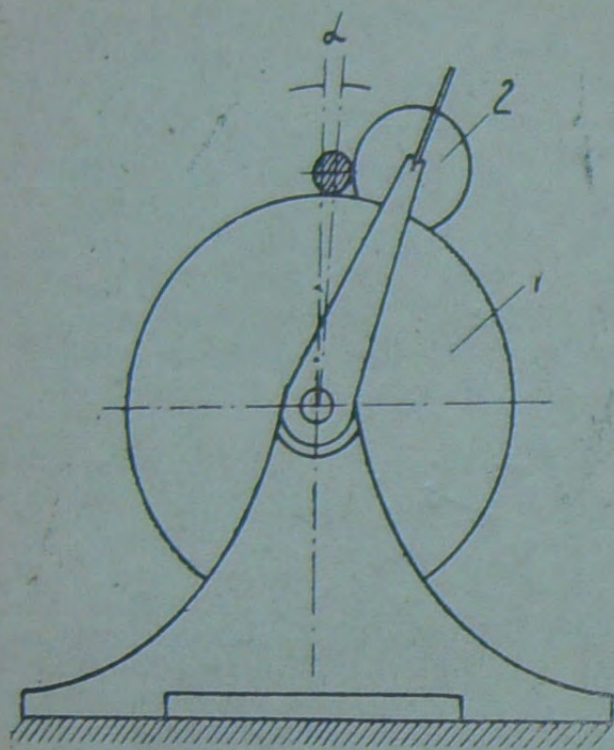


Рис. 90. Общий вид приспособления с разными дисками: 1 — большой (несущий) диск, 2 — малый (фиксирующий) диск.

на ее ось подшипниками 3. Смазку, особенно густую, целесообразно с подшипников снять. Стенд подвергается принудительной вибрации при помощи электромотора 5, имеющего на валу неуравновешенную массу 6. Под основание целесообразно подложить резиновые амортизаторы 7.

Под действием вибрации деталь 4 давит на подшипники с переменной силой. При ускорениях вибрации, близких к g , момент трения в подшипниках в отдельные мгновения может стать весьма малым.

Для статической балансировки маховиков описанный метод наиболее удобен и дает вполне удовлетворительные результаты.

§ 5. Простые приспособления для динамической балансировки

Во многих случаях необходимо динамическое балансирование маховиков. Особенно сильная динамическая неуравновешенность может возникнуть в составных махови-

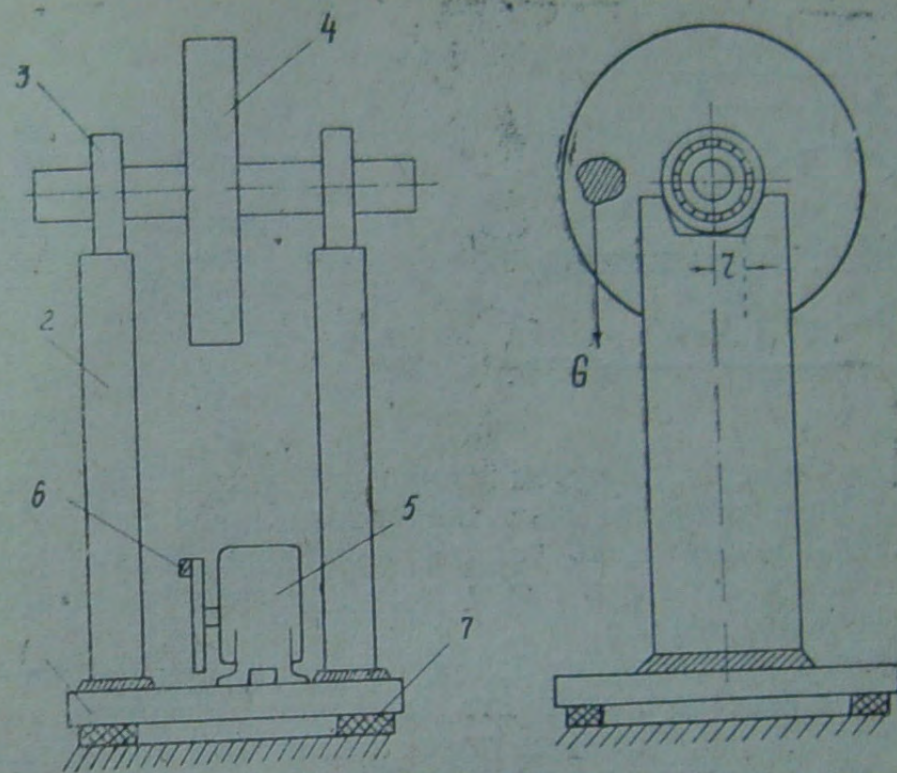


Рис. 91. Вибростенд: 1 — основание, 2 — стойки, 3 — подшипники, 4 — маховик, 5 — электромотор, 6 — неуравновешенная масса, 7 — амортизаторы.

ках, которые после сборки уже не проходят механической обработки.

Наиболее простым и доступным способом динамической балансировки в условиях индивидуального (экспериментального) производства является уравнивание с использованием в качестве упругих элементов балок нормального сечения (рис. 92) (двутаавры, швеллеры, полосы и др.).

Деталь 1, подлежащая уравниванию, устанавливается в подшипниках 2 на двух балках 3, лежащих на опорах 4. Затем деталь тем или иным способом раскручивается до угловой скорости, незначительно превышающей круговую частоту собственных колебаний устройства. По мере сбавления оборотов колебания балки увеличиваются, достигая резонансных значений. Амплитуда резонансных колебаний измеряется индикатором 5.

Частоту собственных колебаний балки с деталью можно

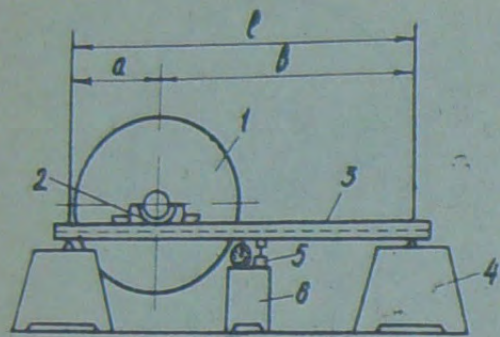


Рис. 92. Стенд для динамического балансирования: 1 — маховик, 2 — подшипник, 3 — упругая балка, 4 — опора, 5 — индикатор, 6 — стойка индикатора.

примерно определить путем сообщения устройству легкого толчка. Число оборотов в секунду разогнанной детали должно несколько превышать частоту колебаний балки, которую целесообразно выбирать около 5 гц для средних деталей и меньшую для тяжелых.

Зафиксировав одну из балок, например, при помощи подкладок или винтового домкрата, замеряют амплитуду колебаний второй балки. Разделив торец балансируемой детали на 6—8 частей и пронумеровав их, устанавливают поочередно на каждом делении пробный груз G_n и измеряют амплитуду резонансных колебаний при каждой установке пробного груза. Величину пробного груза G_n Н. В. Колесник рекомендует приближенно выбирать по формуле:

$$G_n = \frac{GA}{4R},$$

где G — вес детали, кг; R — радиус установки пробных грузов, мм; A — амплитуда зарезонансных колебаний балки при угловой скорости детали, вдвое превышающей резонансную.

Определив такие точки установки пробного груза, которым соответствуют минимальное и максимальное значения колебаний, определяют величину уравнивающего груза G_y по формуле:

$$G_y = 2G_n \frac{A_1}{A_{\max} - A_{\min}},$$

где A_1 — амплитуда колебаний балки до установки пробного груза; $A_{\max}$ и $A_{\min}$ — соответственно амплитуды максимальных и минимальных колебаний балки с пробными грузами.

Если при установке уравнивающего груза не достигается значительное уменьшение колебаний, то вес уравнивающего груза и радиус его установки уточняются опытным путем.

Аналогично поступают при уравнивании другого торца детали.

Установка уравнивающих грузов обычно вызывает нарушение равновесия на противоположном торце детали, поэтому грузы нуждаются в дополнительном корректировании. Удовлетворительный результат обычно достигается после многократных попыток и чаще всего зависит от опыта оператора.

При соответствующем навыке место установки уравнивающего груза можно определить следующим способом. Во время резонансных колебаний балки на шейке вала вибрирующей детали делаются отметки, например, мелом. Отсчитав от средней части отметки 90° против вращения детали, в найденной точке устанавливают пробный груз. Затем деталь вновь разгоняют и наносят отметки. Если места отметок совпадают с предыдущими, увеличивают вес груза, при перемещении отметок на противоположную сторону шейки груз необходимо уменьшить. Перемещение отметок на небольшой угол требует уточнения положения груза по окружности в небольших пределах. Достижение допустимых значений колебаний свидетельствует, что и вес, и место установки груза выбраны правильно. При установке грузов с противоположной стороны также необходима их корректировка, она может быть произведена путем повторного последовательного уравнивания.

Грузы при небольшой скорости вращения детали целесообразно изготовлять из пластилина.

Приведение деталей во вращение можно осуществлять с помощью различных фрикционных устройств либо кулачковых муфт.

Как видно из сказанного, динамическая балансировка деталей с помощью простых устройств весьма трудоемка. Применением же более сложных агрегатов можно значительно облегчить процесс балансировки и даже автоматизировать его.

§ 6. Уравновешивание шарами

На рис. 93 представлена схема уравновешивания с по-

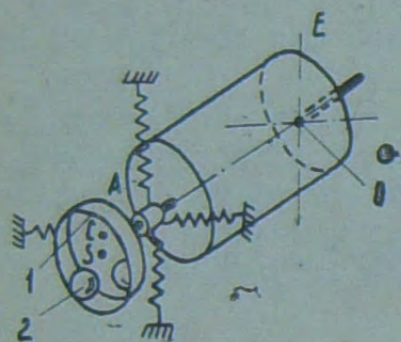


Рис. 93. Схема уравновешивания шарами: 1 — шаровая головка, 2 — шары.

мощью шаров. При вращении детали со скоростью, значительно превышающей резонансную, и при закреплении ее в точке О центр второго торца будет вращаться вокруг оси, проходящей через неподвижную точку О и центр масс детали с приспособлением. Геометрический центр цилиндра 1 — С, — насаженного на свободный торец детали, будет вращаться также вокруг этой оси. Шары 2 под действием центробежной силы будут стремиться занять устойчивое положение, наиболее удаленное от центра вращения. Однако это положение вновь вызовет неуравновешенность, правда, в другом направлении. В результате быстро затухающих колебаний шары примут положение, соответствующее уравновешенности детали.

Головка с шарами для балансирования представлена на рис. 94. На торец детали 1 при помощи конусной разрезной втулки и гайки 2 насаживается корпус головки 4, в котором шары 5 (как правило, два или три) фиксируются конусом 6 под давлением пружины 3. Штифт 7 предохраняет конус от углового смещения относительно корпуса. Кнопка 8 служит для освобождения шаров при уравновешивании. После окончания процесса уравновешивания кнопка отпускается и положение шаров фиксируется.

Уравновешивание с помощью шаровой головки осуществляется автоматически, и его особенно целесообразно применять в тех случаях, когда необходимо время от времени исправлять балансировку, причем головку можно вмонтировать непосредственно в деталь. При съёмке же головки и

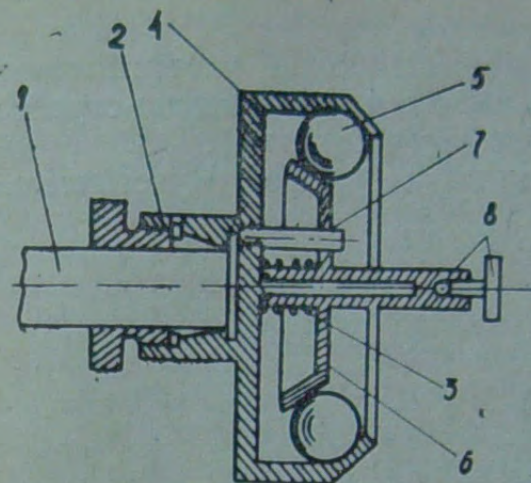


Рис. 94. Балансировочная головка с шарами: 1 — деталь (маховик), 2 — гайка, 3 — пружина, 4 — корпус головки, 5 — шары, 6 — конус, 7 — штифт, 8 — кнопка.

определении уравновешивающих грузов можно допустить ошибку; кроме того, необходимо проведение корректировки грузов с помощью двух дополнительных пусков станка.

§ 7. Балансировка маховика в самой машине

Часто возникает необходимость динамической балансировки маховика в самой машине при угловой скорости, соответствующей рабочему режиму. Это происходит в основном в результате нарушения уравновешенности при температурных деформациях, смещении отдельных элементов механизма в реальных условиях, а также вследствие неравномерного износа или проведения текущего ремонта.

Динамическая балансировка в машинах существенно отличается от этой же операции на специальных устройствах. При балансировке в реальной машине с опорами неопределенной жесткости плоскость и ось колебания маховика неопределенны. Методы динамической балансировки в машине основаны на подборе уравновешивающих грузов в каждой плоскости раздельно — так, как это делается на балансирующих машинах. Однако часто взаимное влияние опор таково, что эти методы не дают желаемых результатов сразу и требуют ряда повторных испытаний.

Методы балансировки зависят от применяемой аппаратуры, из которой наиболее совершенными являются баланси-

ровочные аппараты, позволяющие определять амплитуды и фазы колебаний для обеих опор. Наиболее употребительным балансировочным прибором является резонансно-стробоскопический прибор Н. В. Колесника (виброскоп).

