

1393

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ЛИПЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра автомобилей и тракторов

РАСЧЕТ ИНЕРЦИОННЫХ БЕССТУПЕНЧАТЫХ
АВТОМАТИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к курсовому и дипломному проектированию
для студентов специальности 150100
«Автомобиле- и тракторостроение»

Составитель С. П. Баженов

Липецк 2001

УДК 629.114.2 (07)

Б - 163

Баженов С.П. Расчет инерционных бесступенчатых автоматических передач: Методические указания к курсовому и дипломному проектированию для студентов специальности 150100 "Автомобиле- и тракторостроение"/ Липецкий государственный технический университет: С. П. Баженов. Липецк, 2001.– 31 с.

Предназначены для студентов 4, 5, 6 курсов специальности 150100 "Автомобиле- и тракторостроение", очного и очно-заочного факультетов.

В методических указаниях приведены структурная схема, принцип действия, математические модели и методики расчетов характеристик и параметров инерционных бесступенчатых автоматических передач.

Ил. 16. Библиогр.: 5 назв.

Рецензент С.В. Носов

Из числа известных приводов механические бесступенчатые передачи имеют принципиальные преимущества, так как трансформирование механической энергии механическими устройствами без промежуточного преобразования энергии может осуществляться с меньшими потерями. Инерционные автоматические трансформаторы вращающего момента (ИТВМ) представляют собой механические бесступенчатые передачи инерционно-импульсного типа. По внешним характеристикам они напоминают гидродинамические трансформаторы вращающего момента. Силовой диапазон регулирования вращающего момента у них может достигать 7...12, т.е. в два-три раза больше, чем у гидротрансформатора. Сложность конструкции и коэффициент полезного действия ИТВМ такие же, как и у ступенчатой двухвальной коробки передач.

Несмотря на отмеченные достоинства ИТВМ в настоящее время еще не получили распространения в основном по причине низкой долговечности механизма свободного хода (МСХ). В инерционной передаче МСХ работают постоянно с высокой частотой и большой нагрузкой. Вследствие этого для получения промышленных образцов с заданной надежностью необходимо проведение опытно-конструкторских и экспериментально-доводочных работ для обеспечения требуемого технического ресурса. Теоретические предпосылки для этого имеются. МСХ эксцентриково-клинового типа с дополнительной кинематической связью [2] имеют во много раз большую несущую способность, чем роликовые или любые другие фрикционные. Кроме этого предложены выпрямители инерционного момента нового типа, у которых роль МСХ выполняют объемные гидромашины в сочетании с дифференциальным рядом [5]. Это дает основание считать, что ИТВМ в перспективе может получить широкое распространение в трансмиссиях самоходных машин.

1. Принцип действия ИТВМ

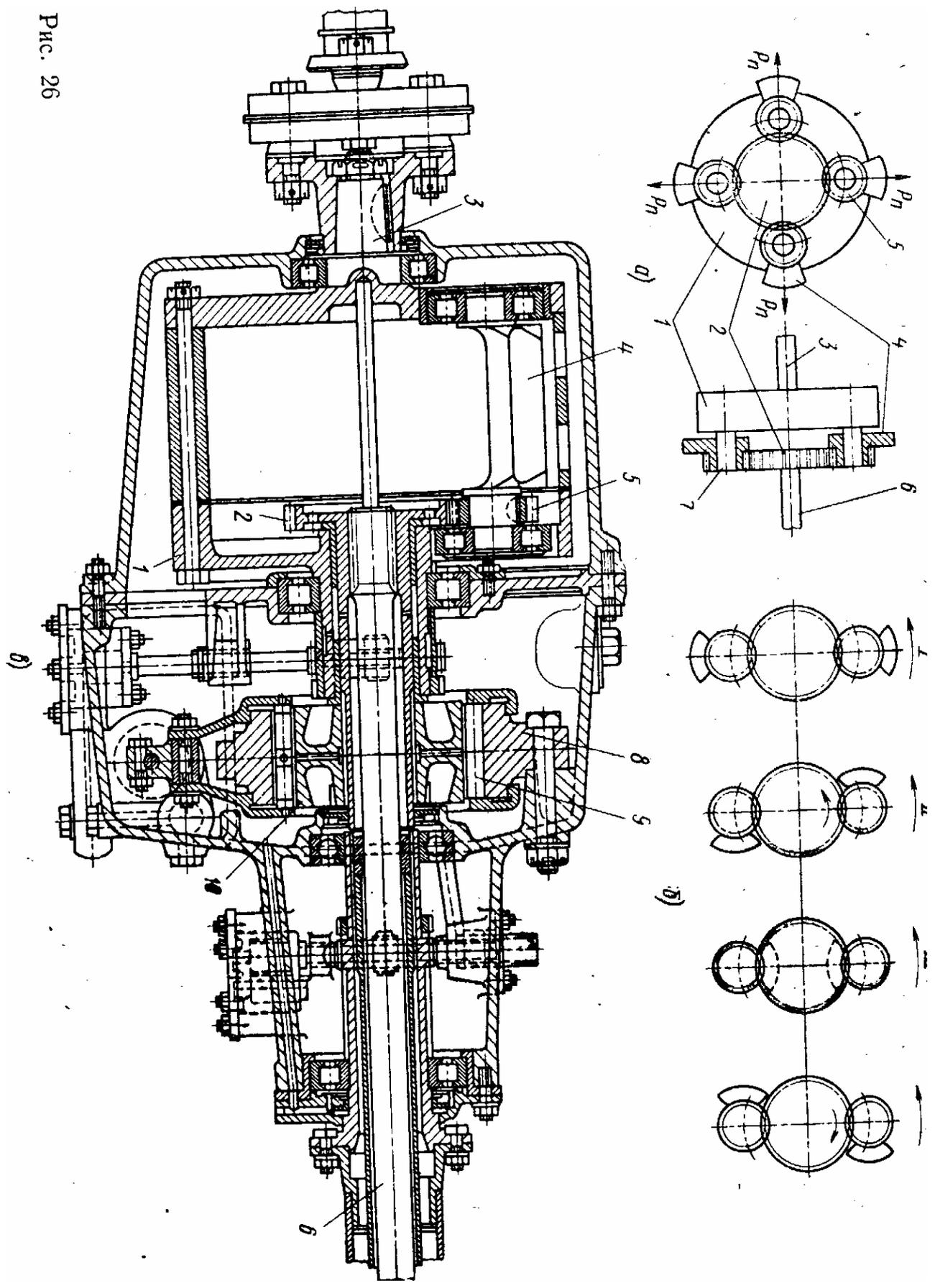
Как известно [1, 4], инерционные передачи, использующие центробежные силы инерции, в сравнении с механизмами, основанными на тангенциальных силах инерции, более компактны, имеют простую конструкцию, способны автоматически переходить и работать на режиме прямой передачи, когда динамическая нагруженность системы снижается до уровня ступенчатых передач. Типичным представителем автоматической инерционной передачи, работающей на принципе использования центробежных сил инерции, является коробка передач с неуравновешенными сателлитами схемы Хоббса, применявшаяся на грузовых автомобилях большой грузоподъемности [4](рис.1.1). Вал двигателя соединен с маховиком 1 (рис.1,а), на котором закреплены пальцы 5 сателлитов 4, находящихся в зацеплении с центральным зубчатым колесом 2, которое посредством торсиона 6 соединено с карданным валом автомобиля. С каждым сателлитом жестко соединено массивное эксцентричное звено 3. При малой частоте вращения вала двигателя зубчатое колесо 2 вследствие сопротивления движению колес автомобиля остается неподвижным, сателлиты обкатываются вокруг него. Из числа известных приводов механические бесступенчатые передачи имеют принципиальные преимущества, так как трансформирование меха-

нической энергии механическими устройствами без промежуточного преобразования энергии может осуществляться с меньшими потерями. Инерционные автоматические трансформаторы вращающего момента (ИТВМ) представляют собой механические бесступенчатые передачи инерционно-импульсного типа. По внешним характеристикам они напоминают гидродинамические трансформаторы вращающего момента. Силовой диапазон регулирования вращающего момента у них может достигать 7...12, т.е. в два-три раза больше, чем у гидротрансформатора. Сложность конструкции и коэффициент полезного действия ИТВМ такие же, как и у ступенчатой двухвальной коробки передач.

1. Принцип действия ИТВМ

Как известно [1, 4], инерционные передачи, использующие центробежные силы инерции, в сравнении с механизмами, основанными на тангенциальных силах инерции, более компактны, имеют простую конструкцию, способны автоматически переходить и работать на режиме прямой передачи, когда динамическая нагруженность системы снижается до уровня ступенчатых передач. Типичным представителем автоматической инерционной передачи, работающей на принципе использования центробежных сил инерции, является коробка передач с неуравновешенными сателлитами схемы Хоббса, применявшаяся на грузовых автомобилях большой грузоподъемности [4](рис.1.1). Вал двигателя соединен с маховиком 1 (рис.1,а), на котором закреплены пальцы 5 сателлитов 4, находящихся в зацеплении с центральным зубчатым колесом 2, которое посредством торсиона 6 соединено с карданным валом автомобиля. С каждым сателлитом жестко соединено массивное эксцентричное звено 3. При малой частоте вращения вала двигателя зубчатое колесо 2 вследствие сопротивления движению колес автомобиля остается неподвижным, сателлиты обкатываются вокруг него.

Рис. 26



Центробежные силы инерции P_{II} сравнительно невелики и мало препятствуют качению сателлитов. В этом случае двигатель может работать, не будучи рассоединенным с трансмиссией при неподвижном автомобиле.