Схема прибора представлена на рис. 95. Чувствительная

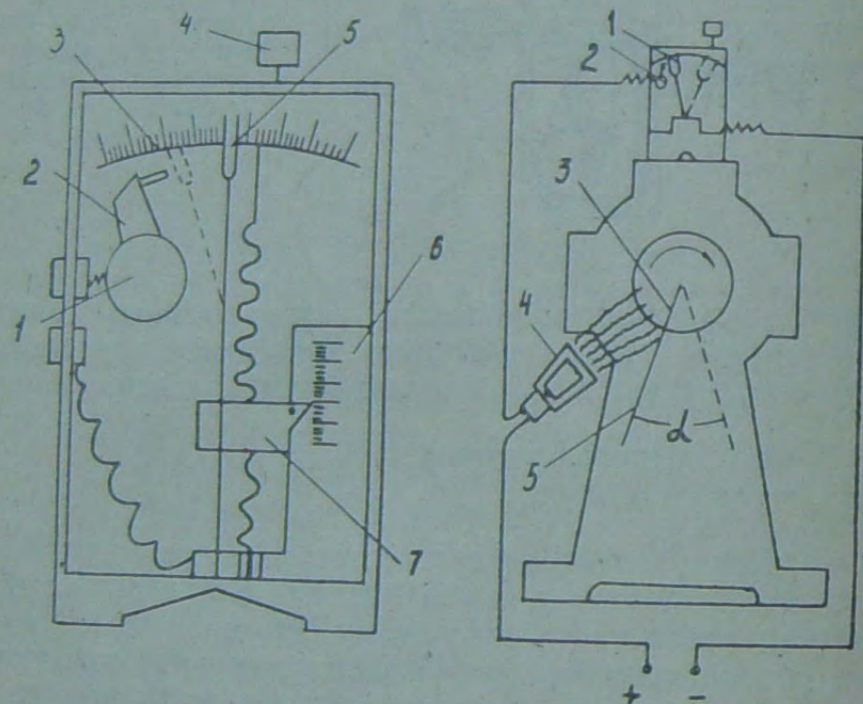


Рис. 95. Виброскоп Н. В. Колесника. Слева: 1 — маховик, 2 — контакт, 3 — шкала, 4 — маховик, 5 — пружина, 6 — вертикальная шкала, 7 — гайка; справа: 1 — пружина, 2 — контакт, 3 — риска, 4 — стробоскопическая лампа, 5 — черта ориентира.

часть его представляет собой плоскую пружину 5, нижним концом закрепленную в корпусе прибора и несущую на верхнем конце небольшой грузик в виде пластинчатого указателя, окрашенного белой краской. Вращением маховика 4 гайка 7 перемещается, изменяя собственную частоту пружины 5 с грузиком и настраивая ее на резонанс. Колебания передаются пружине через заделку. Амплитуда резонансных колебаний пружины определяется по веерообразной тени на шкале 3. В пределах линейных колебаний можно считать, что ампли-

туда, измеренная виброскопом, пропорциональна амплитуде колебания опор. Частота настройки устанавливается по вертикальной шкале 6. Подвижной контакт 2 служит для определения фазы колебаний. Угол установки контакта осуществляется поворотом маховика 1.

Измерение фазы колебаний пояснено на схеме рис. 95 справа. Резонансные колебания пружины 1 ограничиваются установкой контакта 2. Соприкосновение контакта с пружиной вызывает вспышку безынерционной газосветной лампы. Так как колебания машины происходят синхронно с вращением вала уравниваемой детали, то частота вспышек равна числу оборотов вала в секунду. Если на торце вала нанести ориентир, например радиальную черту 3, то, освещая торец вспышкающей лампой 4, можно зафиксировать стробоскопическое изображение ориентира чертой 5, определяющей собой положение фазы. При изменении фазы меняется и положение ориентира на некоторый угол α , характеризующий происшедший сдвиг фазы колебаний.

Для подбора пробного груза при балансировке в машине Н. В. Колесник рекомендует подбирать его вес так, чтобы центробежная сила груза не превышала 10—20% статической нагрузки на подшипник. В случае колебаний опор на режиме, близком к резонансному, вес груза может быть уменьшен.

В заключение нужно отметить, что балансировка маховиков переменного момента инерции в общем случае весьма затруднительна и технически пока не представляется возможной. Характер неуравновешенности в данном случае зависит от конкретной конструкции маховика и устраняется специальными методами.

При возможности снижения неуравновешенности до незначительной, в процессе работы целесообразно применять гибкие опоры с круговой частотой собственных колебаний, значительно более низкой по сравнению с номинальной угловой скоростью маховика, а также использовать способы автоматической балансировки, например, с помощью шаров.

ГЛАВА VIII

ГИРОДИНАМИКА

Быстровращающиеся маховики инерционных аккумуляторов подвержены действию гироскопического эффекта. Этот эффект может играть как положительную роль, способствуя стабилизации положения машины, так и вредную, вызывая дополнительные нагрузки на несущие подшипники и конструкцию в целом. В связи с этим при конструировании инерционных аккумуляторов для движущихся агрегатов на гироскопические воздействия должно быть обращено самое серьезное внимание.

§ 1. Прецессия

Рассмотрим маховик, быстро вращающийся вокруг оси Z' (рис. 96). Предположим, что вся масса маховика сосредоточена в его ободе на окружности радиуса R , на которой она распределена равномерно. Вращение вокруг оси Z' принято называть собственным вращением гироскопа, а скорость этого вращения — угловой скоростью собственного

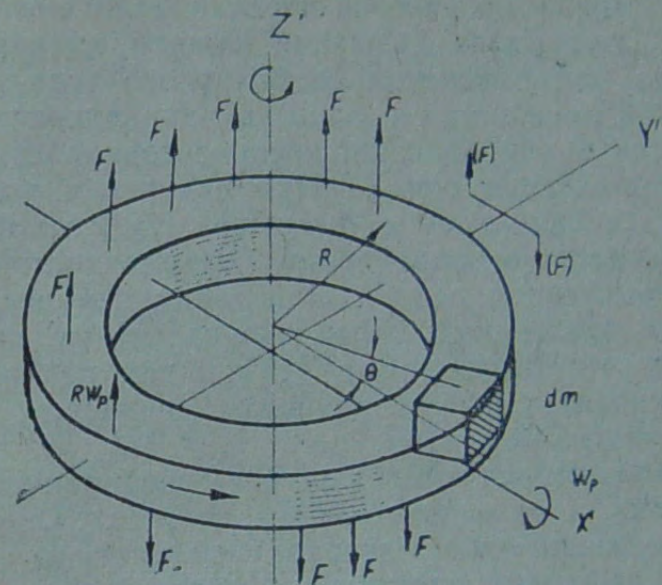


Рис. 96. Схема сил, вызывающих прецессию.

вращения. Вращение вокруг каждой из двух других осей называют прецессией, а скорость этого вращения — угловой скоростью прецессии.

Если маховик прецессирует относительно оси X' с постоянной угловой скоростью W_p рад/сек, то линейная скорость материальной частицы обода, находящейся в данный момент на оси $+X'$, не имеет составляющей, параллельной оси Z' . Через четверть оборота данная частица пересечет ось $+Y'$. В этот момент составляющая ее скорости, параллельная оси Z' и обусловленная прецессией, будет равна $-RW_p$. Когда та же частица будет пересекать ось $-X'$, составляющая ее линейной скорости, обусловленная прецессией, снова обратится в нуль. Затем, когда частица достигнет оси $-Y'$, эта составляющая возрастет в противоположном направлении до $+RW_p$. За следующую четверть оборота она будет уменьшаться, и в момент завершения цикла, т. е. когда частица достигнет оси $+X'$, снова станет равной нулю. Для создания ускорений, которые вызовут эти изменения скорости, на обод маховика должны действовать силы, параллельные оси Z' .

Таким образом, во время прецессии относительно оси X' , совершающейся по часовой стрелке, если смотреть со стороны $+X'$, количество движения каждой материальной частицы обода при изменении ее полярного угла Θ от -90° до $+90^\circ$ (при движении частицы в направлении $+\Theta$ через O) изменяется в направлении, которое совпадает с отрицательным направлением оси Z' . При изменении угла Θ от $+90^\circ$ до -90° (в направлении $+\Theta$ через 180°) количество движения изменяется в направлении, совпадающим с положительным направлением оси Z' . Для таких изменений количества движения необходимы силы, эквивалентные моменту, действующему относительно оси Y' . Так как положительный момент приводит к прецессионному движению, его называют прецессионным моментом.

Определим величину момента, необходимого для создания прецессии со скоростью W_p рад/сек. Сначала найдем ускорение какой-либо материальной частицы обода. Произведение массы этой частицы на составляющую ее ускорения, параллельную оси Z' , будет равно силе, действующей на эту частицу. Соответствующий момент найдем умножением силы на расстояние частицы от оси Y' . И, наконец, чтобы определить общий прецессионный момент, проинтегрируем полученное выражение для элементарного момента по всей массе обода. Положение частицы dm может быть установлено при помощи радиуса R , угла собственного вращения Θ (производная от Θ по времени равна угловой скорости собственного вращения ω) и угла прецессии Φ (производная от Φ по времени равна угловой скорости прецессии W_p) по следующим уравнениям:

$$x = R \cos \Theta, \quad (166)$$

$$y = R \sin \Theta \cos \Phi, \quad (167)$$

$$z = R \sin \Theta \sin \Phi. \quad (168)$$

Здесь x, y, z — координаты материальной частицы, определяющие ее положение относительно неподвижных в пространстве осей X, Y, Z . Оси маховика X', Y', Z' повернуты относительно осей X, Y, Z вокруг оси X на угол прецессии Φ .

Для определения составляющей ускорения материальной частицы по оси Z необходимо продифференцировать дважды уравнение (168):

$$\begin{aligned} \frac{d^2 z}{dt^2} = & -R \sin \Theta \sin \Phi \omega^2 + R \cos \Theta \cos \Phi \omega W_p + \\ & + R \cos \Theta \sin \Phi \frac{d\omega}{dt} + R \cos \Theta \cos \Phi \omega W_p - \\ & - R \sin \Theta \sin \Phi W_p^2 + R \sin \Theta \cos \Phi \frac{dW_p}{dt}. \end{aligned} \quad (169)$$

Теперь, считая скорость прецессии постоянной ($\frac{dW_p}{dt} = 0$), рассмотрим уравнение (169) применительно к моменту времени, когда ось собственного вращения Z' совпадает с осью Z . В этот момент угол Φ равен нулю, а составляющие ускорения материальной частицы по осям X и Y находятся в плоскости маховика и обуславливают возникновение в нем внутренних радиальных и тангенциальных усилий. Что касается составляющей ускорения, направленной по оси Z , то она как раз и является единственным ускорением, которое должно создаваться внешним прецессионным моментом. Из уравнения (169) получим, что при указанных условиях это ускорение равно:

$$\frac{d^2 z}{dt^2} = 2 R \cos \Theta \omega W_p. \quad (170)$$

Данная составляющая ускорения материальной частицы представляет собой кориолисово ускорение.

Сила, вызывающая это ускорение материальной частицы массы dm , должна быть:

$$dF = dm \frac{d^2 z}{dt^2} = 2 dm R \cos \Theta \omega W_p. \quad (171)$$

Момент этой силы относительно оси Y определим умножением ее на расстояние $R \cos \Theta$ частицы от оси Y :

$$dL = dF R \cos \Theta = 2 dm R^2 \cos^2 \Theta \omega W_p. \quad (172)$$

Если принять, как это было сделано раньше, что вся масса M маховика равномерно распределена по окружности радиуса R , то между элементарной массой dm и бесконечно малым углом $d\Theta$ существует следующая зависимость:

$$dm = \frac{M}{2\pi} d\Theta. \quad (173)$$

Подставив уравнение (173) в уравнение (172), получим выражение

$$dL = \frac{1}{\pi} MR^2 \omega W_p \cos^2 \Theta d\Theta, \quad (174)$$

которое после интегрирования по всей окружности, т. е. от $\Theta=0$ до $\Theta=2\pi$, примет вид:

$$L = \frac{1}{\pi} MR^2 \omega W_p \int_0^{2\pi} \cos^2 \Theta d\Theta = MR^2 \omega W_p. \quad (175)$$

Этот результат можно было бы получить также и из уравнения (172) без интегрирования, рассматривая попарно материальные частицы, расположенные под углом 90° друг к другу. Каждой материальной частице массы dm_1 с полярным углом Θ соответствует другая частица равной массы dm_2 с полярным углом $\Theta+90^\circ$. Момент dL_{12} , необходимый для создания движения этой пары частиц (dm_1 и dm_2), с требуемым ускорением определим по формуле:

$$\begin{aligned} dL_{12} &= 2 R^2 \omega W_p [dm_1 \cos^2 \Theta + dm_2 \cos^2 (\Theta+90^\circ)] = \\ &= 2 R^2 \omega W_p (dm_1 \cos^2 \Theta + dm_2 \sin^2 \Theta) = 2 R^2 \omega W_p dm. \end{aligned} \quad (176)$$

Так как вся масса M маховика складывается из масс указанных спаренных частиц, то полный прецессионный момент

$$L = 2 R^2 \omega W_p \frac{M}{2} = MR^2 \omega W_p, \quad (177)$$

т. е. равен моменту, определяемому уравнением (175).

Уравнение (175), выведенное на основании второго закона Ньютона, выражает основной закон прецессии.

§ 2. Гироскоп в карданном подвесе

Рассмотрим гироскоп в карданном подвесе (рис. 97). Воспользуемся основным законом прецессии, чтоб выяснить, как будет прецессировать такой гироскоп при действии на него внешнего момента. На рис. 97 ось Z совпадает с осью собственного вращения маховика (ротора гироскопа), ось X — с осью вращения внутренней рамки подвеса и ось Y — с осью вращения наружной рамки подвеса.

Внешний момент, действующий относительно оси враще-

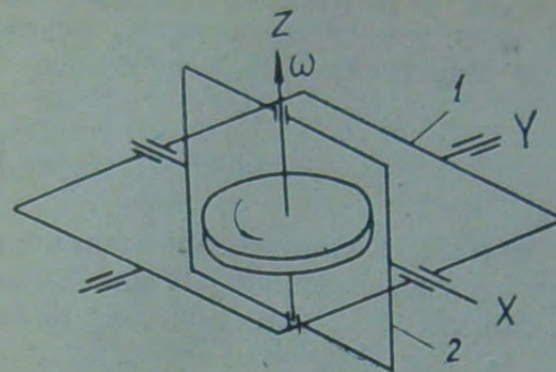


Рис. 97. Гироскоп в карданном подвесе: 1 — наружная рамка, 2 — внутренняя рамка.

ния какой-либо из рамок карданова подвеса (наружной или внутренней), не может изменить скорость собственного вращения гироскопа, а следовательно, и величину H . Однако такой момент вызывает прецессию гироскопа относительно оси вращения другой рамки карданова подвеса. Ранее было установлено, что скорость прецессии W_p по величине равна внешнему моменту L , деленному на кинетический момент H , т. е.

$$W_p = \frac{L}{H}. \quad (178)$$

Заметим, однако, что эта формула справедлива лишь в том случае, если векторы $\vec{H}$, $\vec{L}$ и ось прецессии взаимно перпендикулярны.

Рассмотрим, что произойдет с гироскопом в карданном подвесе с внутренней рамкой, отклоненной на угол Φ от своего нормального положения, при котором она перпендикулярна к наружной рамке, если к узлу внутренней рамки с ротором приложить со стороны наружной рамки момент L , направленный по оси X . При этом на наружную рамку будет действовать реактивный момент, равный по величине, но противоположный по направлению моменту L . Он нагрузит ее подшипники радиальными силами, лежащими в плоскости $Y-Z$.