При увеличении частоты вращения маховика увеличиваются центробежные силы инерции, которые стремятся затормозить сателлиты на осях, тем самым, вызывая вращение зубчатого колеса 2. Чтобы представить действие центробежных сил, преодолевающих момент сопротивления на ведомом валу при его вращении, рассмотрим характерные положения звена 3. Если это звено занимает положение 11 (рис. 1, б), то центробежные силы передают зубчатому колесу 2 положительный момент, который стремится вести его в направлении вращения маховика. Когда звено 3, минуя положение 111, при котором момент сил P_{II} равен нулю, будет располагаться соответственно положению 1V, зубчатому колесу 2 передается отрицательный момент центробежных сил, который будет стремиться вращать его в обратном направлении. Величина плеча, на котором действуют на сателлит центробежные силы, при повороте сателлита изменяется от нуля (положение 1) до максимального значения переходя через нуль (положение 111), снова возрастает в отрицательной области изменения момента. Таким образом, зубчатое колесо 2 получает последовательно знакопеременные импульсы с периодами, зависящими от частоты вращения сателлитов. МСХ, состоящий из деталей 7, 8, 9 (рис. 1, в), отрицательный момент замыкает на корпус, т. е. обеспечивает получение ведомым валом импульсов только одного направления.

Момент, развиваемый центробежными силами эксцентричных звеньев, изменяется пропорционально квадрату скорости. Если этот момент равен моменту сопротивления, то будет получена прямая передача, и тогда сателлиты и зубчатое колесо 2 вращаются как единое целое. Если момент от центробежных сил меньше момента сопротивления, то центробежные силы не в состоянии удержать сателлиты неподвижно на опорах, и они начнут вращаться, уменьшая частоту вращения зубчатого колеса 2, а, следовательно, увеличивая передаточное отношение привода. При этом изменение передаточного отношения происходит до того момента, пока не наступает равенство моментов центробежных сил и сил сопротивления. Передача обеспечивает автоматическое изменение частоты вращения ведомого вала от нуля до частоты вращения вала двигателя в зависимости от сопротивления движению автомобиля.

Передача Левина (рис.1.2) [3]. На ведущем маховике 1 закреплены гладкие кольца 6 и эпицикл 5, приводящий в движение сателлиты 3 с установленными на них неуравновешенными грузами 4. Сателлиты находятся также в зацеплении с солнечной шестерней промежуточного вала 2. При вращении ведущего маховика инерционные силы грузовых звеньев прижимают сателлиты к опорным поверхностям С колец 6, и происходит обкатывание сателлитов по этим поверхностям. В передаче отсутствуют подшипники, с помощью которых устанавливаются грузовые звенья. Такое исполнение позволяет повысить долговечность импульсного механизма. В определенной области параметров

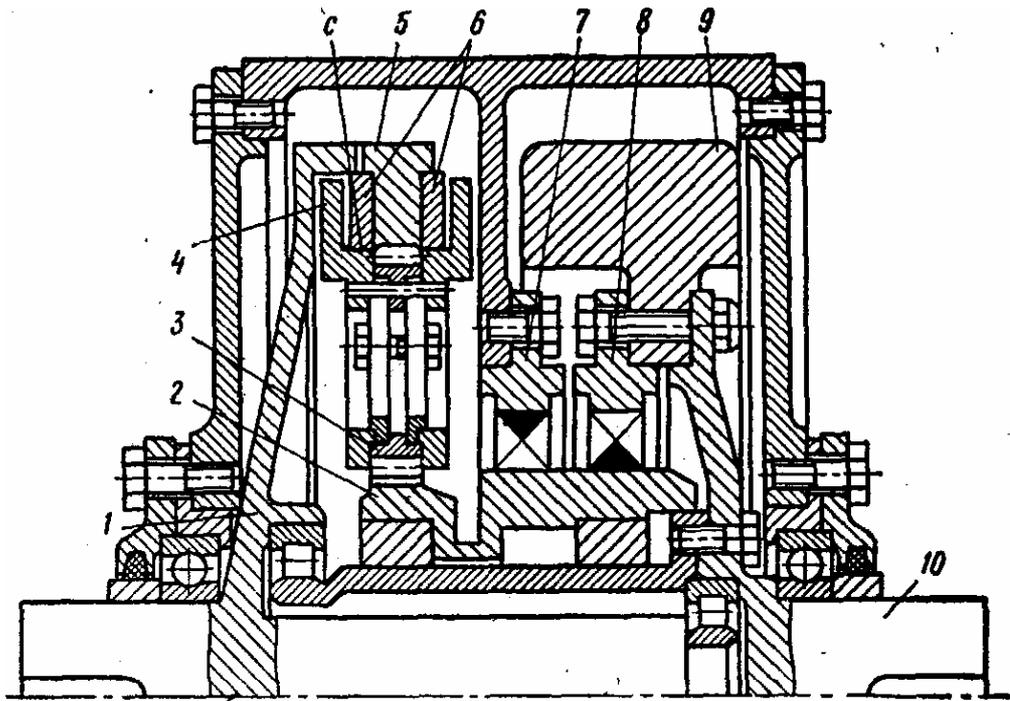


Рис. 1 2. Передача Левина

возможен отрыв сателлитов от колец 6 при обкатывании. Поэтому при создании механизма необходим проверочный расчет на отсутствие отрыва.

Грузовые звенья с неуравновешенными массами создают знакопеременный момент на промежуточном валу 2. Прямой импульс момента передается через МСХ 8 на ведомый маховик 9 и ведомый вал 10, обратный импульс — через МСХ 7 на корпус передачи.

По структурной схеме ИТВМ делятся на два основных типа: 1) использующие энергию только одного импульса инерционного момента; 2) использующие энергию обоих импульсов. У последних использование обратного импульса может осуществляться с помощью упругих специальных элементов или с помощью суммирующего механизма (рис.1.3). ИТВМ такого типа имеет три характерные режима работы: стоповый (неподвижный реактор), трансформации момента и динамической муфты (прямая передача).

Стоповый режим (ведущие элементы 1 вращаются, ведомые 3 заторможены). Оба импульса инерционного момента воспринимаются ведущими колесами машины: положительные — через МСХ 5, отрицательные — МСХ 6 и суммирующий механизм 4.

Режим трансформации момента (ведущие и ведомые элементы вращаются с различными угловыми скоростями). Ведомый вал вращается, преодолевая определенные внешние сопротивления. Вместе с ним с соответствующими угловыми скоростями вращаются звенья суммирующего механизма. Реактор при этом совершает колебательные движения. ИТВМ (рис. 1.3) имеет три вала: ведущий 1, промежуточный вал — реактор 2, ведомый вал 3. При этом валы 1 и 2 не имеют жесткой кинематической связи, а валы 2 и 3 соединяются последовательно с помощью МСХ 5 и 6.

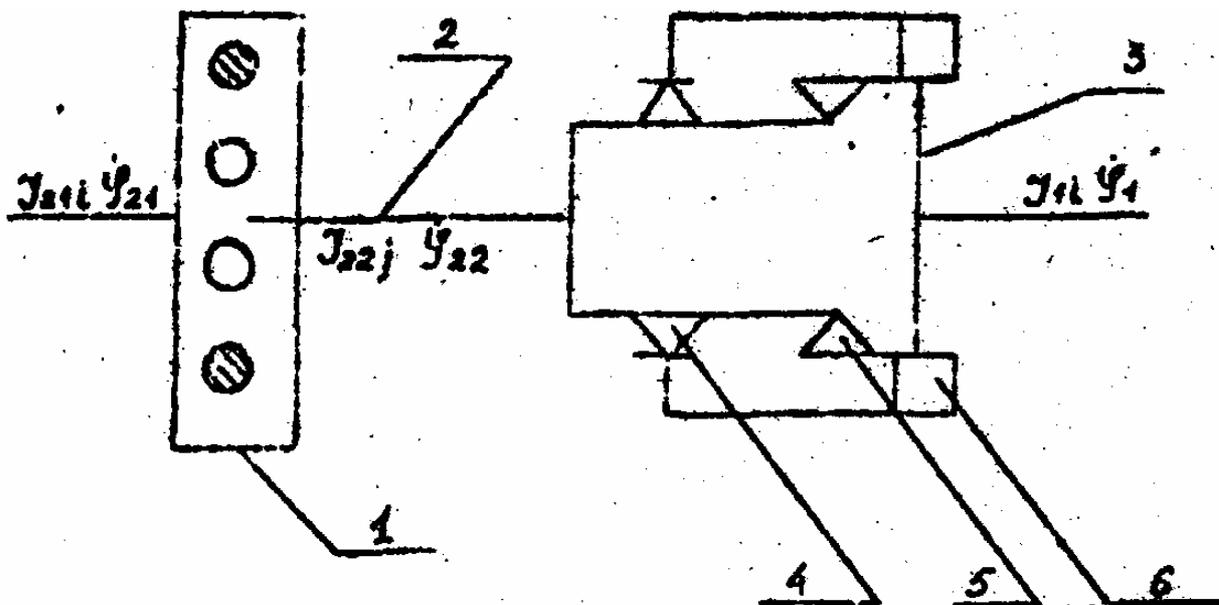


Рис. 1.3. Принципиальная схема ИТВМ

Рабочий цикл состоит из четырех тактов: первый такт – торможение – разгон реактора до скорости ведомых элементов (участок θ_{1ab} рис. 1.4, б); второй такт – совместное движение реактора и ведомого маховика в положительной фазе цикла (участок $bв$); третий – торможение – разгон реактора до скорости ведущего звена суммирующего механизма (участок $вг+d_1$); четвертый такт – совместное движение реактора и ведомых элементов в отрицательной фазе цикла (участок d_1e_1) или стоянка реактора у ИТВМ без использования обратного импульса.

Прямая передача (режим динамической муфты) – импульсный механизм, реактор и ведомые элементы вращаются как одно целое.

При неподвижном реакторе (ведомый вал заторможен) импульсы инерционного момента, передаваемые ведомому маховику за цикл, максимальны. С увеличением угловой скорости ведомых элементов всё большая доля импульсов инерционного момента затрачивается на разгон и торможение реактора. Соответственно уменьшается и вращающий момент на ведомом валу, изменяясь непрерывно с изменением внешних сопротивлений. Таким образом, величина выходного момента уменьшается с увеличением угловой скорости ведомого вала. Характер изменения выходного момента ИТВМ определяется в основном величиной момента инерции реактора и передаточным числом суммирующего механизма.

2. Импульсные механизмы

Схемы импульсных механизмов и необходимые кинематические зависимости приведены ниже. Во всех схемах: 1 — ведущий маховик; 2 — реактор; 3 — грузовое звено. Точка S — центр масс грузового звена; B — характерная точка на грузовом звене. Ведущий маховик приводит в движение грузовые звенья, инерционные силы которых создают знакопеременный вращающий момент на

реакторе. Выражение ψ везде обозначает производную от функции $\psi = \psi(\alpha - \beta)$ по разности $(\alpha - \beta)$.

Рис. 1.4. Принципиальный график изменения моментов и угловых скоростей элементов ИТВМ

Импульсный механизм Хоббса - кинематические зависимости (рис.2.2)

$$V_B = a\alpha, \quad \psi = q(\alpha - \beta), \quad \psi' = \frac{d\psi(\alpha - \beta)}{d(\alpha - \beta)} = q,$$

$$a = r_1 \pm r_2, \quad q = \pm \frac{r_1}{r_2}.$$

(плюс в случае ведущего водила 1; минус в случае ведущей шестерни 2)

Импульсный механизм Левина - кинематические зависимости (рис.2.3)

$$V_B = a\dot{\alpha} + b\dot{\beta},$$

$$a = \frac{r_1}{2} + r_2, \quad b = \frac{r_1}{2}, \quad \text{звено 1 - эпицикл,}$$

$$a = \frac{r_1}{2}, \quad b = \frac{r_1}{2} + r_2, \quad \text{звено 1 – солнечная шестерня,}$$

$$\psi = q(\alpha - \beta), \quad q = \pm \frac{r_1(r_1 + 2r_2)}{2r_2(r_1 + r_2)}.$$

(знак плюс - звено 1 – эпицикл; знак минус - звено 1 – солнечная шестерня)

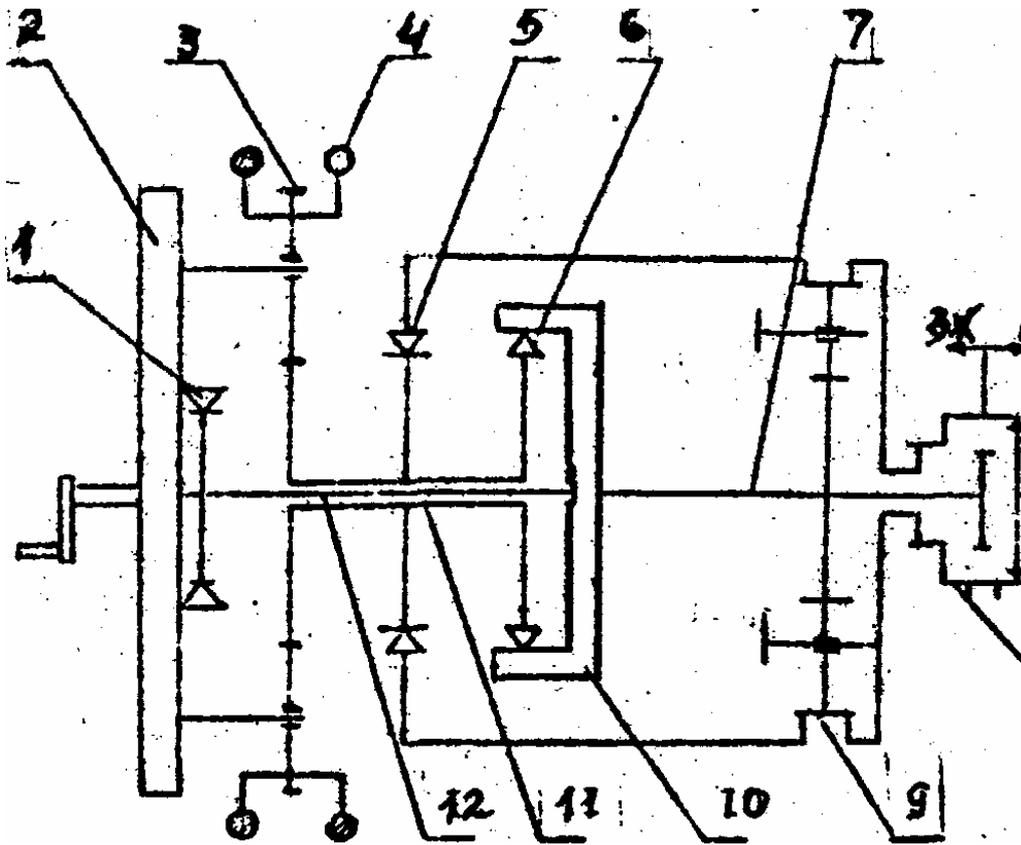


Рис. 2.1. Кинематическая схема ИТВМ, использующего оба импульса инерционного момента с помощью зубчатого суммирующего механизма

Импульсный обобщенный планетарный механизм – кинематические зависимости (рис.2.4)

$$V_B = a\dot{\alpha} + b\dot{\beta}, \quad a = \frac{r_2(r_1 + r_2 + r_3)}{r_2 + r_3},$$

$$b = \frac{r_1 r_3}{r_2 + r_3}, \quad a = \frac{r_1 r_3}{r_2 + r_3}, \text{ ведущий эпицикл}$$