В данном случае целесообразно представить вектор кинетического момента $\vec{H}$ в виде суммы двух векторов, равных его составляющим по осям Y и Z . Составляющая $\vec{H}$ по оси Y равна $-H \sin \Phi$, а его составляющая по оси Z равна $H \cos \Phi$. В результате действия момента $-H \sin \Phi$ подшипники наружной рамки будут нагружаться радиальными сила-

ми, лежащими в плоскости $X-Y$. В результате действия момента на составляющую $H \cos \Phi$ гироскоп, согласно основному закону прецессии, будет прецессировать вокруг оси Y со скоростью

$$W_{py} = \frac{L}{H \cos \Phi} \quad (179)$$

Подобным же образом момент, приложенный к наружной рамке по оси Y , действуя на составляющую $H \cos \Phi$, вызывает прецессию гироскопа относительно оси X со скоростью

$$W_{px} = -\frac{L}{H \cos \Phi} \quad (180)$$

В этом случае вектор момента L параллелен составляющей $H \sin \Phi$ кинетического момента и поэтому не может изменять ее направление. Если реактивный момент обозначить через L_r , то для предотвращения поворота наружной рамки величина $L_r \cos \Phi$ должна быть равна L . Вертикальная составляющая $L_r \sin \Phi$ будет восприниматься подшипниками наружной рамки.

Рассмотрим явления, возникающие при изменении скорости собственного вращения гироскопа. Обозначим: L_m — момент, порождаемый гиromотором при разгоне ротора; L_y — составляющая L_m по оси наружной рамки карданова подвеса; L_z — составляющая L_m по оси Z , воспринимаемая подшипниками наружной рамки карданова подвеса.

Используем выражение

$$L = L_y = L_m \sin \Phi. \quad (181)$$

Подставив уравнение (181) в уравнение (180), получим:

$$W_{px} = -\frac{L_m \sin \Phi}{H \cos \Phi}, \quad (182)$$

или

$$W_{px} = -\frac{L_m \operatorname{tg} \Phi}{H}. \quad (183)$$

Уравнение (183) показывает, что скорость прецессии, создаваемая моментом гиromотора при разгоне ротора, прямо пропорциональна тангенсу угла отклонения внутренней рамки от ее нормального положения.

§ 3. Нутация

Колебательное движение оси гироскопа (или его нутация) обусловлено переходом энергии вращательного движения от одной оси кардана подвеса к другой его оси. Оно может существовать неограниченно долго, пока не будет погашено силами трения в подшипниках карданова подвеса или за счет какого-либо другого процесса, способствующего рассеянию энергии. Чтобы амплитуда нутации была минимальной, частота нутации должна быть высокой. Высокая частота нутации наблюдается в тех случаях, когда численное значение кинетического момента H велико по сравнению со значениями моментов инерции подвеса с ротором относительно осей подвеса.

Чтобы определить частоту нутации f_n , рассмотрим простой трехстепенный гироскоп. Пользуясь основным законом прецессии, можем записать следующие уравнения:

$$L_x = H W_y, \quad (184)$$

$$-L_y = H W_x, \quad (185)$$

где L_x — момент, действующий относительно оси X ; L_y — момент, действующий относительно оси Y ; W_x — скорость прецессии относительно оси X ; W_y — скорость прецессии относительно оси Y ; H — кинетический момент гироскопа. В уравнении (185) перед L_y поставлен минус, так как положительными считаются только те величины, направления векторов которых, в соответствии с правилом буравчика, совпадают с положительным направлением какой-либо из координатных осей.

Обозначим: L_x — момент инерции ротора и внутренней рамки карданова подвеса относительно оси X ; L_y — момент инерции ротора, внутренней и наружной рамок карданова подвеса относительно оси Y ; f_n — частота нутации.

По второму закону Ньютона для вращательного движения имеем:

$$L_x = I_x \ddot{\Phi}, \quad (186)$$

$$L_y = I_y \ddot{\Phi}. \quad (187)$$

Объединяя уравнения (184) и (186), а также уравнения (185) и (187), получим:

$$HW_y = I_x \dot{W}_x, \quad (188)$$

$$HW_x = -I_y \dot{W}_y. \quad (189)$$

После решения уравнения (189) относительно W_x найдем:

$$W_x = \frac{-I_y \dot{W}_y}{H}. \quad (190)$$

Продифференцировав уравнение (190) один раз по времени, получим:

$$\dot{W}_x = -\frac{I_y}{H} \ddot{W}_y. \quad (191)$$

Подставив это выражение в уравнение (188), имеем:

$$HW_y = -\frac{I_x I_y}{H} \ddot{W}_y. \quad (192)$$

или

$$\frac{H^2}{I_x I_y} = -\frac{\ddot{W}_y}{W_y}. \quad (193)$$

Полагаем, что

$$W_y = K \sin st, \quad (194)$$

где K — некоторая постоянная, s — круговая частота нутации, которая связана с частотой нутации f_n , выраженной в герцах, соотношением

$$s = 2\pi f_n. \quad (195)$$

Тогда

$$\dot{W}_y = Ks \cos st; \quad (196)$$

$$\ddot{W}_y = -Ks^2 \sin st. \quad (197)$$

Подставив выражения (194) и (197) в уравнение (193), получим

$$\frac{H^2}{I_x I_y} = \frac{-Ks^2 \sin st}{K \sin st}; \quad (198)$$

$$s = \sqrt{\frac{H^2}{I_x I_y}}. \quad (199)$$

Из уравнений (195) и (199) следует, что частота нутации

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \frac{H}{\sqrt{I_x I_y}}. \quad (200)$$

Для понимания явления нутации может быть полезным следующее объяснение. Приложим относительно оси Y мгновенный момент L_1 . Этот момент заставит гироскоп прецессировать вокруг оси X с угловой скоростью W_{p1} , которая будет нарастать от нуля. При этом, вследствие инерции ротора и внутренней рамки карданова подвеса, появится реактивный момент L_2 , действующий в направлении, противоположном направлению прецессии. Момент L_2 вызовет прецессию относительно оси Y с нарастающей от нуля скоростью W_{p2} . Из-за инерции рамок подвеса и ротора появится реактивный момент L_3 , который вызовет прецессию относительно оси X со скоростью W_{p3} , противоположной по направлению скорости W_{p1} . В результате всех этих явлений конец оси собственного вращения будет описывать эллипс, а сама эта ось — эллиптический конус. Размеры эллипса зависят от величины моментов инерции I_x и I_y , кинетического H и приложенного момента.

При запуске гироскопа явление нутации создает порой немалые затруднения. В начале запуска кинетический момент гироскопа H еще мал вследствие того, что незначительна скорость собственного вращения, а величина момента L_m максимальная. Угол Φ при запуске обычно не равен нулю. Все это обуславливает значительную амплитуду и небольшую частоту возникающих при запуске нутационных колебаний оси собственного вращения. По мере увеличения скорости собственного вращения величина H растет, вследствие чего, как видно из формулы (200), повышается частота нутации. Когда частота нутации достигает значения, равного резонансной частоте конструкции карданова подвеса, возникают механические вибрации, которые могут вывести установку из строя, если это обстоятельство не было учтено при конструировании гироскопа.

§ 4. Стабилизационные свойства гироскопа

Рассмотрим двухстепенный гироскоп, используемый в стабилизированных платформах. Схема его представлена на рис. 98.

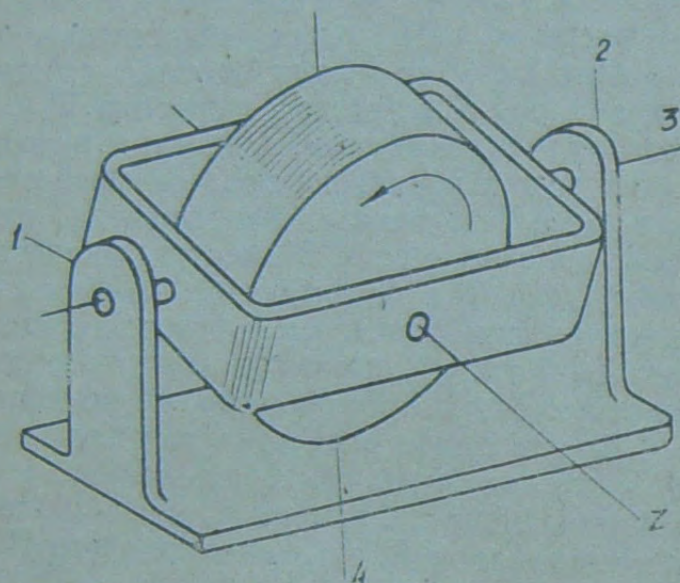


Рис. 98. Схема гироскопа для стабилизации платформ: 1 — датчик момента, 2 — датчик угла, 3 — выходная ось, 4 — входная ось.

Двухстепенный гироскоп может поворачиваться вокруг выходной оси; относительно входной оси он удерживается в заданном положении системой автоматической коррекции. Двухстепенный гироскоп вместе с платформой обеспечивает стабилизацию относительно одной оси. Применяв два или три двухстепенных гироскопа, можно осуществить стабилизацию платформы относительно двух или трех взаимно перпендикулярных осей.

Рассмотрим, как стабилизируется платформа. Стабилизация относительно осей внутренней и наружной рамок осуществляется гироскопами, у которых ось вращения рамки (ось прецессии) перпендикулярна к плоскости платформы (на рис. 99 это левый и правый гироскопы), и сервомоторами внутренней и наружной рамок. Платформа изображена в положении, когда ось собственного вращения левого гироскопа парал-

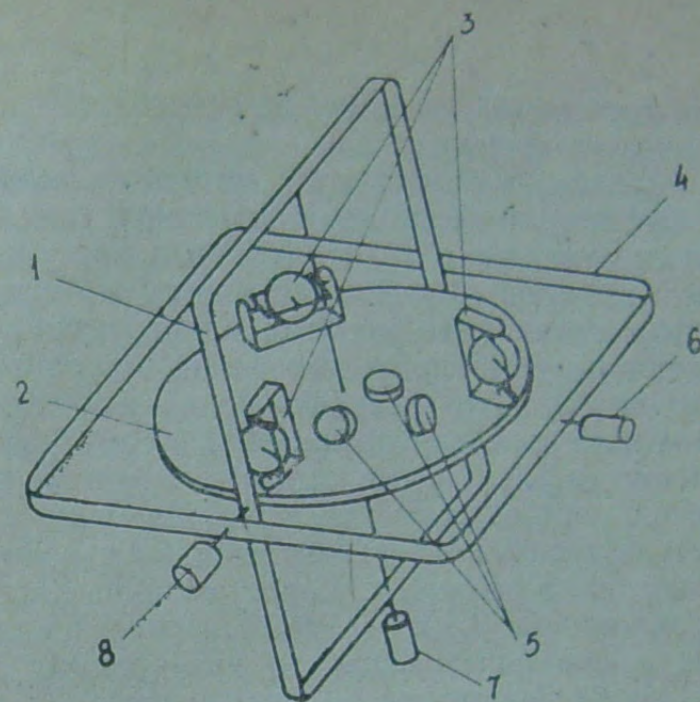


Рис. 99. Схема платформы, стабилизированной относительно Земли: 1 — внутренняя рамка, 2 — платформа, 3 — двухстепенные гироскопы, 4 — наружная рамка, 5 — акселерометры, 6 — сервомотор креновой рамки, 7 — сервомотор азимутальной оси, 8 — сервомотор тангажной рамки.

лельна оси внутренней рамки, а правого — оси наружной рамки.

Предположим, что по оси наружной рамки действует возмущающий момент. Согласно закону прецессии он не сможет повернуть платформу, а вызовет прецессию левого гироскопа относительно платформы; правый гироскоп не прореагирует на этот момент. Прецессируя, гироскоп будет отклоняться от своего нормального положения, вследствие чего его датчик угла начнет выдавать сигнал. Этот сигнал через преобразователь координат (о нем будет сказано ниже) и усилитель подается на сервомотор наружной рамки, который начинает прикладывать к ней момент, противоположный возмущающему моменту и все возрастающий по мере возрастания угла прецессии. Когда момент сервомотора уравнивает возмущающий момент, прецессия прекратится. В таком состоянии система будет оставаться до тех пор, пока действует возмущающий момент. Важно, чтоб указанное равновесие на-

ступало при достаточном малом угле отклонения гироскопа от его нормального положения.

Таким образом, возмущающий момент вызывает лишь прецессию гироскопа и не вызывает движения самой платформы. Однако следует заметить, что в наших рассуждениях мы не учитывали нутацию. В действительности же при приложении к платформе внешнего момента одновременно с прецессией возникают и нутационные колебания относительно осей подвеса. Амплитуда и частота этих колебаний определяются кинетическим моментом гироскопа, моментами инерции платформы со всеми ее элементами относительно осей подвеса и динамическими параметрами системы стабилизации. При этом амплитуда колебаний зависит еще и от величины приложенного внешнего момента. Если указанные параметры выбраны правильно, а в случае необходимости приняты еще и некоторые специальные меры, то нутационные колебания платформы будут практически неощутимы. С исчезновением внешнего момента под действием момента сервомотора гироскоп вернется в нормальное положение, при котором сигнал датчика угла, а следовательно, и момент сервомотора обратятся в нуль. Таким образом, платформа стабилизируется путем компенсации возмущающего момента моментом сервомотора. В течение времени, когда момент сервомотора меньше возмущающего момента, избыток последнего компенсируется гироскопическим моментом, развиваемым прецессирующим гироскопом.

Если возмущающий момент будет действовать по оси внутренней рамки, то он вызовет прецессию правого гироскопа, который в этом случае аналогично предыдущему приведет в действие сервомотор внутренней рамки. Значит, при положении платформы, изображенном на рис. 99, левый гироскоп должен управлять сервомотором наружной рамки, а правый — сервомотором внутренней рамки.

Повернем корпус платформы в азимуте на некоторый угол, не кратный 90° . Теперь оси собственного вращения указанных гироскопов уже не будут параллельны осям внутренней и наружной рамок. Поэтому возмущающий момент, действующий по любой из этих осей, будет вызывать прецессию сразу обоих гироскопов. И, следовательно, если сохранить прежнюю схему управления, то будут включены оба сервомотора, в то время как должен работать только тот, по оси

которого действует возмущающий момент. В этом случае требуется определить, по какой оси действует возмущающий момент, на какой сервомотор подать управляющий сигнал и каким он должен быть по величине и знаку. Если же возмущающие моменты действуют одновременно по обеим осям, то необходимо установить, каким должен быть управляющий сигнал для каждого сервомотора. Автоматическое решение этого вопроса обеспечивается так называемым преобразователем координат, который представляет собой поворотный трансформатор, используемый в качестве фазовращателя.