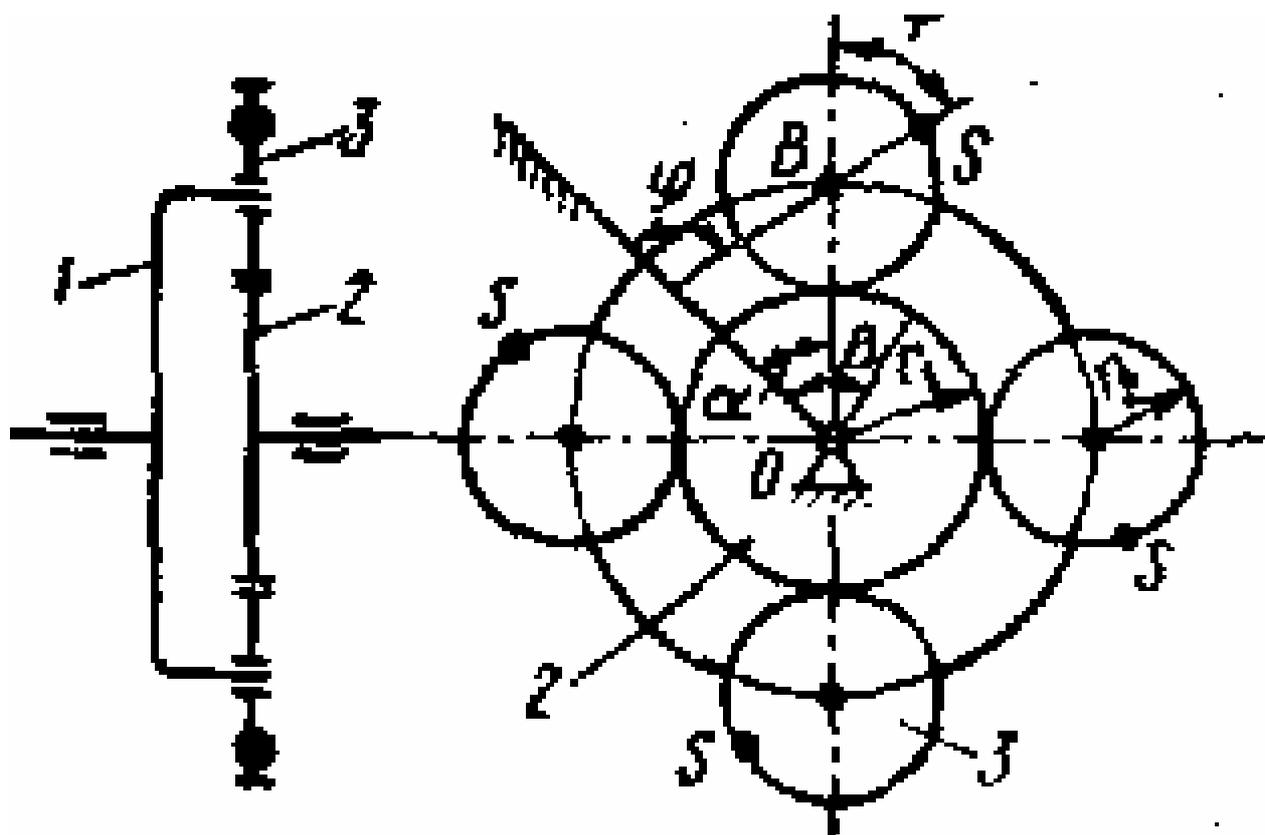


Рис. 2.2. Схема импульсного механизма Хоббса

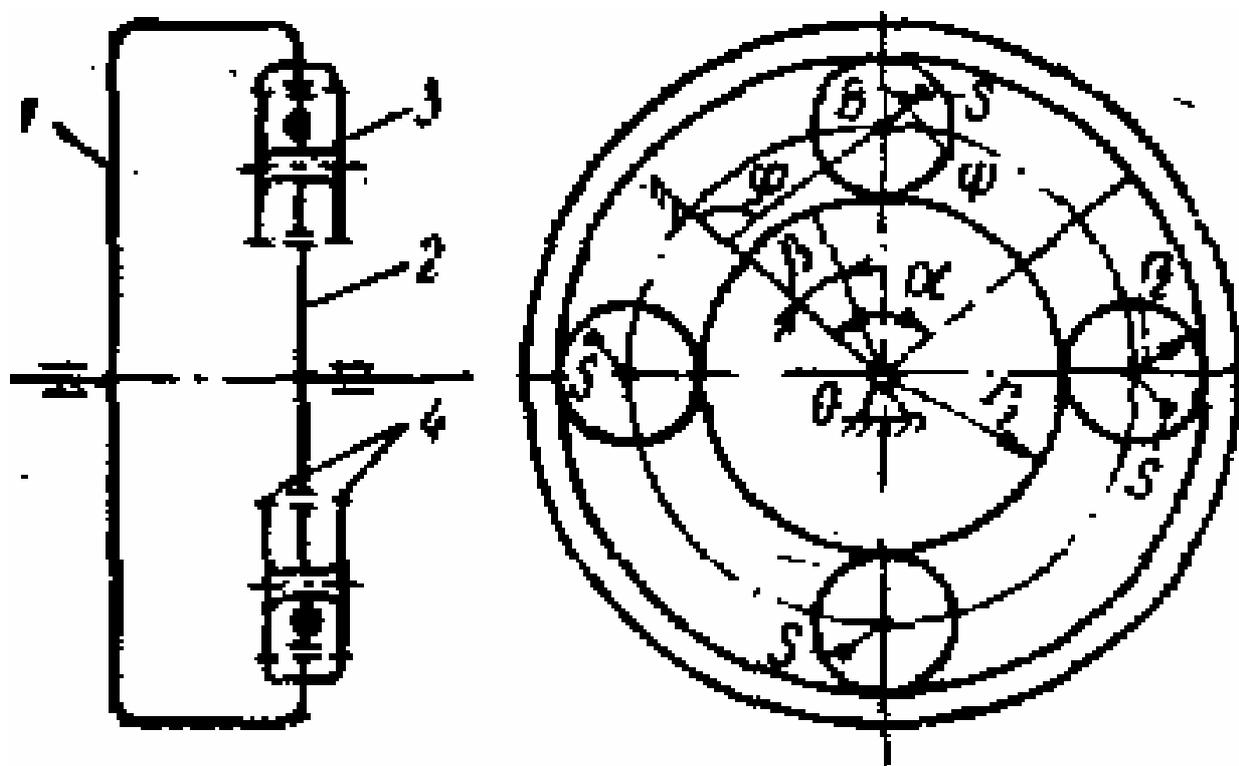


Рис. 2.3. Схема импульсного механизма Левина

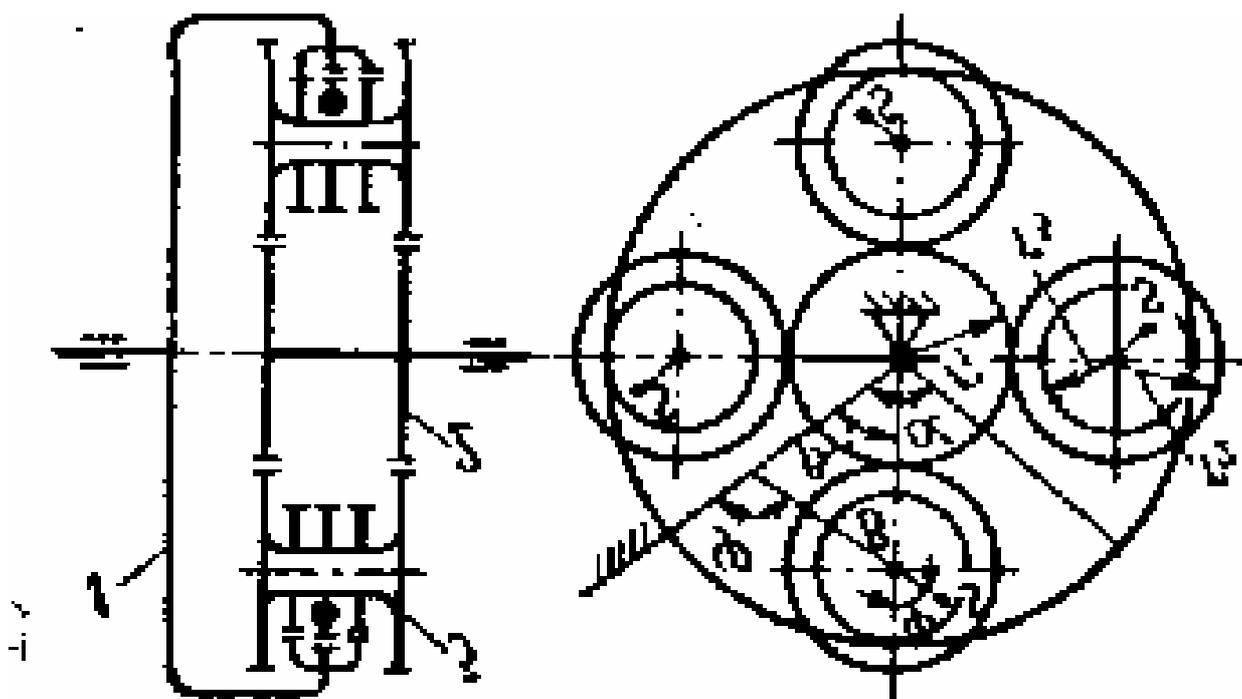


Рис. 2.4. Схема импульсного механизма обобщенного планетарного ведущая солнечная шестерня,

$$b = \frac{r_2(r_1 + r_2 + r_3)}{r_2 + r_3},$$

$$\psi = q(\alpha - \beta), \quad q = \pm \frac{r_1(r_1 + r_2 + r_3)}{(r_1 + r_2)(r_2 + r_3)}.$$

(плюс - ведущий эпицикл; минус - ведущая солнечная шестерня)

Импульсный непараллелограммный механизм – кинематические зависимости

$$V_B = b\dot{\beta}, \quad b = e = OB,$$

$$\psi = \pi - \arctg \left[\frac{e_3 \sin(\alpha - \beta)}{e - e_3 \cos(\alpha - \beta)} \right] - \arccos \frac{e_1^2 + e_2^2 + e_4^2}{2e_1e_4},$$

$$e_1 = BC, \quad e_2 = CD, \quad e_3 = OD, \quad e_4 = e^2 + e_3^2 - 2ee_3 \cos(\alpha - \beta),$$

$$\psi' = \frac{e_3}{e_4^2} [e_3 - e \cos(\alpha - \beta)] + \frac{e(e_4^2 - e_1^2 + e_2^2) \sin(\alpha - \beta)}{\sqrt{4e_1^2e_2^2 - (e_1^2 - e_4^2 + e_2^2)^2}}.$$

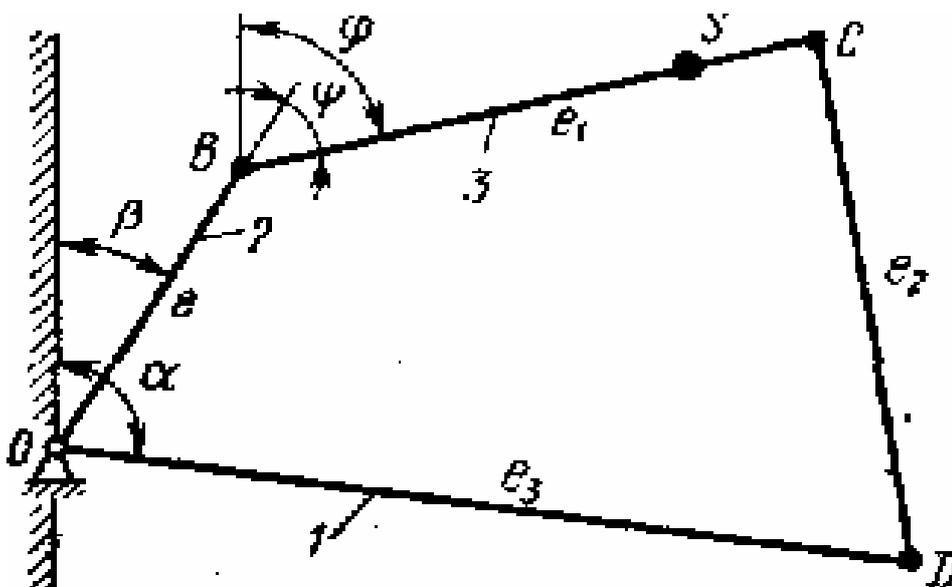


Рис. 2.5. Схема непараллелограммного импульсного механизма

Импульсный механизм Хоббса. Передача знакопеременного момента на реактор, кроме приведенной схемы, может производиться с помощью эпициклической шестерни, охватывающей сателлита 2 (в этом случае r_1 — радиус эпицикла). На схеме показано четыре сателлита, в конструкции их число может быть иным (чаще всего в механизмах Хоббса, Левина используются пять — шесть сателлитов). Угол Ψ обозначает угол поворота грузового звена относительно ведущего маховика.

Импульсный механизм Левина может передавать силовой поток и в направлении, противоположном показанному. В этом случае ведущим звеном является шестерня 3, реактором — маховик 1 с эпициклической шестерней (r_1 как и в схеме, радиус центральной шестерни). Сателлиты обкатываются кольцами 4 по соответствующим поверхностям ведущего маховика. Угол Ψ обозначает угол поворота грузового звена относительно радиуса OB .

Импульсный обобщенный планетарный механизм, как и механизм Левина, использует плавающие сателлиты, обкатывающиеся соответствующими поверхностями по ведущему маховику. От схемы Левина он отличается тем, что имеет два несвязанных один с другим зацепления: эпицикл—сателлит и сателлит—реактор.

3. Математическая модель инерционной автоматической передачи

Математическая модель описывает рабочий процесс конструкции. При составлении математической модели инерционной автоматической передачи для работы в условиях установившегося движения принимаются следующие допущения: 1) не учитывается влияние диссипативных сил; 2) не учитываются зазоры в сопряженных кинематических парах; 3) звенья механизма принимаются абсолютно жесткими; 4) рассматриваются механизмы предпочтительного типа, т.е. с постоянным внутренним передаточным отношением; 5) момент дви-

гателя и момент сопротивления в течение цикла работы трансформатора принимаются постоянными.

Инерционная автоматическая передача является голономной системой и имеет три степени свободы. За обобщенные координаты приняты углы поворота ведущего звена, реактора и ведомого звена.

Математическая модель инерционной автоматической передачи, как голономной системы, получена на основе уравнения Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T_j}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T_j}{\partial q_i} = Q_i \quad (3.1)$$

где T_j - кинетическая энергия системы; q_i , \dot{q}_i , Q_i – соответственно, обобщенные координаты, угловые скорости и силы.

Скорость центра тяжести грузового звена, принимая за полюс центр вращения сателлита в относительном движении (точку В, рис.3.1), запишется:

$$\vartheta_S^2 = \vartheta_B^2 + \vartheta_{SB}^2 + 2\vartheta_B \vartheta_{SB} \cos \psi.$$

Скорость полюса: $\vartheta_B = e\dot{\lambda}$. Скорость центра тяжести сателлита (точка S) относительно полюса: $\vartheta_{SB} = h\dot{\varphi}$. Абсолютный угол поворота сателлита:

$$\varphi = \lambda + \psi. \quad (3.2)$$

Угол поворота сателлита в относительном движении для предпочтительного семейства импульсных механизмов является функцией разности углов поворота ведущего звена и реактора: для первого – третьего тактов: $\psi = q(\alpha - \beta)$, для четвертого такта:

$$\psi = q\alpha. \quad (3.3)$$

Угол поворота точки В сателлита: для первого – третьего тактов:

$$\lambda = \frac{a\alpha + b\beta}{e}; \quad \text{для четвертого:} \quad \lambda = \frac{a}{e}\alpha. \quad (3.4)$$

Подставляя в выражение (3.2) уравнения (3.3) и (3.4), получим для первого – третьего тактов:

$$\varphi = \left(\frac{a}{e} + q \right) \alpha + \left(\frac{b}{e} - q \right) \beta; \quad \text{для четвертого:} \quad \varphi = \left(\frac{a}{e} + q \right) \alpha.$$

Кинетическая энергия инерционной автоматической передачи для каждого такта, записанная в обобщенных координатах примет вид:

$$\begin{aligned} 1. T &= \frac{1}{2} A_1 \dot{\alpha}^2 + A_2 \dot{\alpha} \dot{\beta} + \frac{1}{2} A_3 \dot{\beta}^2 + \frac{1}{2} J_3 \dot{\delta}^2 & 2. T &= \frac{1}{2} A_1 \dot{\alpha}^2 + A_2 \dot{\alpha} \dot{\beta} + \frac{1}{2} (A_3 + J_3) \dot{\beta}^2 \\ 3. T &= \frac{1}{2} A_1 \dot{\alpha}^2 + A_2 \dot{\alpha} \dot{\beta} + \frac{1}{2} A_3 \dot{\beta}^2 + \frac{1}{2} J_3 \dot{\delta}^2 & 4. T &= \frac{1}{2} A_1 \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} J_3 \dot{\delta}^2. \end{aligned}$$

После дифференцирования выражений кинетической энергии по обобщенным координатам, скоростям, необходимых преобразований и подстановки

в уравнение (3.1) получим математическую модель автоматической передачи, использующей один импульс инерционного момента:

Участок разгона реактора:

$$\begin{cases} A_1\ddot{\alpha} + A_2\ddot{\beta} - A_4(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 + A_6\dot{\beta}^2 = M_D \\ A_2\ddot{\alpha} + A_3\ddot{\beta} + A_5(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 - A_6\dot{\alpha}^2 = 0 \\ J_3\ddot{\delta} = -M_C \end{cases} \quad (3.5)$$

Условием перехода является достижение угловой скорости реактора угловой скорости ведомого звена, т.е. $\dot{\beta} \geq \dot{\delta}$

Участок совместного движения реактора и ведомого звена:

$$\begin{cases} A_1\ddot{\alpha} + A_2\ddot{\beta} - A_4(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 + A_6\dot{\beta}^2 = M_D \\ A_2\ddot{\alpha} + (A_3 + J_3)\ddot{\beta} + A_5(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 - A_6\dot{\alpha}^2 = -M_C \end{cases} \quad (3.6)$$

Условием перехода является поворот сателлита в относительном движении на π радиан, т.е. $\psi \geq \pi$.

Участок торможения реактора:

$$\begin{cases} A_1\ddot{\alpha} + A_2\ddot{\beta} - A_4(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 + A_6\dot{\beta}^2 = M_D \\ A_2\ddot{\alpha} + A_3\ddot{\beta} + A_5(\dot{\alpha} - \dot{\beta})^2 - A_6\dot{\alpha}^2 = 0 \\ J_3\ddot{\delta} = -M_C \end{cases} \quad (3.7)$$

Условием перехода является достижение реактором угловой скорости равной нулю или положительного ускорения, т.е. $\dot{\beta} = 0$ или $\ddot{\beta} > 0$

Выстой реактора:

$$\begin{cases} A_1\ddot{\alpha} - A_4\dot{\alpha}^2 = M_D \\ J_3\ddot{\delta} = -M_C \end{cases} \quad (3.8)$$

Условием перехода является поворот сателлита в относительном движении на 2π радиан, т.е. $\psi \geq 2\pi$.

Где A_k переменные инерционные коэффициенты, определяемые типом и структурой импульсного механизма.

Для составления математической модели системы двигатель внутреннего сгорания – инерционная автоматическая передача при неустановившемся движении (разгон автомобиля) принимаются дополнительные допущения: 1) момент двигателя является функцией относительной подачи топлива и средней за цикл угловой скорости двигателя; 2) буксование ведущих колес отсутствует.

Момент двигателя находится как произведение относительной подачи топлива и момента по внешней характеристике при соответствующей угловой скорости:

$$M_D = \xi M_{D_0}(\dot{\alpha}_{cp}). \quad (3.9)$$

Относительная подача топлива изменяется по заданному закону в пределах $[0,1]$. Момент сопротивления, приведенный к ведомому валу инерционного трансформатора, зависит от конструктивных параметров автомобиля и дорожных условий:

$$M_C = \frac{r_k}{i_{г.п.}} \left(G \sin \gamma + \text{sign} \dot{\delta} \left(f G \cos \gamma + \frac{\rho k_s S r_k^2 \dot{\delta}^2}{i_{г.п.}^2} \right) \right), \quad (3.10)$$

$$\text{где } \text{sign} \dot{\delta} = \begin{cases} 1, & \text{если } \dot{\delta} > 0 \\ 0, & \text{если } \dot{\delta} = 0 \\ -1, & \text{если } \dot{\delta} < 0 \end{cases}$$

4. *Алгоритм расчета совместной характеристики двигатель внутренне-го сгорания – инерционная автоматическая передача.*

Математическое моделирование проводится численным интегрированием систем дифференциальных уравнений математической модели методом Рунге-Кутты. В качестве начальных условий используются: 1) конструктивные параметры инерционной автоматической передачи: число грузовых звеньев; масса грузового звена; момент инерции грузового звена; центр тяжести грузового звена; момент инерции ведущего звена; момент инерции ведомого звена; начальное значение момента инерции реактора; параметр a ; параметр b ; внутреннее передаточное отношение; 2) характеристика двигателя задается по следующим данным: момент при номинальной мощности; угловая скорость при номинальной мощности; максимальный момент; угловая скорость при максимальном моменте; 3) расчетные точки совместной характеристики; начальные значения обобщенных угловых координат; начальные значения обобщенных угловых скоростей.

Переход от одной системы дифференциальных уравнений к другой при расчете внешней характеристики передачи осуществляется при выполнении условий окончания каждого такта. Условием окончания расчета для заданной точки совместной характеристики является наличие установившегося движения. В данном случае это условие обеспечивается при равенстве начальных и конечных значений обобщенных угловых скоростей. Выбор момента инерции реактора проводится при максимальной мощности двигателя. При подборе момента инерции реактора корректировка начальных обобщенных угловых скоростей происходит подбором постоянной части коэффициента $A_{3,c}$:

$$A_{3,c} = A_{3,c} \frac{\dot{\alpha}_0^2}{\dot{\alpha}_4^2}.$$

Подбор начального значения угловой скорости двигателя осуществляется по формуле:

$$\dot{\alpha}_0 = \dot{\alpha}_0 + \omega_{дв.} - \dot{\alpha}_{ср.}$$

Момент инерции реактора вычисляется после выполнения условия работы передачи в установившемся режиме:

$$J_2 = A_{3,c} - nmb^2 - nJ_B \left(\frac{b}{e} - q \right)^2.$$

Подбор момента сопротивления проводится при выбранном моменте инерции реактора. Момент двигателя вычисляется по внешней характеристике в зависимости от средней за цикл угловой скорости.