Прецессию левого и правого гироскопов вызывают только моменты, направленные по их осям (см. рис. 98, 99), которые перпендикулярны друг другу и связаны с платформой. Поэтому прецессия гироскопов, а следовательно, и сигналы их датчиков угла характеризуют моменты, действующие на платформу по этим двум связанным в ней взаимно перпендикулярным осям. Преобразователь координат воспринимает азимутальное положение платформы относительно корпуса прибора и обеспечивает преобразование указанных моментов к осям внутренней и наружной рамок для любого азимутального положения платформы относительно корпуса прибора путем соответствующего преобразования сигналов датчиков угла гироскопов.

На рис. 99 преобразователь координат (позиция не указана) расположен на внутренней рамке справа от сервомотора. Его статор жестко связан с внутренней рамкой, а ротор получает вращение от платформы 2 через пару шестерен при ее поворотах относительно внутренней рамки.

Стабилизация платформы относительно азимутальной оси осуществляется третьим гироскопом и сервомотором платформы, установленным на внутренней рамке (внизу). Входная ось данного гироскопа всегда параллельна азимутальной оси платформы, поэтому он реагирует только на моменты, действующие на платформу относительно ее азимутальной оси.

Рассмотренный способ стабилизации называется силовой гироскопической стабилизацией. Стабилизирующий момент, создаваемый гироскопом, представляет собой гироскопический момент, возникающий при прецессии гироскопа и направленный перпендикулярно к осям прецессии и собственного вращения. Он равен по величине и противоположен по направлению внеш-

нему моменту, действующему на платформу и вызывающему прецессию гироскопа. Гироскопический момент, а следовательно, и стабилизирующее действие на платформу непосредственно самого гироскопа существует только до тех пор, пока существует прецессия. Когда момент сервомотора становится равным по величине возмущающему моменту, прецессия прекращается. С этого момента времени стабилизация платформы будет осуществляться только сервомотором.

Схема одноосной стабилизированной платформы представлена на рис. 100.

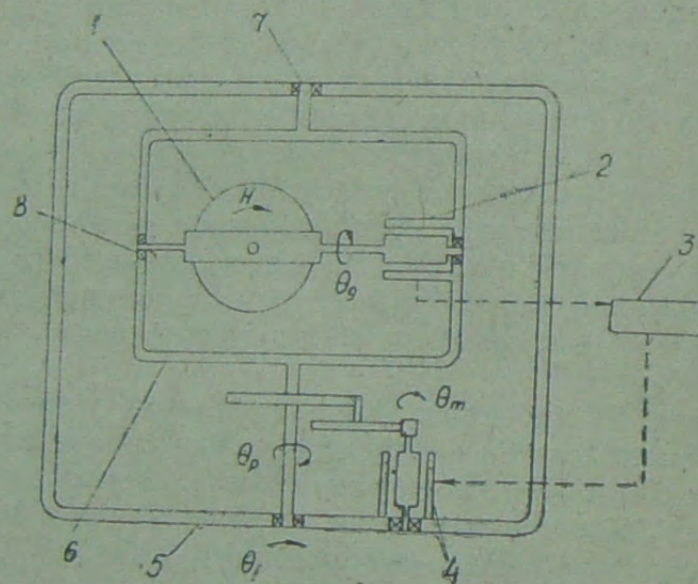


Рис. 100. Схема одноосной стабилизированной платформы: 1 — гироскоп, 2 — датчик угла, 3 — сервоусилитель, 4 — сервомотор, 5 — корпус, 6 — платформа, 7 — ось платформы, 8 — выходная ось гироскопа.

Стабилизирующие свойства инерционных аккумуляторов используются в так называемых однорельсовых экипажах. Равновесие этих экипажей поддерживается помещенным в них стабилизирующим гироскопическим устройством [103]. Это свойство гироскопов впервые было применено для стабилизации двухколесного экипажа в 1914 г. П. Шиловским.

В настоящее время разработан ряд конструкций двухколесных автомобилей с гироскопической стабилизацией. Двухколесные автомобили обладают целым рядом преимуществ по сравнению с четырехколесными.

§ 5. Гироскопические нагрузки в мобильных машинах

Как уже было отмечено, гироскопический эффект играет и отрицательную роль, создавая дополнительные нагрузки на несущие элементы конструкции, могущие вызвать их разрушение. Между тем помимо специальных инерционных аккумуляторов энергии на всех транспортных средствах, в том числе и на автомобилях, обязательно имеются вращающиеся маховые массы — детали двигателя, турбины, маховики, колеса и пр. При угловых перемещениях движущейся машины, вследствие гироскопического эффекта, на опоры этих деталей действуют дополнительные усилия, достигающие иногда весьма больших значений.

Измерение величин гироскопических усилий и исследование их влияния на опоры подшипников могут дать материал как для их прочностного расчета, так и для определения влияния гироскопического момента на устойчивость движения той или иной машины. Подобные исследования широко проводятся на водном и воздушном транспорте, где скорости угловых перемещений особенно велики. Для рельсовых шахтных локомотивов подобные исследования были проведены М. И. Щербаковым [94]. Согласно его данным, основным фактором, влияющим на величину гироскопических нагрузок, являются поперечные угловые перемещения экипажа. Амплитуда прецессионных колебаний в этом случае превышает соответствующую, вызываемую продольными колебаниями экипажа, в 3—4 раза. Средние значения угловой скорости колебаний экипажа составили для усредненного профиля пути около $4 \cdot 10^{-2}$ рад/сек, максимальные же — около $11,5 \cdot 10^{-2}$ рад/сек. Для наиболее характерных участков пути угловая скорость колебаний экипажа достигала 0,5 рад/сек.

Исследования угловых скоростей перемещения для автомобилей были проведены фирмой Кларк в Англии с помощью специального прибора, разработанного М. Плинтом [135]. Прибор этот состоит из гироскопа, подвешенного в раме с вертикальной осью вращения и прецессирующего под дей-

вием колебаний экипажа. Движения прецессии передаются на самописец, записывающий отклонения оси гироскопа на двух лентах, движущихся во взаимно перпендикулярных направлениях.

Полученные данные при исследовании угловой скорости колебаний автобуса, движущегося со скоростью 40 км/час, позволили установить, что максимальные поперечные колебания экипажа происходили с угловой скоростью около $8 \cdot 10^{-2}$ рад/сек. При этом максимальная скорость совместных (продольных и поперечных) колебаний составляла около $8,8 \cdot 10^{-2}$ рад/сек. Таким образом, по этим данным можно судить о том, что продольные колебания (галомирование) экипажа совершались с меньшей угловой скоростью. Угловые скорости поворота продольной оси экипажа не исследовались. Частота колебаний была порядка 1,5—2 гц.

ГЛАВА IX

К. П. Д. ИНЕРЦИОННЫХ АККУМУЛЯТОРОВ

К. п. д. инерционных аккумуляторов, как и других механизмов, представляет собой отношение полезно затраченной энергии к суммарной энергии, выделенной за время, в течение которого они находились во включенном состоянии:

$$\eta = \frac{\Sigma E_{пл}}{E_0} = \frac{E_0 - \Sigma E_{пот}}{E_0} = 1 - \frac{\Sigma E_{пот}}{E_0}, \quad (201)$$

где $\Sigma E_{пл}$ — энергия, затраченная на полезную работу; $\Sigma E_{пот}$ — энергия, затраченная на преодоление сопротивлений вращению; E_0 — суммарная энергия, выделенная за время работы.

Энергия, необходимая для совершения полезной работы, может быть определена исходя из мощности потребителя и производительности работы. При проектировании инерционного аккумулятора эти параметры должны быть заданы как исходные. Энергия же, затраченная на преодоление сопротивлений вращению, должна быть определена исходя из условий

работы инерционного аккумулятора — скорости вращения маховика, среды вращения, веса маховика и др.

Потери энергии в инерционном аккумуляторе складываются в основном из потерь на аэродинамические сопротивления (вентиляционные потери) и на трение в подшипниковых узлах. В различных конструкциях инерционных аккумуляторов величина этих потерь различна. Например, в конструкциях, содержащих быстровращающиеся маховики, помещенные в воздушную среду, величина вентиляционных потерь составляет до 90% суммарных, а в конструкциях с вращением маховика в вакууме подавляющая часть потерь приходится на подшипниковые узлы. В инерционных аккумуляторах с небольшими вентиляционными потерями (медленновращающиеся маховики в воздушной среде или быстровращающиеся маховики, помещенные в водородную или гелиевую среду) эти два вида потерь примерно равнозначны.

Для перспективных конструкций уменьшение вентиляционных потерь дает более ощутимый эффект, чем снижение потерь в подшипниковых узлах, так как по абсолютной величине первые больше и снижение их достигается более простыми путями. Однако в инерционных аккумуляторах с вакуумной камерой вращения (типа Гиректа) повышение к. п. д. может достигаться только путем снижения потерь в подшипниках.

§ 1. Аэродинамические (вентиляционные) потери

Вопросу исследования аэродинамических потерь при вращении маховиков в газовой среде посвящено большое количество работ как отечественных, так и зарубежных ученых. В этих работах газовая среда приближенно рассматривается как несжимаемая маловязкая жидкость [82, 83, 84].

Согласно экспериментальным данным А. Стодолы, мощность, затрачиваемая на вентиляционные потери при вращении диска, определяется выражением

$$N = A n^{2.9},$$

где A — коэффициент, зависящий от конструкции диска; n — число оборотов диска в минуту. Было также установлено, что эта мощность изменяется пропорционально (т. е. по линейному закону) плотности окружающей среды.

Опыты А. Стодолы проводились с гладким диском диаметром около 0,5 м при окружных скоростях менее 100 м/сек и с большими зазорами между диском и кожухом.

Опыты по определению вентиляционных потерь при окружных скоростях свыше 200 м/сек для зазоров около 1 мм были проведены В. Е. Варлеем. Для выяснения влияния размеров диска на величину вентиляционных потерь диаметр диска варьировался в пределах 200—300 мм. В результате этих опытов было установлено, что при одной и той же окружной скорости абсолютная величина мощности трения падает по мере уменьшения диаметра диска. Кроме того, Варлей рассматривал изменение числа Рейнольдса при вращении различных дисков:

$$Re = \frac{uD}{2\nu},$$

где u — окружная скорость вращения диска с диаметром D , м/сек; ν — кинематическая вязкость воздуха на внешнем диаметре диска, м²/сек.

Зависимость коэффициента трения C_f и коэффициента мощности трения β от числа Рейнольдса, по В. Е. Варлею, выражается уравнением:

$$\begin{cases} C_f Re^{0.9} = \text{const}_1, \\ \beta Re^{0.9} = \text{const}_2. \end{cases}$$

Согласно опытам Ф. Шульца-Грунова, показатель степени в этих формулах составлял всего 0,6.

Исходя из предположения, что поток жидкости (или газа), заключенный между пограничными слоями диска и корпуса, вращается как твердое тело по определенному закону, Ф. Шульцем-Груновым была предложена формула для определения коэффициента трения при ламинарном потоке:

$$C_f = \frac{\pi \eta}{Re S} + Re \left(\frac{S}{r} \right)^3 \left[0,0146 + \left(\frac{S}{r} \right)^2 0,1256 \right], \quad Re \leq 2 \cdot 10^4, \quad (202)$$

где S — зазор между диском и стенкой кожуха.

Для переходного периода ламинарного потока к турбулентному ($Re = (2,4 \div 2,5) \cdot 10^5$):

$$C_f = \frac{1,334}{\sqrt{Re}}.$$

Для турбулентного потока:

$$C_f = \frac{0,0311}{\sqrt{Re}}.$$

Выше было упомянуто, что воздух в камере вращения, заключенный между диском и кожухом, вращается как твердое тело, за исключением пограничных слоев. В пограничных слоях на диске воздух увлекается к периферии, а в таком же слое на стенках кожуха он течет в обратном направлении.

Согласно опытам Шульца-Грунова, воздух в полости между пограничными слоями вращается с угловой скоростью, равной:

$$\omega_0 = \frac{\omega}{2,8},$$

где ω — угловая скорость вращения диска.

Между тем в результате аналитического определения угловой скорости движения воздуха получена формула:

$$\omega_0 = \frac{\omega}{1,954}.$$

Столь большая разница между теоретическими и экспериментальными данными свидетельствует о недостаточном качестве исследований.

Уточнение метода Шульца-Грунова было выполнено А. Ф. Захаровым. Метод А. Ф. Захарова позволяет объяснить разницу между аналитическими и экспериментальными значениями в опытах Шульца-Грунова.

Пересчет теоретических результатов Шульца-Грунова (с учетом геометрических размеров его экспериментальной установки) по методике А. Ф. Захарова дает выражение вида:

$$\omega_0 = \frac{\omega}{2,9}.$$

что значительно ближе к опытному результату Шульца-Грунова.

Необходимо учитывать, что А. Ф. Захаров проводил опыты с тонкими дисками, и результаты его исследований нельзя применить к маховикам без дополнительных поправок.

Л. А. Кисина и К. В. Чебышева предложили для расчета аэродинамических потерь при вращении тонких дисков следующую эмпирическую формулу:

$$N = a \rho \omega^3 D^5 \left(1 + 3,9 \frac{b}{D}\right) \text{ л.с.}, \quad (203)$$

где a — опытный коэффициент; ρ — массовая плотность воздуха; ω — угловая скорость вращения диска; D — диаметр диска; b — толщина диска.

Теоретическим путем получена другая формула для определения аэродинамических потерь:

$$N = \left(1 + 5 \frac{b}{D}\right) \beta \gamma D^2 u^3 \cdot 10 \text{ л. с.}, \quad (204)$$

где γ — удельный вес воздуха; u — окружная скорость диска. Эту формулу можно применять для тонких дисков при соответствующем значении коэффициента β :

$$\beta = \frac{C_f \pi}{750g} 10^6.$$

Как показывают рассмотренные выше исследования, мощность, затрачиваемая на аэродинамические потери, увеличивается с увеличением относительной ширины диска. Маховики, применяемые для инерционных аккумуляторов, имеют относительную ширину во много раз большую, чем у дисков. Поэтому определение величины аэродинамических потерь маховиков должно производиться с учетом влияния цилиндрических поверхностей маховиков. Ввиду того что расчет аэродинамических потерь для маховиков сложной формы по вышеприведенным формулам произвести невозможно, Н. Н. Петуховым [84] было предложено вести расчет по так называемому эквивалентному диску.

Если рассмотреть реальный маховик сложной формы и равноценный ему по аэродинамическим потерям маховик-диск (см. рис. 45), то связь между их показателями выразится следующим образом.