Средняя за цикл угловая скорость двигателя:

$$\dot{\alpha}_{\text{ср.}} = \frac{\alpha_4 - \alpha_0}{t_{\text{цикла}}}.$$

Приведенный момент сопротивления находится:

$$M_C = M_D \frac{\alpha_4 - \alpha_0}{\delta_4 - \delta_0}. \quad (4.1)$$

Подбор начального значения угловой скорости двигателя осуществляется по формуле:

$$\dot{\alpha}_0 = \dot{\alpha}_0 - \frac{\dot{\alpha}_4 - \dot{\alpha}_0}{2}.$$

При математическом моделировании разгона автомобиля с инерционной автоматической передачей требуются дополнительные исходные данные:

1) параметры автомобиля: вес автомобиля; передаточное число главной передачи; радиус ведущего колеса; площадь лобового сечения; коэффициент использования площади лобового сечения; 2) внешние условия: коэффициент сопротивления качению; угол наклона дороги; 3) закон изменения подачи топлива.

Интегрирование систем дифференциальных уравнений осуществляется методом Рунге-Кутты. В качестве начальных значений для последующих циклов используются: угловые скорости: конечные значения предыдущего цикла, что вытекает из непрерывности процесса; углы поворота принимаются равными нулю для обеспечения корректности условий перехода во втором и четвертом тактах. По окончании цикла углы находятся как сумма значений, вычисленных в данном цикле и соответствующего значения за предыдущий цикл. Момент двигателя вычисляется в начале цикла по формуле (3.9) и является постоянным значением для него. Момент сопротивления вычисляется по формуле (3.10) или (4.1) на каждом шаге метода Рунге-Кутты.

Условиями окончания разгона могут быть выбраны: 1) разгон автомобиля до заданной скорости; 2) прохождение автомобилем заданного пройденного пути; 3) выход на установившийся режим (режим динамической муфты или трансформации момента). Первые два условия проверяются совместно с последним.

Расчет по приведенным математическим моделям может производиться на персональном компьютере в лаборатории САПР кафедры по программе ИТВМ, разработанной аспирантом А.В. Чубаровым.

5. Приближенный расчет характеристик инерционной передачи

В качестве исходных данных должны быть известны: тип машины, характеристики двигателя, максимальная величина выходного момента, силовой и кинематический диапазоны привода и отведенные для него габариты.

Имея названные данные и учитывая основные свойства импульсных механизмов, можно выбрать тип и кинематическую схему ИТВМ. Далее необходимо определить его конструктивные основные параметры. Для этой цели в первом приближении может быть использована система уравнений стопового режима (3.8).

Величина максимального инерционного момента импульсного механизма на стоповом режиме (для случая $\ddot{\alpha} = 0$) запишется:

$$M_U = Q_i \cdot \dot{\alpha}^2 (1 + i_c), \quad (5.1)$$

и величина максимального среднего момента на выходе ИТВМ

$$M_{T_{\text{ср}}} = \frac{1}{\pi} Q \dot{\alpha}^2 (1 + i_c), \quad (5.2)$$

где i_c – передаточное число суммирующего механизма; $Q = a n t e d$; a – внутреннее передаточное отношение; n – число грузовых звеньев; t – масса грузового звена; e – расстояние от оси вращения ИТВМ до оси вращения грузового звена; d – расстояние от оси вращения грузового звена до его центра тяжести.

Имея габариты, отведенные для ИТВМ, можно определить геометрические параметры импульсного механизма, т.е. задать радиусы начальных окружностей зубчатых колес, радиус водила и т.д. Далее из формулы (5.2) находятся массовые характеристики грузовых звеньев. Последующими компоновками и расчетами параметры импульсного механизма уточняются до требуемых величин. Найдя параметры импульсного механизма, можно приступить к построению механических характеристик ИТВМ. Первоначальное их построение может быть проведено приближенным способом с использованием энергетического метода. Вращающий момент на выходном валу ИТВМ определяется средним за цикл инерционным моментом импульсатора и моментами, затрачиваемыми на разгон реактора в положительной и отрицательной фазах цикла:

$$M_T = M_U - M_{\text{pn}} - M_{\text{po}}. \quad (5.3)$$

Величина среднего за цикл инерционного момента для различных режимов работы ИТВМ может быть найдена из выражения (5.2):

$$M_U = \frac{1}{\pi} Q \dot{\alpha}^2 (1 + i_c) (1 - i_i). \quad (5.4)$$

Момент, требуемый для разгона реактора, запишется:
в положительной фазе

$$M_{\text{pn}} = \frac{1}{2\pi} (1 - i) \cdot I_p i^2 \dot{\alpha}^2, \quad (5.5)$$

в отрицательной фазе:

$$M_{po} = \frac{1}{2\pi} (1 - i \cdot i_c) \cdot J_p i^2 i_c^2 \dot{\alpha}^2. \quad (5.6)$$

Тогда величина выходного момента ИТВМ найдется:

$$M_T = \frac{1}{\pi} \dot{\alpha}^2 \left\{ (1 - i) \cdot (1 + i_c) Q_i - \frac{1}{2} [(1 - i) + (1 - i \cdot i_c) \cdot i_c^2] \cdot J_p i^2 \right\}. \quad (5.7)$$

Первоначальную величину момента инерции реактора можно найти следующим образом. Построив график зависимости среднего за цикл момента ИТВМ в функции передаточного отношения (по формуле (5.4)) и нанеся на него заданную характеристику выходного момента или кривую "идеальной" характеристики, определяемую из выражения $M\omega = \text{const}$, находим для некоторого передаточного отношения рабочей зоны ($i = 0,7$ для автомобилей) разницу этих моментов. Приняв эту величину исходной, из формулы (5.7) находим требуемую величину момента инерции реактора. Далее по формуле (5.7) строим механическую характеристику ИТВМ для всего диапазона передаточных отношений. Сравнивая полученную кривую с заданной или "идеальной", делаем заключение о приемлемости найденного значения момента инерции реактора. В случае неудовлетворительных результатов производим корректировку найденной величины и методом последовательных приближений добиваемся требуемого согласования указанных характеристик.

После этого необходимо провести эскизную компоновку ИТВМ, в ходе которой уточнить найденные конструктивные параметры системы. Далее следует рассчитать механические характеристики ИТВМ с уточненными параметрами на ЭВМ с использованием математической модели. При работе ИТВМ с ДВС последний в соответствии со своими характеристиками будет ограничивать величину входного момента трансформатора. Нормальная совместная работа ИТВМ-ДВС возможна лишь в случае равенства входного момента трансформатора и двигателя.

6. Рекомендации по выбору механических характеристик ИТВМ

В качестве примера рассмотрен выбор момента инерции реактора ИТВМ транспортной машины, для которой необходима работа привода на режиме динамической муфты. Расчет внешних механических характеристик ИТВМ проведен на ЭВМ по вышеизложенному алгоритму для инерционного силового привода легкового автомобиля категории Д с параметрами: $J_{21} = 0,2645 \text{ кг м}^2$; $J_r = 0,00196 \text{ кг м}^2$; $m = 1,205 \text{ кг}$; $e = 0,099 \text{ м}$; $a = 1,13$; $J_n = 10,3 \text{ кг м}^2$; $n = 5$; $d = 0,0188 \text{ м}$; $M_d = 130 \text{ Нм}$; Расчетные режимы: $i = 0,1; 0,3; 0,5; 0,7; 0,9$. Расчет произведен для величин момента инерции реактора $J_{22} = 0,0226; 0,0343; 0,392; 0,0588 \text{ кг м}^2$ при неизменных значениях остальных параметров. В результате решения получены графики изменения коэффициента выходного момента в функции передаточного отношения (рис. 6.1).

Из опыта эксплуатации автомобилей известно, что большую часть времени их привод работает на прямой передаче. Поэтому при проектировании автоматического инерционного привода для автомобиля необходимо, чтобы ИТВМ

был способен выходить на режим динамической муфты. Переход с режима трансформации на режим динамической муфты должен происходить при достижении автомобилем скорости, соответствующей, переключению на прямую передачу в ступенчатом приводе. Этот диапазон для ИТВМ находится в пределах передаточных отношений $0,7 \dots 0,8$. Указанному условию отвечает кривая 2 (рис. 6.1), которую следует признать рациональной для рассматриваемого случая. Характер протекания кривой 1 свидетельствует о том, что момент инерции реактора для данных параметров ИТВМ недостаточен ("легкий" реактор), так как он не обеспечивает требуемый диапазон трансформации вращающего момента. Напротив, значения моментов инерции реактора для 3 и 4 случаев оказались велики ("тяжелый реактор") для ИТВМ автомобильного типа, т.к. передача не способна выходить на режим динамической муфты.

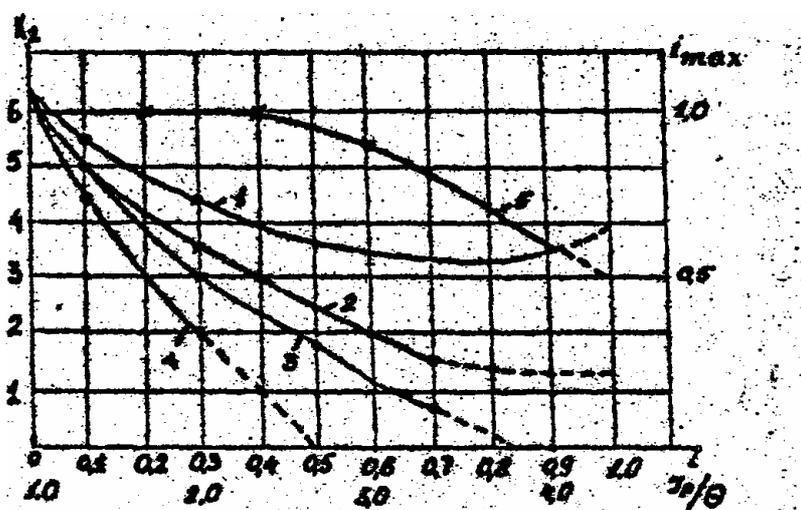


Рис. 6.1. Механические характеристики ИТВМ

Работа ИТВМ при постоянной частоте вращения двигателя на всем диапазоне изменения передаточных отношений возможна лишь в случае, когда $M_{\alpha \max} < M_d$ при работе последнего по внешней характеристике на заданном режиме. Максимальное значение входного момента определяется из механической характеристики и позволяет сделать вывод о возможности агрегатирования ИТВМ с заданным двигателем.