Боковая поверхность трения реального маховика:

$$S_1 = 2 \pi R^2.$$

Суммарные цилиндрические поверхности реального маховика:

$$S_2 = 2 \pi R H + 2 \pi (H - h).$$

Общая поверхность трения о воздух вращающегося маховика:

$$S_{\text{общ}} = 2\pi R^2 + 2\pi RH + 2\pi r(H-h).$$

Принимая $\frac{r}{R} = a$ и $\frac{h}{H} = b$, получим:

$$S_{\text{общ}} = 2\pi R^2 + 2\pi RH + 2\pi a(H-bH)R,$$

или

$$S_{\text{общ}} = 2\pi R[R+H+a(H+bH)].$$

Общая поверхность трения реального маховика равна поверхности трения эквивалентного маховика-диска диаметром $D_{\text{экв}}$, относительной шириной которого можно пренебречь. Таким образом, боковая поверхность трения эквивалентного маховика-диска

$$S_{\text{экв}} = S_{\text{общ}} = 2\pi R_{\text{экв}}^2.$$

Радиус эквивалентного маховика-диска:

$$R_{\text{экв}}^2 = R^2 + RH[1+a(1-b)].$$

Подставляя значение $\frac{H}{R} = C$, получим:

$$z = \frac{R_{\text{экв}}}{R} = \sqrt{1+C[1+a(1-b)]},$$

где z — коэффициент эквивалентности по аэродинамическим потерям.

Для реальных маховиков коэффициент эквивалентности z изменяется в небольших пределах, примерно от 1 до 1,5. Применяя этот коэффициент, можно произвести анализ и выявить аэродинамические потери реальных маховиков по известным формулам для тонких дисков.

Используя вышеприведенные зависимости, получаем формулу для определения момента аэродинамических сил сопротивления вращению:

$$M_{\text{аэр}} = \frac{9,2(1+5k)\beta_{\text{экв}} D_{\text{экв}}^2 u_{\text{экв}}^3 \cdot 10^{-5}}{\omega}, \text{ кГм}, \quad (205)$$

где $k = \frac{b}{D}$ — для тонких дисков равен в среднем 0,03;

$$\beta_{\text{экв}} = \frac{C_{f_{\text{экв}}} \pi}{750 g} \cdot 10^6,$$

где, в свою очередь, $C_{f_{\text{экв}}}$ определяется по формуле для турбулентного потока:

$$C_{f_{\text{экв}}} = \frac{0,0365}{\sqrt[5]{Re_{\text{экв}}}},$$

а число Рейнольдса подсчитывается по формуле:

$$Re_{\text{экв}} = \frac{u_{\text{экв}} R_{\text{экв}}}{\nu},$$

где, согласно приведенному $R_{\text{экв}} = Rz$ и $u_{\text{экв}} = R_{\text{экв}} \omega$, Н. Н. Петухов рекомендует применять для подсчета аэродинамических сил сопротивления вращающегося маховика следующую приближенную формулу:

$$M_{\text{аэр}} = 5\beta D^3 u^2 z^4 \cdot 10^{-5}, \text{ кГм}. \quad (206)$$

Для маховиков, вращающихся в невоздушной среде, эта формула принимает вид:

$$M_{\text{аэр}} = A\beta D^3 u^2 z^4 \cdot 10^{-5}, \text{ кГм}.$$

Коэффициент A здесь характеризует среду, в которой маховик вращается. Для воздуха $A=5$; для водорода $A=0,51$; для гелия $A=0,69$.

Погрешности в расчетах при пользовании этими формулами не превышают 10—12%, чаще всего они составляют 5%.

Снижение вентиляционных потерь в камере вращения маховика может значительно увеличить эффективность инерционных аккумуляторов. Известно, что помещение маховиков в водородную, гелиевую или разреженную среду снижает вентиляционные потери. На рис. 101 приведены полученные В. П. Ветчинкиным экспериментальные зависимости момента аэродинамических сопротивлений вращению диска от его угловой скорости в различных средах. Кривые 1, 2, и 3 соответствуют вращению маховика в воздушной и водородной средах.

Замена воздуха в камере вращения маховика водородом или разреженным газом, как это видно из графиков, дает большой выигрыш. Однако техническое решение такой камеры вращения оказывается настолько сложным, что может быть оправдано только в установках высокой мощности, примерно свыше 100 кВт.

Более простым средством снижения вентиляционных по-

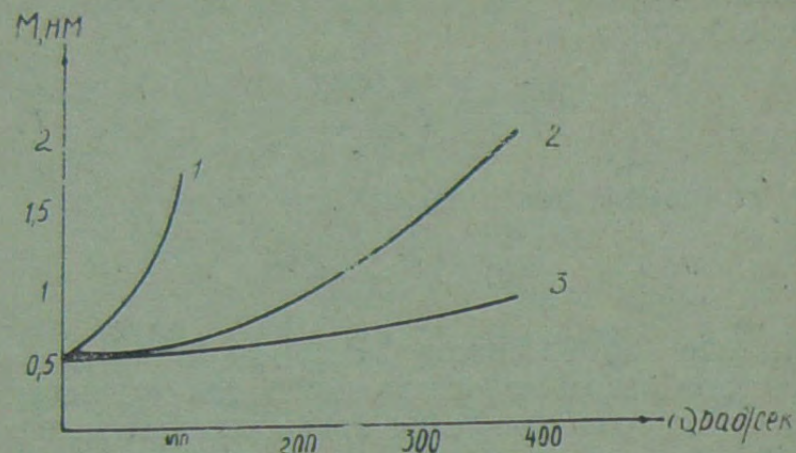


Рис. 101. Кривые выбега маховиков по данным проф. В. П. Ветчинкина: 1 — воздух, 2 — водород, 3 — разреженный водород.

теперь, как было уже отмечено, является установка между диском маховика и неподвижным кожухом дополнительного вращающегося кожуха. Этот метод и нашел применение в конструкциях инерционных аккумуляторов на ветродвигателях. Ниже приводится расчет потерь при использовании дополнительного вращающегося кожуха [98].

Допустим, что абсолютная угловая скорость диска — ω_1 , а кожуха — ω_2 . Тогда относительная угловая скорость диска $\omega_0 = \omega_1 - \omega_2$. Элементарная сила трения о воздух dP , действующая на кольцо радиусом r и толщиной dr , будет равна:

$$dP = C_f \gamma 2 \pi r dr \frac{u^2}{2g}, \quad (207)$$

где C_f — аэродинамический коэффициент трения диска о воздух; γ — удельный вес воздуха; $u = \omega_0 r$.

Элементарный момент трения относительно оси равен:

$$dM = \pi r^4 C_f \gamma \frac{\omega_0^2}{g} dr. \quad (208)$$

Полный момент трения для двух торцовых поверхностей равен:

$$M_T = 2 \int_0^R \pi r^4 C_f \gamma \frac{1}{g} \omega_0^2 dr = \frac{2}{5} \frac{C_f \gamma \pi R^5}{g} \omega_0^2. \quad (209)$$

Аналогично можно определить момент трения на цилиндрической поверхности радиуса R :

$$M_{ц} = \pi R^4 C_f \gamma b \frac{\omega_0^2}{g}, \quad (210)$$

где b — толщина диска.

Заменяя $b = 2kR$, имеем:

$$M_{ц} = \frac{2 C_f \gamma \pi R^5}{g} k \omega_0^2, \quad (211)$$

где k — отношение толщины диска к его диаметру.

Суммарный момент трения диска о воздух:

$$M_{с.д.} = \frac{2 C_f \gamma \pi R^5 \omega_0^2}{g} \left(k + \frac{1}{5} \right). \quad (212)$$

Аналогично определяется момент трения о воздух внешней поверхности вращающегося кожуха:

$$M_{ск} = \frac{2 \pi R_k^5 C_{fk} \gamma}{g} \omega_2^2 \left(k_k + \frac{1}{5} \right). \quad (213)$$

Здесь все обозначения с индексом k относятся к вращающемуся кожуху.

При установившемся движении $M_{сд} = M_{ск}$. Согласно этому:

$$C_f R^5 \omega_0^2 \left(k + \frac{1}{5} \right) = C_{fk} R_k^5 \omega_2^2 \left(k_k + \frac{1}{5} \right). \quad (214)$$

С погрешностью, не превышающей 2—3%, можно принять, что $R \approx R_k$ и $k_k = k$, тогда

$$C_f \omega_0^2 = C_{fk} \omega_2^2.$$

Отсюда имеем

$$\frac{\omega_0}{\omega_2} = \sqrt{\frac{C_{fk}}{C_f}}. \quad (215)$$

В том случае, когда качество обработки поверхностей диска и кожуха примерно одинаково, а зазоры между диском и вращающимся кожухом, с одной стороны, и вращающимся и неподвижным кожухом, с другой стороны, равны, с достаточным приближением может быть принято, что

$$C_{fk} \approx C_f.$$

Тогда

$$\omega_0 = \omega_2 = \frac{\omega_1}{2}. \quad (216)$$

При изменении угловой скорости диска постоянных размеров (что соответствует такому же изменению его окружной скорости) мощность вентиляционных потерь изменяется пропорционально кубу скорости. Следовательно, мощность трения диска в подвижном кожухе и подвижного кожуха в неподвижном будет составлять $1/8$ мощности трения диска в неподвижном кожухе, а суммарная потеря мощности на вентиляцию при наличии подвижного кожуха составит всего 25% потерь при одном неподвижном кожухе.

При установке вращающегося кожуха наряду с усложнениями конструкции возникают трудности при его конструировании и балансировке. Вследствие этого вращающийся кожух применяется в основном на крупных ветродвигателях.

При разработке конструкции инерционного аккумулятора необходимо предусмотреть высокое качество обработки поверхности диска и кожухов, например их окраску эмалевой краской, а также оптимальные зазоры между диском и кожухом. Зазоры целесообразнее всего выдерживать одинаковыми, во избежание дополнительных потерь на расширение и сжатие воздушного потока между диском и кожухом.

§ 2. Потери в опорах

Как было отмечено, помимо вентиляционных потерь сопротивление вращению маховика вызывают также потери в подшипниках маховика.

Энергия, затраченная на вращение подшипников под нагрузкой, может быть определена по выражению:

$$E_n = M_n \omega t = M_n \varphi, \quad (217)$$

где ω — угловая скорость вращения маховика;

$$\varphi = \int_0^t \omega(t) dt \approx \sum_i \frac{\omega_i + \omega_{i+1}}{2} \Delta t; \quad (218)$$

M_n — момент сопротивления в подшипниках.

Моменты сопротивления в подшипниках могут быть определены экспериментально по продолжительности их свободного вращения (выбега). Чтоб исключить влияние вентиляционных потерь, маховик разгоняют до небольшой скорости, соответствующей окружной скорости 2—5 м/сек, при которой вентиляционные потери весьма малы.

Средний момент сопротивления в подшипниках маховика

$$M_n = I \frac{\omega_{\max}}{t}, \quad (219)$$

где $\omega_{\max}$ — начальная угловая скорость вращения маховика; t — продолжительность выбега.

Для подвеса маховиков инерционных аккумуляторов применяются чаще всего специальные подшипники с пониженным моментом сопротивления.

Момент сопротивления в подшипниках определяется по следующей формуле:

$$M_n = \frac{Gfd}{2}, \quad (220)$$

где G — вес маховика; f — коэффициент трения в подшипниках качения, равный 0,001—0,004; d — диаметр вала под подшипником.

Если известен момент сопротивления в подшипниках, то коэффициент трения можно определить по формуле:

$$f = \frac{2 M_n}{Gd}. \quad (221)$$

Момент трения в подшипниках на маховиках отечественных гировозов составляет примерно 0,15—0,2 Гм на килограмм веса маховика, что соответствует коэффициенту трения 0,0015—0,005. На маховике рекуперативного тормоза Гиректа установлены специальные подшипники, позволяющие довести момент трения до 0,01 Гм на килограмм веса маховика, что соответствует коэффициенту трения менее 0,0007. Такие подшипники позволяют маховику свободно вращаться до остановки несколько суток. Это не является пределом. Существует много способов снижения сопротивлений в опорах, как-то: принудительное движение обоймы и вибрации подшипников качения, применение жидкостных и газовых подшипников, магнитного подвешивания и др.

На наш взгляд, наиболее приемлемым способом снижения потерь энергии в подшипниках инерционного аккумулятора является магнитное комбинированное подвешивание маховика, т. е. применение магнитной подвески с постоянными магнитами совместно с подшипниками качения. Эксперименты, проведенные на стендах с магнитным подвешиванием маховика, показали значительное снижение сопротивлений в подшипниках — до 20—25 раз. Ввиду того что эксперименты проводились как на металлическом, так и на неметаллическом стендах, удалось определить величину магнитных потерь в подвеске.

При вращении маховика без магнитного подвешивания момент сопротивления в подшипниках составлял около 0,03 Гм на килограмм веса (для сравнения те же показатели для гирозов — 0,15—0,2 Гм, для привода Гиректа — 0,01 Гм). С применением магнитного подвешивания момент сопротивления на металлическом стенде составил 0,002 Гм/кг, а на неметаллическом стенде — 0,0014 Гм/кг.

С ростом угловой скорости потери в магнитной подвеске возрастают в зависимости от анизотропности магнитного поля. Для конструкций с оксидно-бариевыми постоянными магнитами в металлической обойме потери на магнитные сопротивления могут быть вычислены по следующей эмпирической формуле:

$$P = K n^2, \text{ вт/кг}, \quad (222)$$

где P — мощность магнитных потерь; K — эмпирический коэффициент для описанной конструкции, например, $K = 0,66 \cdot 10^{-10}$ вт/кг; n — число оборотов в минуту вращающейся подвешенной детали.

Помимо магнитных сопротивлений в разгруженных радиальных подшипниках качения подвески возникают сопротивления, вызванные центробежной силой вращающихся шариков. Момент сопротивления в этом случае равен:

$$M_n = \frac{G_{ш}}{4g} \omega_n^2 D_n D_1 f, \quad (223)$$

где $G_{ш}$ — вес шариков или роликов подшипника; f — коэффициент трения качения в подшипнике; ω_n — угловая скорость центров шариков, определяемая по выражению:

$$\omega_n = \frac{\omega_b d}{2 D_1}, \quad (224)$$

где ω_b — угловая скорость вала.

Считая, что диаметр центров шариков D_n примерно равен внешнему диаметру D_1 , имеем:

$$M_n = \frac{G_{ш}}{16g} f \omega_b^2 d. \quad (225)$$

Моменты сопротивлений, вызванные биениями вала, потерями в уплотнениях и некоторыми другими причинами, определяются исходя из конкретных условий.