При $M_{\alpha} > M_d$ угловая скорость последнего будет снижаться, вращающий момент – увеличиваться. Но при этом выходной момент ИТВМ уменьшается в квадратичной от частоты вращения ведущего звена зависимости. Следовательно, момент, который необходимо приложить со стороны двигателя к ведущему валу ИТВМ, будет соответственно уменьшаться. Это будет происходить до тех пор, пока M_{α} , соответствующий измененному скоростному режиму двигателя, не станет равен M_d . Если же $M_{d \max} < M_{\alpha}$, то такой двигатель не в состоянии работать совместно с данным ИТВМ, т.е. последний оказывается слишком "тяже-

лым" для двигателя. Таким образом $M_{\alpha} < M_{д}$ является условием возможности агрегатирования ИТВМ и двигателя.

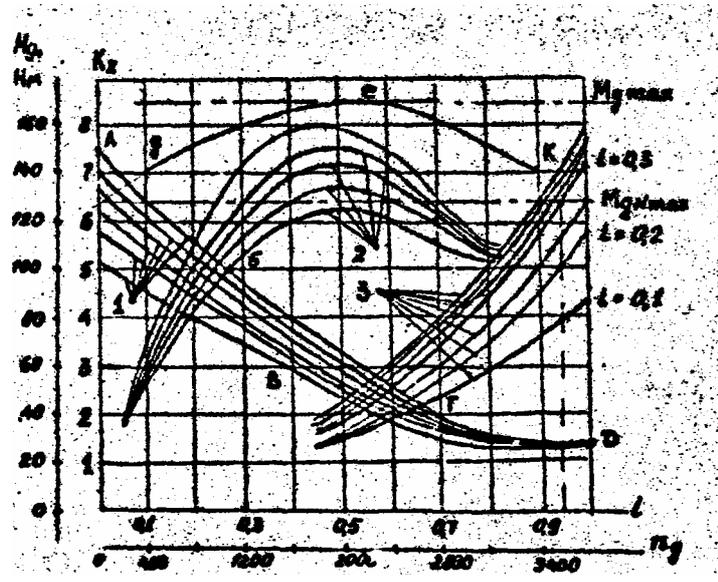


Рис. 6.2. Совмещение характеристик ДВС-ИТВМ

В качестве примера на рис. 6.2 представлено совмещение характеристик ИТВМ и высокооборотного поршневого двигателя внутреннего сгорания. На координатную сетку $M - iM_{д}$ наносятся графики $M_{г} = f(i)$ при постоянной частоте вращения двигателя для различных режимов его работы (семейство кривых 1). Внешняя механическая характеристика ИТВМ, подлежащая совмещению с двигателем, представлена кривой А, Б, Г, Д. В тех же координатах и для тех же режимов работы двигателя строятся графики входного момента ИТВМ в соответствии с зависимостью $M_{\alpha} = M_{с}i$ (семейство кривых 2). Далее наносятся горизонтальные линии, соответствующие $M_{д max}$ и $M_{д nmax}$. Строится график моментной характеристики двигателя (кривая дек), и в зависимости входного момента ИТВМ при постоянном передаточном отношении в функции угловой скорости двигателя (семейство кривых 3). Эти графики являются исходными для построения совместной характеристики ИТВМ и двигателя и позволяют установить степень их взаимного влияния. Совмещенная характеристика ДВС-ИТВМ в данном случае представлена кривой АБВГД.

Анализ графика показывает, что совмещенная характеристика ИТВМ в диапазоне передаточных чисел 0,25...0,7 отличается от "идеальной" кривой на 3...5%, т.е. двигатель работает здесь в зоне максимальной мощности. В области малых передаточных отношений (до 0,25) двигатель работает с недогрузкой. При этом на стоповом режиме двигатель работает в режиме холостого хода, а ИТВМ развивает максимальный выходной момент.

Совмещенная характеристика является исходной для проведения тягового расчета машинного агрегата. Вращающий момент на ведущих колесах машины

$$M_{п} = M_{г}i_{к}\eta_{к},$$

где M_T – выходной момент ИТВМ; i_k, η_k – передаточное число и коэффициент полезного действия следующей за ИТВМ части силовой передачи.

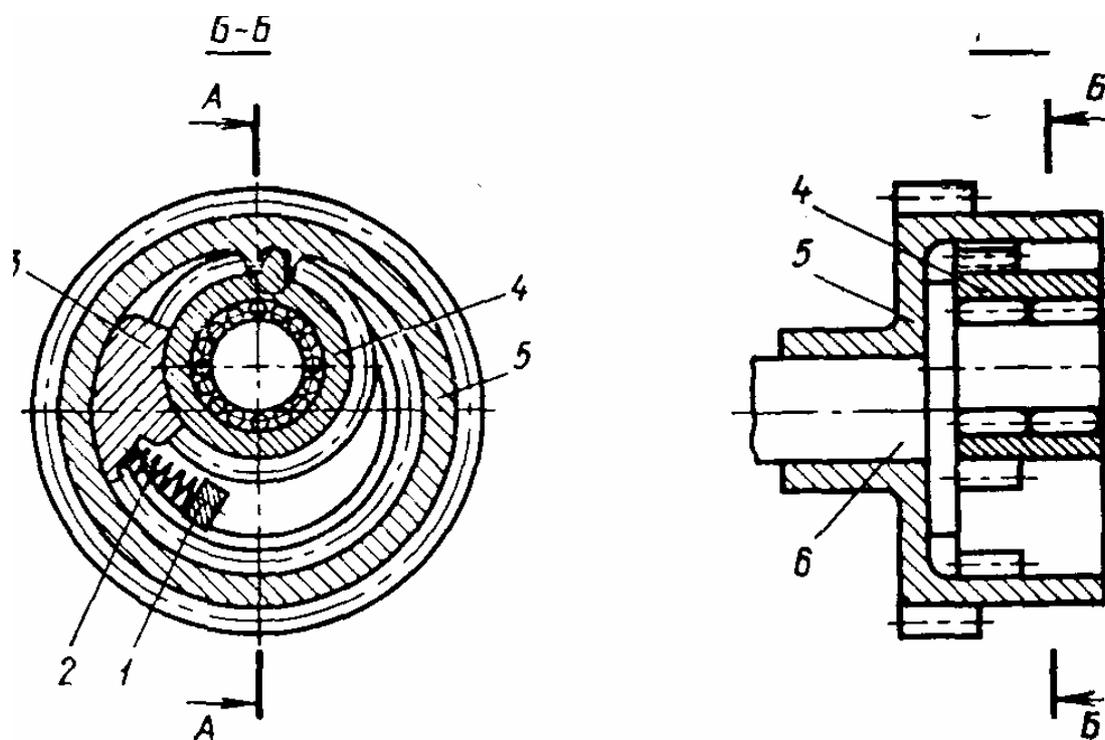


Рис. 7.1. Выпрямитель с зубчатым зацеплением

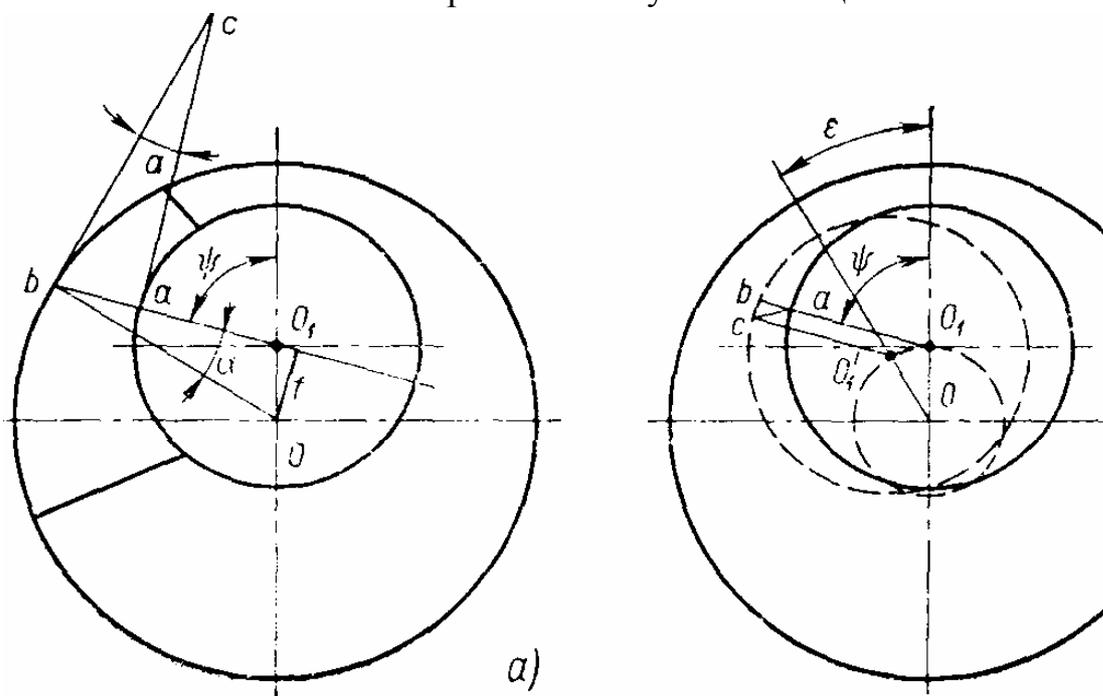


Рис. 7.2. Схемы для определения: а—угла заклинивания; б—радиальной деформации подшипника

7. Принципы расчета выпрямителя инерционного момента

Как показали исследования, нормальную работу ИТВМ могут обеспечить только эксцентриково-клиновые механизмы свободного хода (МСХ) с дополнительной кинематической связью, предложенные А.А. Благоднавым [1].