Следует отметить, что применение магнитного подвешивания маховиков имеет смысл только при вращении их в вакууме, когда вентиляционные потери отсутствуют, а подшипники работают в тяжелых условиях из-за затрудненной смазки, недостаточного теплоотвода и пр. В этом случае разгрузка подшипников от постоянно действующей составляющей веса маховика может значительно увеличить их долговечность.

Имея данные о сопротивлениях в подшипниках и от вентиляционных потерь, а также о сопротивлениях, идущих на совершение полезной работы, можно определить к.п.д. инерционного аккумулятора. Мгновенное значение к.п.д. инерционного аккумулятора можно представить как отношение полезной мощности или крутящего момента к полным значениям этого параметра:

$$\eta = \frac{N_{пл}}{N_0} = \frac{M_{пл}}{M_0}.$$

Значение полезной мощности или крутящего момента удобнее всего задать как функцию угловой скорости. В частном случае эти значения могут быть постоянными.

Полные значения крутящего момента и мощности равны:

$$M_0 = M_{пл} + M_{аэр} + M_n,$$

$$N_0 = N_{пл} + N_{аэр} + N_n,$$

где $N_{аэр}$; $M_{аэр}$ — соответственно мощность и крутящий момент, зависящие от аэродинамических потерь; N_n и M_n —

соответственно мощность и крутящий момент, зависящие от потерь в подшипниках.

Так как приведенные формулы идентичны, рассмотрим только выражение для крутящего момента.

Подставляя в формулу к.п.д. значения момента сопротивления от аэродинамических потерь и в подшипниках, получим развернутое выражение мгновенного к.п.д. инерционного аккумулятора:

$$\eta = \frac{M_{пл}}{M_{пл} + A\beta D^3 \omega^2 z^4 \cdot 10^{-5} + 0,5 Gfd} \quad (226)$$

Используя это выражение, можно построить зависимость к.п.д. инерционного аккумулятора с заданными параметрами от угловой скорости вращения маховика.

Для определения полного к.п.д. инерционного аккумулятора необходимо рассмотреть изменение запаса энергии в нем в процессе работы.

Разобьем интервал $\omega_0 - \omega_n$ на оси абсцисс на отрезки $\Delta\omega$. Изменение кинетической энергии на этом отрезке составит:

$$\Delta E_0 = \frac{I(\omega_{k+1}^2 - \omega_k^2)}{2} = I\omega_{кр} \Delta\omega$$

Отсюда полезная работа за отрезок $\Delta\omega$:

$$\Delta E_{пл} = I\omega_{кр} \eta \Delta\omega$$

Полезная работа за интервал $\omega_0 - \omega_n$:

$$E_{пл} = I \int_{\omega_0}^{\omega_n} \eta \omega d\omega$$

Полная кинетическая энергия, выделенная за этот интервал:

$$E_0 = I \int_{\omega_0}^{\omega_n} \omega d\omega = I \frac{(\omega_n^2 - \omega_0^2)}{2}$$

Полный к.п.д. инерционного аккумулятора за интервал $\omega_0 - \omega_n$:

$$\eta_{\omega_0 - \omega_n} = \frac{2 \int_{\omega_0}^{\omega_n} \eta \omega d\omega}{\omega_n^2 - \omega_0^2} \quad (227)$$

Так как зависимость $\eta(\omega)$ в общем случае трудно интегрируется, расчеты удобнее проводить по следующей приближенной формуле:

$$\eta_{\omega_0 - \omega_n} = \frac{2 \sum_{i=\omega_0}^{\omega_n} \eta_i \omega_{иср} \Delta\omega}{\omega_n^2 - \omega_0^2} \quad (228)$$

К.п.д. инерционного аккумулятора тем выше, чем интенсивнее ведется отбор энергии на полезную работу. Для длительной работы при малых значениях полезной мощности характерен невысокий к.п.д. инерционного аккумулятора. В этих случаях для получения высоких значений к.п.д. эффективно снижение аэродинамических потерь и потерь в подшипниках. Это же необходимо для длительного сохранения запаса кинетической энергии в аккумуляторе.

При кратковременном цикле работы и больших мощностях снижение вредных сопротивлений не оказывает существенного влияния на к.п.д. инерционного аккумулятора.

В качестве примера приведем определение к.п.д. инерционного аккумулятора с параметром маховика, аналогичным Электрогири. Потеря мощности при помещении маховика в воздушную среду в данном случае составляет около 25 л. с. Допустим, маховик выделяет некоторую часть энергии (для простоты предполагается, что изменение скорости незначительно и не влияет на потери мощности) при мощности 1 л. с., 100 л. с. и 1000 л. с. К.п.д. инерционного аккумулятора в этих трех случаях соответственно равен: $\eta_1 = 0,0385$; $\eta_2 = 0,8$; $\eta_3 = 0,98$.

Путем заполнения камеры вращения маховика водородом удастся снизить потери мощности до 5 л. с. При этом к.п.д. для упомянутых случаев равен: $\eta_1 = 0,167$; $\eta_2 = 0,943$; $\eta_3 = 0,995$. Следовательно, заполнение камеры вращения разреженным водородом, в общем сопряженное с большими трудностями, дает выигрыш к.п.д. в первом случае в четыре с лишним раза, во втором — примерно на 17%, в третьем случае выигрыш почти не ощутим.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ
ИНЕРЦИОННЫХ АККУМУЛЯТОРОВ ЭНЕРГИИ

В настоящее время техника располагает значительным количеством типов аккумуляторов энергии, из которых наиболее распространены электрические и механические (статические и динамические). Кроме этих аккумуляторов энергии в качестве накопителей энергии могут использоваться различные тепловые аккумуляторы — нагретые тела, а также вещества, выделяющие тепло при реакциях. Электрическую энергию можно также накапливать в электростатических аккумуляторах — конденсаторах и электродинамических — индукционных катушках. Необходимо заметить, что последние могут накопить значительное количество энергии и сохранять ее длительный срок в условиях сверхпроводимости.

Ввиду того что наибольший интерес для современной техники представляют первые два вида аккумуляторов, они и будут рассмотрены в сравнении с наиболее распространенными автономными источниками энергии — двигателями внутреннего сгорания (ДВС).

Выше была показана неприменимость пружинных статических аккумуляторов для накопления значительных количеств энергии. Следует отметить, что статические аккумуляторы могут накопить большое количество энергии только в

том случае, если рабочим телом является газ, так как он обладает малым модулем упругости и высокой сжимаемостью.

Обычно пневматические аккумуляторы энергии представляют собой баллоны со сжатым газом (воздухом), снабженные соответствующим двигателем (цилиндр с поршнем, диафрагма, турбина и пр.). Наибольшая работа может быть получена от сжатого газа при его адиабатическом расширении. Удельная энергоемкость сжатого воздуха (без учета веса баллона) равна [71]:

$$e = \frac{E}{G} = (i_n - i_k) \frac{\text{ккал}}{\text{кг}} = 1,1623 \cdot 10^{-3} (i_n - i_k) \frac{\text{квт} \cdot \text{ч}}{\text{кг}}, \quad (229)$$

где E — абсолютная энергетическая отдача воздуха при его расширении; G — вес воздуха; i_n и i_k — энтальпия воздуха в начале и конце расширения.

На рис. 102, 103 представлены сравнительные данные по

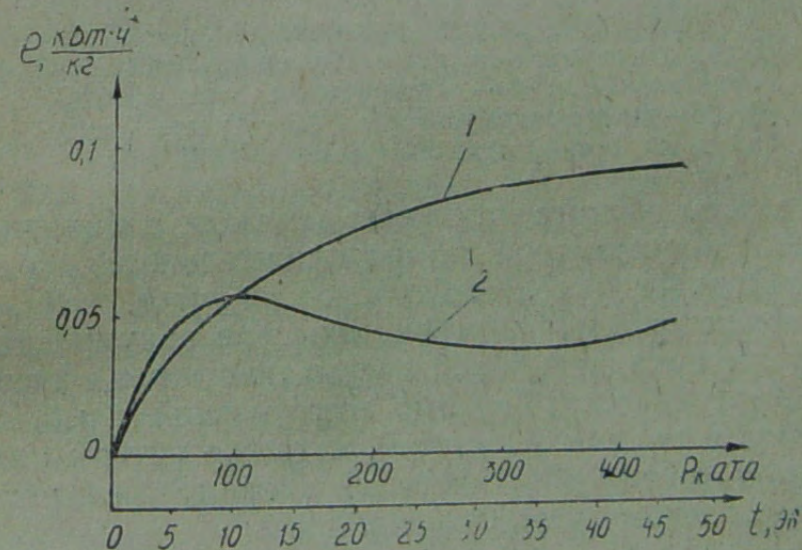


Рис. 102. Удельная энергоемкость пневматических аккумуляторов при максимальном расширении: 1 — электрические аккумуляторы, 2 — пневмоаккумуляторы (без учета веса баллонов).

удельной энергоемкости для пневматических и электрохимических аккумуляторов (на рис. 102 — при максимальном расширении, на рис. 103 — при стабилизированном рабочем давлении).

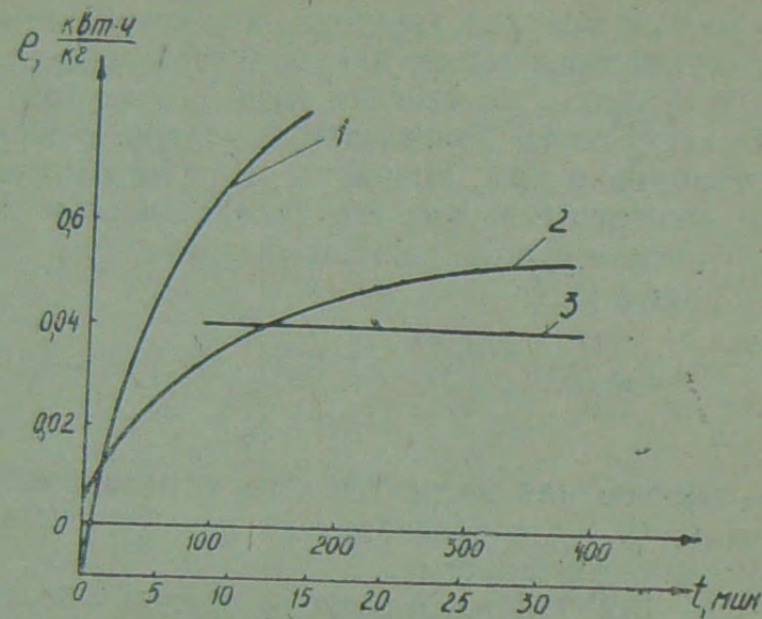


Рис. 103. Удельная энергоемкость пневматических аккумуляторов при стабилизированном рабочем давлении: 1 — электрические аккумуляторы, 2 — пневмоаккумуляторы (без учета веса баллонов), $P=50$ ата; 3 — то же, $P=10$ ата.

лении). По осям абсцисс отложены давление в баллоне пневматического аккумулятора и продолжительность разрядки для электрохимического. Вес баллонов не учтен.

Как можно видеть, электрохимические аккумуляторы обладают преимуществами перед пневматическими в отношении удельной энергоемкости. Помимо этого низкий к. п. д. пневмокомпрессоров и пневмодвигателей, а также потери адиабатического тепла (около 40% энергии) делают пневматические аккумуляторы весьма неэкономичными.

Применяются пневмоаккумуляторы чаще всего для стартовых устройств на объектах, где необходима высокая надежность (самолеты, танки и др.), а также на взрывобезопасном транспорте (воздуховозы).

Рассмотрим сравнительную эффективность инерционных и электрохимических аккумуляторов, а также двигателей внутреннего сгорания. В качестве критерия эффективности принята удельная мощность (мощность, отнесенная к массе установки). Это обосновано тем, что начальная стоимость и

стоимость эксплуатации инерционных аккумуляторов значительно ниже соответствующих показателей у установок с ДВС и аккумуляторных установок равной мощности. Масса же является нередко решающим фактором при выборе той или иной энергетической установки. Вследствие этого эффективность инерционных аккумуляторов по удельной мощности может в большинстве случаев быть показателем их абсолютной эффективности.

В качестве сравниваемых взяты как самостоятельные энергетические установки — карбюраторные и дизельные ДВС, так и аккумуляторные установки с электродвигателями постоянного тока (предполагается использование энергии в виде механической), а также некоторые другие виды энергетических источников. С целью упрощения введено допущение, согласно которому в качестве расчетных масс установок приняты следующие значения:

для установок с ДВС — сухая масса двигателя без коробки передач, сцепления, радиаторов, баков с горючим, аккумуляторных батарей, пусковых двигателей и других вспомогательных устройств;

для электрохимических аккумуляторных установок — масса аккумуляторов и электродвигателя;

для инерционного аккумулятора — масса маховика. Это допущение обосновано тем, что: а) в качестве привода к исполнительному органу могут быть использованы идентичные трансмиссии с близкими друг другу массами; б) все три установки содержат вспомогательные детали, служащие для крепежа, защиты, охлаждения и других целей, точные массы которых могут быть определены при анализе конкретной конструкции, поэтому эти массы у всех установок принимаются приближенно равными.

Ввиду того что к. п. д. трансмиссий всех рассматриваемых установок может быть принят равным и внутренние потери мощности как в инерционных, так и в электрохимических аккумуляторах за время цикла весьма невелики по сравнению с рабочей мощностью, эти факторы при анализе не учитывались.

Результаты ориентировочной оценки энергоемкости современных энергетических установок — электрических аккумуляторов, маховиков, пневмоаккумуляторов, двигателей внутреннего сгорания и топливных элементов приведены на рис. 104.

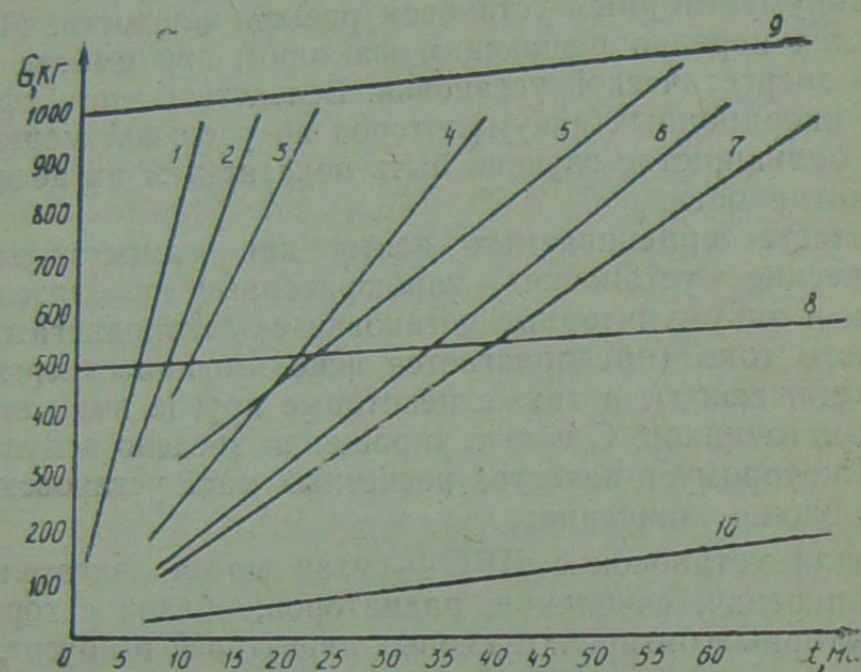


Рис. 104. Сравнительные весовые данные различных энергетических установок мощностью 60 л. с.: 1 — маховик фирмы Кларк, 2 — кислотный аккумулятор, 3 — щелочной аккумулятор, 4 — ленточный маховик, 5 — серебряно-цинковый аккумулятор с двигателем, газовые аккумуляторы, 6 — проволоочный маховик, 7 — маховик из ориентированного стеклопластика, 8 — дизель с топливом, 9 — топливные элементы, 10 — маховик из кварцевой нити $\sigma_b = 600 \text{ кг/мм}^2$.

Следует отметить, что при использовании энергии в виде механической наряду с весом электрических и пневмоаккумуляторов следует учитывать вес соответствующих электро- и пневмодвигателей. На графике приведены сравнительные весовые данные энергетических установок мощностью 60 л. с. для различной продолжительности работы.

Из приведенного видно, что уже созданные, а тем более перспективные конструкции вполне могут конкурировать с лучшими электрохимическими аккумуляторами с двигателем. Аналогичный вывод можно сделать исходя из сравнительного анализа аккумуляторов энергии, проведенного д-ром Д. В. Рабенхорстом (США). Диаграмма удельной энергоемкости

различных аккумуляторов (причем здесь даже не учитывается вес электродвигателя!), составленная на основе данных Д. В. Рабенхорста (рис. 105), убедительно свидетельствует

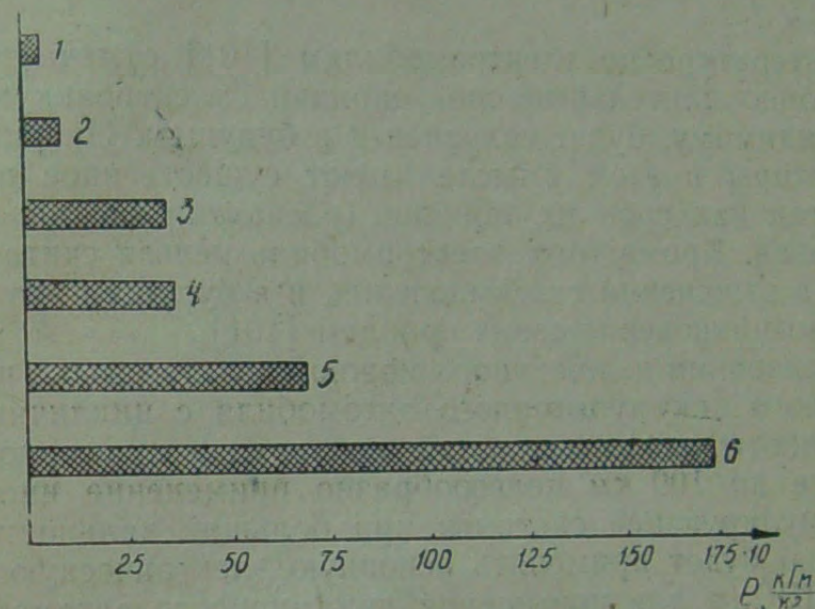


Рис. 105. Сравнительные данные удельной энергоемкости аккумуляторов энергии (по Д. В. Рабенхорсту): 1 — стальной обод, 2 — кислотный аккумулятор, 3 — супермаховик из существующих материалов, 4 — цинк-воздушный аккумулятор, 5 — натриево-воздушный аккумулятор, 6 — перспективный супермаховик.

о перспективности инерционных аккумуляторов — супермаховиков.

Эффективность инерционных аккумуляторов на транспорте повышает их способность рекуперировать кинетическую энергию при торможении с внутренними потерями не более 5—10%, что достигается путем применения описанных в гл. IV систем. Известно, что для некоторых видов транспорта кинетическая энергия составляет значительную часть энергетического баланса. Системы же с электрическими аккумуляторами практически не обеспечивают рекуперации этой энергии (за исключением случаев движения на затяжных спусках). Следовательно, энергоемкость систем с механическими аккумуляторами нужно увеличить на поправочный коэффициент,

примерно равный для трамваев и аналогичных рельсовых машин 4; других городских автомобилей — 1,25—1,5. С учетом этого энергетические показатели даже ленточного маховика соизмеримы с показателями перспективных электроаккумуляторов.

В литературе по электромобилям [101] отмечается, что сравнительно длительный срок зарядки электроаккумуляторов, по-видимому, будет сохранен и в будущем. Инерционные аккумуляторы в этом смысле имеют существенное преимущество, так как срок их зарядки (раскрутки маховика) не лимитирован. Кроме того, электромобиль нельзя считать безвредным в отношении газовой выделений, и в будущем это может вызвать возникновение своих проблем [101].

На основании изложенного можно сделать вывод, что для современного аккумуляторного автомобиля с циклическим режимом работы, с возможностью подзарядки примерно через расстояние до 100 км целесообразно применение инерционной аккумулирующей системы; при большой дальности пробега можно будет применять основную электрическую систему, или ДВС, а для повышения динамичности автомобиля и рекуперирования энергии торможения — дополнительную инерционную.

Как отмечено в [101], вопрос создания и внедрения электромобиля может быть снят с повестки дня при появлении нового, до настоящего времени неизвестного, источника энергии, не выделяющего вредных газов и имеющего приемлемые технико-экономические показатели. Анализ показывает, что по крайней мере на городском общественном транспорте будущего инерционная аккумулирующая система может стать этим источником энергии.

ЛИТЕРАТУРА

1. Андреевская Г. Д. Высокопрочные ориентированные стеклопластики. М., 1966.
2. Антонов А. М. Об учете потерь на трение при приведении масс и сил. «Тр. семинара по ТММ. Гос. институт машиноведения», т. 12, вып. 47. М., 1952.
3. Артоболовский И. И. Теория механизмов. М., 1965.
4. Артоболовский И. И. Об определении маховых масс в машинах. ДАН СССР, т. XVII, № 5, 1944, стр. 198.
5. Багиров Д. Д. Влияние приведенного момента инерции землеройных транспортных машин на производительность. «Строительные и дорожные машины, ЦИНТИ МАШ», № 2. М., 1961.
6. Багоцкий В. С. и Флеров В. Н. Новейшие достижения в области химических источников тока. М., 1968.
7. Бессонов А. П. Некоторые задачи динамики роторов с переменной массой. «Динамика машин (сб. статей под ред. С. Н. Кожевникова)», М., 1966.
8. Бессонов А. П. Основы динамики механизмов с переменной массой звеньев. М., 1967.
9. Бесчинский А. А., Вольфберг Д. В. Мировые энергетические ресурсы и их использование на благо человека. «Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт», 1968, № 8.
10. Волков Д. П. Исследование муфты-маховика для привода одноmotorных экскаваторов. «Строительное и дорожное машиностроение», 1956, № 5.
11. Галонен Ю. М. Городской пассажирский транспорт. М., 1961.
12. Гвелесиани Л. Л. Оптимальный режим торможения экипажа с рекуперативным тормозом. «Сообщ. АН Груз. ССР», т. XLVI, № 1. Тбилиси, 1967.

13. Гулиа Н. В. О путях повышения энергоемкости маховиков, «Механика машин», Тбилиси, 1970.
14. Кудрин В. Н., Медведев Ю. А., Гулиа Н. В. О гироскопических нагрузках на упругие опоры маховика гироавтомобиля, деп. НИИНавтопром. № Д720029. М., 1972.
15. Атоян К. М., Гулиа Н. В. Перспективы использования новых механических силовых агрегатов для автобусов, «Автомобильная промышленность», 1972, № 7.
16. Гулиа Н. В. Рекуперативный тормоз, авт. свид. № 180029, БИ, 1966, № 6.
17. Гулиа Н. В., Рабинович В. П. Энергоемкий аккумулятор механической энергии, «Вестник машиностроения», 1970, № 3.
18. Гулиа Н. В. Подвеска горизонтального маховика инерционно-го аккумулятора, авт. свид. № 174909, БИ, 1965, № 11.
19. Гулиа Н. В. Маховик, авт. свид. № 200359, БИ, 1967, № 16.
20. Гулиа Н. В. Дрель, авт. свид. 207648, БИ, 1967, № 2.
21. Гулиа Н. В., Недорезов И. А., Федоров Д. И., Яркин А. А., Студенецкий А. Н. Крепер, авт. свид. № 6, 171810, БИ, 1965, № 11.
22. Гулиа Н. В. Инерционный толкатель к креперу, ГОСИНТИ, М., 1965.
23. Гулиа Н. В. Центробежный аккумулятор, авт. свид. № 229152, БИ, 1968, № 32.
24. Гулиа Н. В. Упругая муфта, авт. свид. № 236147, БИ, 1969, № 6.
25. Гулиа Н. В. К расчету маховиков для механических аккумуляторов, «Вестник машиностроения», 1965, № 1.
26. Гулиа Н. В., Федоров Д. И., Недорезов И. А. Испытания крепера с дополнительным инерционным двигателем-аккумулятором, «Строительные и дорожные машины», ЦИНТИАМ, № 1. М., 1965.
27. Гулиа Н. В., Гвелесиани Л. Л. О повышении к. п. д. инерционного аккумулятора, «Вестник машиностроения», 1966, № 12.
28. Гулиа Н. В. Механический привод для инерционного аккумулятора, «Машиностроитель», 1966, № 10.
29. Гулиа Н. В. Исследование крепера с дополнительным двигателем-аккумулятором, «Тр. ЦНИИС», № 19, 1966.
30. Гулиа Н. В. Исследование крепера с инерционным аккумулятором-двигателем. Канд. дисс. М., 1965.
31. Гулиа Н. В. Определение основных характеристик дискретного ленточного вариатора, «Механика машин», Тбилиси, 1967.
32. Гулиа Н. В. Исследование дискретного механического вариатора, «Машиноведение», АН СССР, 1967, № 1.
33. Гулиа Н. В. Эффективность инерционных двигателей-аккумуляторов, «Вестник машиностроения», 1967, № 8.
34. Гулиа Н. В. Маховик переменного момента инерции, авт. свид. № 239720, БИ, 1969, № 11.
35. Гулиа Н. В. Механический рекуперативный тормоз, авт. свид. № 255724, БИ, 1969, № 33.
36. Гулиа Н. В. Рекуперативный тормоз, авт. свид. № 171607, БИ, 1965, № 11.
37. Гулиа Н. В. Рекуперативный тормоз, авт. свид. № 193874, БИ, 1967, № 7.

38. Гулиа Н. В. О формах равновесия нити в поле центробежных сил, «Изв. вузов. Машиностроение», 1969, № 11.
39. Светлицкий В. А., Гулиа Н. В. Об учете жесткости нити при вращении, «Изв. вузов. Машиностроение», 1969, № 9.
40. Хвингия М. В., Гулиа Н. В. Об энергоемкости аккумулирующих элементов упругих муфт, «Механика машин», Тбилиси, 1970.
41. Гулиа Н. В. Об одном динамическом механизме с двумя степенями свободы, «Механика машин», вып. 35—36. М., 1972.
42. Двали Р. Р., Гулиа Н. В., Фалькевич Б. С., Матикашвили И. В., Гвелесиани Л. Л. Тяговая динамика автомобиля с рекуперативным тормозом, «Механика машин», Тбилиси, 1969.
43. Гулиа Н. В., Очан М. Ю. Исследования процесса перемотки ленты в роторах с переменными параметрами, «Механика машин», вып. 29—30. М., 1970.
44. Башкова М. П., Гулиа Н. В. Опытный метод разделения энергетических потерь в магнитной подвеске, «Изв. вузов. Приборостроение», 1970, № 6.
45. Атоян К. М., Гулиа Н. В., Гвелесиани Л. Л., Нагорняк Г. А. О путях рекуперации энергии торможения городского автобуса, «Сб. трудов ГСКБ по автобусам», Львов, 1971.
46. Гулиа Н. В., Башкова М. П. Магнитная подвеска вращающегося элемента, авт. свид. № 304506, БИ, 1971, № 17.
47. Гулиа Н. В. Способ крепления упругой ленты на валу, авт. свид. № 308252, БИ, 1971, № 21.
48. Гулиа Н. В. Устройство для разгона маховых масс, авт. свид. № 335476, БИ, 1972, № 13.
49. Гулиа Н. В. Анализ энергетических систем для аккумуляторного автомобиля, деп. НИИНавтопром, № Д710008. М., 1971.
50. Гулиа Н. В. Перспективы использования аккумулированной механической энергии для горного автомобиля, деп. НИИНавтопром, № Д710007. М., 1971.
51. Гулиа Н. В., Атоян К. М., Гвелесиани Л. Л., Нагорняк Г. А. Теоретические основы рекуперирования механической энергии городского автобуса, «Сб. тр. ГСКБ по автобусам», Львов, 1971.
52. Гулиа Н. В., Федосеев О. Б. Об экономичном разгоне автомобиля, деп. НИИНавтопром, № Д710004. М., 1971.
53. Атоян К. М., Гулиа Н. В., Гвелесиани Л. Л., Нагорняк Г. А. Использование энергии, погашаемой в тормозах, «Автомобильный транспорт», 1971, № 7.
54. Гулиа Н. В., Равва Ж. С., Гвелесиани Л. Л. Лентопро-тяжное устройство, авт. свид. № 346729, БИ, 1972, № 23.
55. Гулиа Н. В. Об инерционной навивке ленты на цилиндр, «Изв. вузов. Машиностроение», 1973, № 2.
56. Гулиа Н. В. Инерционный аккумулятор, авт. свид. № 353095, БИ, 1972, № 29.
57. Гулиа Н. В., Гвелесиани Л. Л. Маховик, авт. свид. № 353086, БИ, 1972, № 29.
58. Двали Р. Р., Матикашвили И. В., Гулиа Н. В. О реку-перации кинетической энергии, «Вестн. АН СССР», 1967, № 12.
59. Двали Р. Р., Фалькевич Б. С., Матикашвили И. В., Гулиа Н. В. Рекуперирование энергии торможения автомобиля, «Сб. докл. конф. по теории и расчету горного автомобиля», Тбилиси, 1966.

60. Dvali R. R., Gulia N. V. A Coiled Band Mechanism for the Recovery of a Vehicle's Mechanical Energy, «The Journal of Mechanisms», New-York, London, Oxford, Paris, 1968, № 3.
61. Двали Р. Р., Фалькевич Б. С., Матикашвили И. В., Гулиа Н. В. К вопросу использования энергии торможения для разгона автомобиля. «Сообщ. АН Груз. ССР», т. XLIII, № 3, 1966.
62. Двали Р. Р., Матикашвили И. В., Гулиа Н. В. О к. п. д. приводов с маховыми массами. «Механика машин», Тбилиси, 1966.
63. Двали Р. Р., Матикашвили И. В., Гулиа Н. В. Механический аккумулятор энергии торможения, ТММ. «Динамика машин», М., 1969.
64. Гулиа Н. В., Линкин Л. Д. Об аккумулирующих возможностях супермаховиков. «Вестник машиностроения», 1972, № 12.
65. Гулиа Н. В. О механической энергии маховика. Сб. «Динамика машин», Куйбышев, 1972.
66. Гулиа Н. В., Федосеев О. Б. О самозакреплении ленты, навитой на цилиндр. «Машиноведение», 1973, № 1.
67. Гулиа Н. В. Стройте маховичные двигатели. «Изобретатель и рационализатор», 1972, № 4.
68. Зиновьев В. А., Бессонов А. П. Основы динамики машинных агрегатов. М., 1964.
69. Какуевецкий В. А. Из практики использования электробусов для городского транспорта. «Городское хозяйство Москвы», 1959, № 7.
70. Каролл-Порчинский П. Материалы будущего. М., 1966.
71. Кацнельсон О. Г., Эдельштейн А. С. Магнитная подвеска в приборостроении. М., 1966.
72. Князев В. Н. Энергетическая отдача и прочность газовых баллонов высокого давления. «Тр. МАИ», 1960.
73. Кобрин М. М. Прочность вращающихся дисков. М., 1965.
74. Колесник Н. В. Статическая и динамическая балансировка. М., 1954.
75. Кукланов И. Н., Хлистун В. И. Анализ конструктивных схем взрывобезопасных шахтных инерционных локомотивов. «Вопр. рудничного транспорта», 1962, № 6.
76. Куликов Н. К. Использование энергии торможения для повышения экономических и динамических качеств автомобиля. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1951, № 1.
77. Кудревич Б. И. Теория гироскопических приборов, т. 1 и 2. М., 1965.
78. Липаков А. Н. [и др.]. Шахтные инерционные локомотивы. М., 1963.
79. Машиностроение. Сборник переводов и обзор иностранной периодической литературы, № 6. М., 1956.
80. Нестеренко А. Д., Орнатский Н. П. Детали и узлы привода энергии с асинхронным приводом для цели тяги. «Сб. тр. ЛИИЖТ», вып. 155.
81. Некрасов В. И. Исследование электромеханического аккумулятора энергии с асинхронным приводом для цели тяги. «Сб. тр. ЛИИЖТ», вып. 155.
82. Петухов Н. Н. Анализ параметров и конструкций вращающихся маховиков шахтных инерционных локомотивов. «Вопр. рудничного транспорта», 1962, № 6.

83. Петухов Н. Н., Хлистун В. И. Исследование основных параметров опытного образца инерционного локомотива-гироваза. «Вестн. машиностроения», 1969, № 6.
84. Петухов Н. Н. Исследование аэродинамических потерь на трение вращающихся маховиков шахтных инерционных локомотивов. «Вопр. рудничного транспорта», 1962, № 7.
85. Поляков В. С., Барбаш И. Д. Муфты. М., 1955.
86. Работнов Ю. Н. О диске равного сопротивления. «Прикладная математика и механика», 1948, № 4.
87. Сифф Э. Д., Эммерич К. Л. Введение в гироскопию. М., 1965.
88. Справочные данные по электрооборудованию, т. 2. М., 1965.
89. Пономарев С. Д. [и др.]. Расчеты на прочность в машиностроении, т. 3. М., 1959.
90. Уварова Л. И. Развитие средств передачи механической энергии. М., 1961.
91. Уфимцев А. Г. Инерционный аккумулятор, патент СССР № 2290. (Гулиа Н. В. Маховик и транспорт будущего. «Наука и жизнь», 1973, № 4).
92. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля. М., 1965.
93. Филатов Н. В. Подземный гиротельфер с гироскопическим приводом. «Уголь», 1960, № 8.
94. Хлистун В. И., Щербаков М. И. Расчет основных параметров инерционных локомотивов. «Вопр. рудничного транспорта», 1962, № 7.
95. Чурабо Д. Д. Детали и узлы приборов. М., 1966.
96. Чудаков Е. А. Пути повышения экономичности автомобиля. М., 1948.
97. Чудин В. Д. Дифференциальные уравнения движения гироваза. «Вопр. рудничного транспорта», М., 1962.
98. Шефтер Я. И. Определение оптимальных параметров инерционного аккумулятора. «Тр. ВИМ», т. 22, 1956.
99. Щербаков М. И., Хлистун В. И., Кукланов И. Н., Трунин С. Ф. Локомотив с аккумулятором энергии в виде вращающегося маховика, авт. свид. № 144519, [цит. по 83, 94].
100. Штейнвольф Л. И. Динамические расчеты машин и механизмов. М., 1961.
101. Отроша П. С., Сурин Е. П. Электромобили. М., 1969.
102. Юнг Т. Топливные элементы. М., 1963.
103. Ющенко П. А. Об однорельсовой гиростатической железной дороге Бернана. «Инженер», 1908.
104. Яновский М. И. Конструирование и расчеты на прочность деталей паровых турбин. М., 1947.
105. Absorbed Braking Force Aids Acceleration, «The Commercial Motor», October 6, 1961, p. 323.
106. Agricola G. De re metallica, Libri XII, Basilaе, 1556.
107. Altmann F. G. Drehfederne Kuppflugen, ZVDI, v. 80, 1936, p. 9.
108. Böckler G. A. Theatrum mashinarium novum, Nürenberg, 1661.
109. Gyrobus operating results, «Bus and Coach», Jan., 1957.
110. Der Gyro-Omnibus, ATZ, Jahrg. 54, № 4, April, 1952.
111. Electric traction without current collection, «Railway Gazette», 1948, Oct. 8, v. 89, № 15, p. 410.

112. Electro-Gyro-something new under sun, «Power Generation», 1948, March, v. 92, № 3, p. 114.
113. Der erste Gyrobus, «Umschau», 1951, März, № 5.
114. Flick E. Electro-gyro andriving, «Electro-Technick», 1947, v. 2, № 20, p. 306.
115. Fisher D. Der Oerlicon-Gyrobus, STZ, 1951, Mai 24, № 20—21, S. 416.
116. A Flywheel-driven Bus, «Bus und Coach», 1951, Iuly, № 23.
117. Flywheel Engines, «Technology Review», 1950, November, v. 53, p. 16.
118. The Gyrobus in practical form, «Commercial Motor», 1950, Dec. 22, v. 92, № 2380, p. 404.
119. «Engineering», 1947, June 27, v. 163, № 4248, p. 540; June 13, v. 183, № 4768, p. 524; June 20, v. 183, № 4769, p. 547.
120. «Electrical Times», 1947, Sept. 11, v. 112, № 2914, p. 296.
121. «Electro-Technick», 1951, Marz, 5, № 3, S. 113—115.
122. «Engineering and Mining Journal», 1951, Marz, v. 152, № 3, p. 107.
123. The Gyrobus-limited use in Britain, «Transport World», 1955, v. 117, № 3673, p. 46.
124. Scott D. Transmission Flywheel Stores Energy while Braking, «Automotive Industries», 1954, August 1, v. 111, p. 64.
125. A challange to diesel railcars? «Gas and Oil Power», 1956, v. 51, № 611, p. 53.
126. «Engineer», 1959, v. 207, № 5384, p. 541.
127. «Revue mensuelle», L'Industrie des Voies Ferries et des Transport Automobiles, 1956, № 514, p. 86—89.
128. «Hweizerische Bauzeitung», 14, April, 1951, № 15, p. 198—203.
129. The Oerlicon Electrogyro, «Automobile Engineering», December, 1955, v. 45, № 13, p. 559.
130. Clerk R. C. British Patent, № 744983.
131. «Metallwork Product», 1964, 108, № 51, p. 79—81.
132. Chilton R. Regenerative transmission sistem, Pat. USA, № 2, 118, 590.
133. Erban R. Driving Energy Consumer, Pat. USA, № 2, 196, 064.
134. Critchfield R. Flywheel, Pat. USA, № 2, 341, 695.
135. Clerk R. C. The Utilization of Flywheel Energy, «S.A.E. Transactions», v. 72, 1964.
136. Meyer F. W. Hydraulic Flywheel, Pat. USA, № 2, 404, 515.
137. Russell S. D. Flywheel, Pat. USA, № 2, 474, 370.
138. Sohn H. Variable inertia device, Pat. USA, № 2, 603.
139. Durouchoux O. Pat. USA, № 3, 208, 303.
140. Reinhardt T. I. Pat. USA, № 3, 296, 886.
141. «Automobile», 1971, 18/11, № 9, p. 15.
142. Rosensweig R. E. Magnetic Fluids, «Science and Technology», July, 1966, № 55, p. 48.
143. Rabenhorst D. W. Primary Energy Storage and the Super Flywheel, Technical Memorandum, The Johns Hopkins University, October, 1970, USA.
144. Flywheel Feasibility Study and Demonstration, Final Report, Lockheed Missiles and Space Co., Sunnyvale, California, April 30, 1971, USA.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие

5

Раздел первый

Инерционные аккумуляторы в машинах и механизмах

Глава I. Возникновение, развитие и современные системы инерционных аккумуляторов	7
§ 1. Основные свойства инерционных аккумуляторов	7
§ 2. История возникновения и развития инерционных аккумуляторов	9
§ 3. Классификации инерционных аккумуляторов и их обзор	19
Глава II. Инерционные аккумуляторы малой емкости	39
§ 1. Расчет маховика для поршневых машин	40
§ 2. Расчет маховика для машин ударного действия	48
Глава III. Инерционные аккумуляторы высокой емкости	53
§ 1. Ветро двигатели	55
§ 2. Торпеда Хауэлла	56
§ 3. Маховичные генераторы	58
§ 4. Прокатные станы	58
§ 5. Катапульты для самолетов	60
§ 6. Инерционные экипажи	60
§ 7. Инерционный стартер	62
§ 8. Инерционный вертолет	62
§ 9. Инерционная дрель	63
§ 10. Инерционные аккумуляторы на землеройных машинах	65
§ 11. Гиробусы	75
§ 12. Гиролокомотивы	76
§ 13. Взрывобезопасный транспорт	83
§ 14. Расчет основных параметров шахтных гирозов	90
§ 15. Гироавтомобиль Д. В. Рабенхорста	235

Глава IV. Инерционные аккумуляторы для рекуперирования кинетической энергии	92
§ 1. Анализ энергетики рабочих процессов машин	92
§ 2. Инерционные рекуператоры с планетарными передачами	103
§ 3. Дискретный ленточный вариатор	107
§ 4. Инерционный рекуператор с дискретным вариатором	112
Глава V. Пути создания эффективных инерционных аккумуляторов механической энергии	122
§ 1. Повышение прочности, энергоемкости и безопасности	122
§ 2. Уменьшение внутренних потерь	128
§ 3. Создание рациональной рабочей характеристики	129

Раздел второй

Общие вопросы расчета и конструирования инерционных аккумуляторов

Глава VI. Прочностные и энергетические расчеты маховиков	139
§ 1. Тонкое кольцо (обод)	139
§ 2. Диск постоянной толщины с отверстием и без него	142
§ 3. Диск равного сопротивления	147
§ 4. Расчет полых маховиков	148
§ 5. Ускоряющийся диск постоянной толщины	150
§ 6. Прочностно-энергетический расчет	152
§ 7. Об удельной прочности маховиков	161
§ 8. О безопасности маховиков	163
§ 9. Расчет высокоэнергоемких слоистых маховиков	164
§ 10. Расчет удлиняющегося обода маховика	168
Глава VII. Балансировка маховиков инерционных аккумуляторов	171
§ 1. Основные виды неуравновешенности маховиков и методы их устранения	171
§ 2. Параллельные стенды	178
§ 3. Роликовые и дисковые приспособления	180
§ 4. Вибростенд	181
§ 5. Простые приспособления для динамической балансировки	182
§ 6. Уравновешивание шарами	186
§ 7. Балансировка маховика в самой машине	187
Глава VIII. Гиродинамика	190
§ 1. Прецессия	190
§ 2. Гироскоп в карданном подвесе	194
§ 3. Нутация	197
§ 4. Стабилизационные свойства гироскопа	200
§ 5. Гироскопические нагрузки в мобильных машинах	205

Глава IX. К. п. д. инерционных аккумуляторов	207
§ 1. Аэродинамические (вентиляционные) потери	208
§ 2. Потери в опорах	216
Заклучение. Сравнительный анализ инерционных аккумуляторов энергии	222
Литература	229

ПОПРАВКИ

Страница	Строка	Напечатано	Следует читать
40	2-я снизу	$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \omega} \right) - \frac{dT}{dz} = Q, \quad (1)$	$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \omega} \right) - \frac{\partial T}{\partial z} = Q, \quad (1)$
66	23-я сверху	водорода в 6,6 раза больше, чем у возду- ха, и $Re = 1,82 \cdot 10^{-6}$,	водорода в 6,6 раза больше, чем воздуха, и $Re = 1,82 \cdot 10^{-6}$,

Заказ 300

*Нурбей Владимирович Гулиа*ИНЕРЦИОННЫЕ
АККУМУЛЯТОРЫ
ЭНЕРГИИ

Редактор издательства О. П. Шишова.

Обложка художника М. Ф. Ахунова.

Технический редактор Ю. А. Фосс.

Корректоры Е. В. Нефёдова, Н. С. Стукалова.

ЛЕ 06250. Сдано в набор 7. II 1973 г.

Подп. в печ. 16. 05 1973. Форм бум. $60 \times 84^{1/16}$.

Печ. л. 15. Уч.-изд. л. 13,6.

Заказ 300

Цена 1 р. 30 к.

Тираж 2000.

Издательство Воронежского университета
Воронеж, ул. Пушкинская, 3
Типография издательства ВГУ