Конструктивная схема такого выпрямителя показана на рис. 7.1. На эксцентрик ведущего вала 6 свободно (на игольчатом подшипнике) установлен сателлит, находящийся в зацеплении с зубчатым венцом ведомой обоймы 5. Между сателлитом и обоймой расположен клин 3. Между клином и упором 1, жестко соединенным с ведущим валом, установлена пружина 2, обеспечивающая постоянное прижатие клина к гладким поверхностям сателлита и обоймы. Такой выпрямитель работает так же, как выпрямитель с крестовиной.

Для нормальной работы угол клина не должен превышать определенной величины. Но у дугового клина он переменный и равен углу между касательными (угол $асb$), проведенными к окружностям обоймы и сателлита в точках их пересечения лучом, проведенным из центра сателлита (рис. 7.2, а). Углы $асb$ и ObO_1 равны, как углы с взаимно перпендикулярными сторонами.

Из точки O опустим перпендикуляр Of на продолжение прямой bO_1 . Получим $Of/Ob = \sin\alpha$. Так как $Of = OO_1 \sin\psi$, найдем

$$\sin \alpha = OO_1 / Ob \sin \Psi.$$

Обозначив $OO_1 = l$, $Ob = r_3$, получим: $\sin\alpha = l / r_3 \sin\Psi$.

Угол клина имеет максимальное значение при $\Psi = \pi/2$ и составляет $\alpha_{\max} = \arcsin(l/r_3)$.

Таким образом, максимальное значение угла клина зависит лишь от отношения эксцентриситета к радиусу обоймы и не зависит от радиуса сателлита.

Определим точку силового взаимодействия сателлита с эксцентриком. Допустим, что выпрямитель изготовлен настолько точно, что обеспечено полное прилегание клина к сателлиту и обойме. Допустим также, что все детали абсолютно жесткие и податливостью обладает лишь подшипник в сателлите. Наличие точечных или иных контактов в подшипнике качения делает его более податливым, чем остальные детали выпрямителя. Тогда точка силового взаимодействия между сателлитом и эксцентриком будет находиться на пересечении окружности сателлита с прямой, проведенной из центра, вдоль которой деформация подшипника максимальна. Таким образом, для определения точки силового контакта сателлита с эксцентриком нужно найти распределение радиальной деформации подшипника сателлита по углу Ψ .

Пусть под действием момента благодаря податливости подшипника кривошип OO_1 повернется относительно обоймы на малый угол и займет положение OO_1 (рис. 7.2, б). Если бы деформации подшипника не произошло, то окружность сателлита прошла бы через точку b , лежащую на продолжении радиуса O_1a . Следовательно, отрезок ab и есть радиальная деформация в направлении, определяемом углом Ψ .

Проведем радиус O_1c , параллельный O_1a , и соединим прямой точки c и a . Тогда, помня, что угол ϵ мал, и пренебрегая малыми второго порядка, можно

записать:

$$ac = O_1O_1 = le; \quad \text{cab} = \pi/2 - \Psi;$$

$$ab = ac \cos\left(\frac{\pi}{2} - \Psi\right) = le \sin \Psi.$$

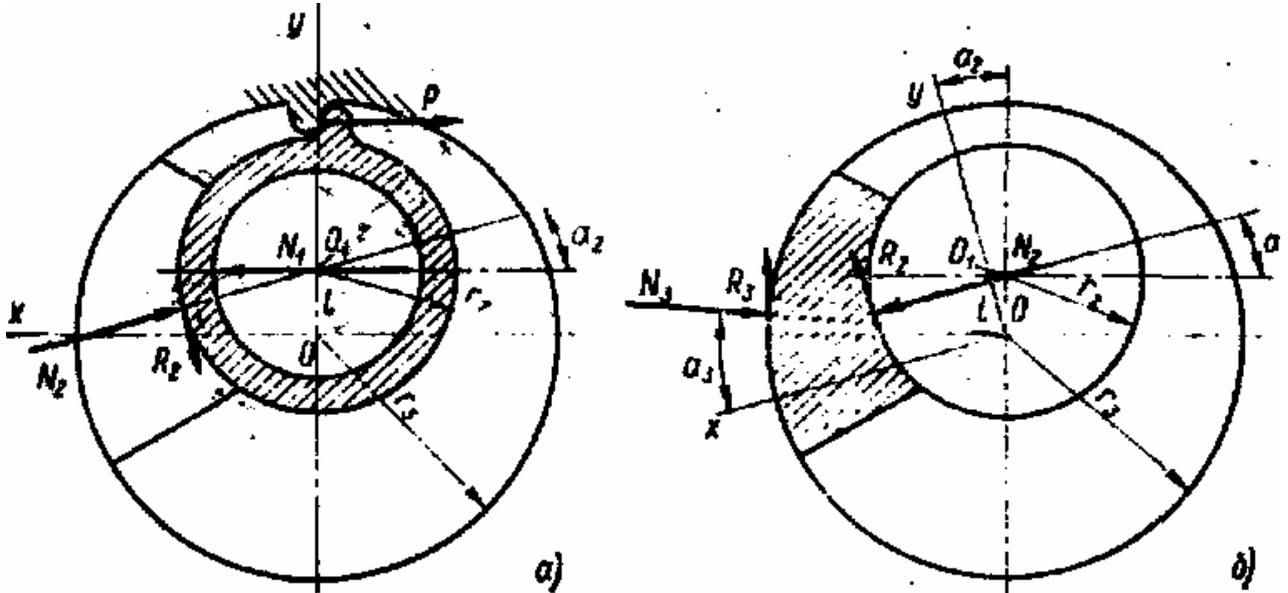


Рис. 7.3. Схемы сил, действующих:
а — на сателлит; б — на клин

Таким образом, радиальная деформация подшипника сателлита пропорциональна синусу угла Ψ и максимальное ее значение соответствует $\Psi = \pi/2$. Следовательно, нормальная реакция со стороны эксцентрика на сателлит направлена по радиусу, перпендикулярному эксцентриситету.

Определим условия равновесия сателлита. Точка приложения реакции связи, действующей на сателлит со стороны клина, заранее неизвестна. Пусть она определяется радиусом r_2 и неизвестным углом α_2 . На рис. 7.3, а показана схема сил, действующих на сателлит. Полагаем, что $R_2 = f N_2$, где f —коэффициент трения покоя.

Сила трения R_2 , действующая со стороны клина на сателлит, направлена в сторону возможного движения клина. Уравнения равновесия сателлита имеют вид

$$\Sigma X = N_1 - P - N_2 \cos \alpha_2 - f N_2 \sin \alpha_2 = 0;$$

$$\Sigma Y = N_2 \sin \alpha_2 - f N_2 \cos \alpha_2 = 0; \tag{7.1}$$

$$\Sigma M_{O_1} = P(r_2 + m) - f N_2 r_2 = 0, \tag{7.2}$$

где m — модуль зацепления (высота ножки зуба).

Известной может быть только сила N_1 , определяемая равенством

$$N_1 = M_p / l,$$

где M_p — расчетный момент, передаваемый выпрямителем.

Из уравнения (7.2) получаем

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = f, \quad (7.3)$$

а из уравнения (7.3)

$$P = N_2 f r_2 / (r_2 + m). \quad (7.4)$$

Подставляя значение P из выражения (7.4) в уравнение для ΣX и учитывая выражение (7.3), получаем

$$N_2 = N_1 \frac{1}{f \frac{r_2}{r_2 + m} - \frac{1 - f^2}{\sqrt{1 + f^2}}}.$$

Полученные зависимости позволяют выразить все силы, действующие на сателлит, через расчетный момент и конструктивные параметры. Момент, передаваемый через зубчатое зацепление,

$$M_3 = M_p \frac{r_2}{1} \frac{f}{\frac{1 - f^2}{\sqrt{1 + f^2}} - f \frac{r_2}{r_2 + m}} \frac{r_2 + m + 1}{r_2 + m}. \quad (7.5)$$

Определим условия равновесия клина (рис. 7.3, б). Направление силы N_2 было определено выше. Направление силы N_3 не известно. Пусть оно определяется неизвестным углом α_3 . Силы трения R_2 и R_3 направлены против возможного перемещения клина. Повернем оси координат на угол α_2 так, чтобы ось Ox была параллельна линии действия силы N_2 . Тогда уравнения равновесия клина будут иметь вид

$$\Sigma X = N_2 - N_3 \cos \alpha_3 - f N_3 \sin \alpha_3 = 0; \quad (7.6)$$

$$\Sigma Y = f N_2 + f N_3 \cos \alpha_3 - N_3 \sin \alpha_3 = 0; \quad (7.7)$$

$$\Sigma M_0 = f N_3 r_3 + f N_2 (r_2 - l \sin \alpha_2) - N_2 l \cos \alpha_2 = 0. \quad (7.8)$$

Определив из выражения (7.6) N_2 и подставив его значение в формулу (7.7), получим

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = 2f / (1 - f^2).$$

Так как $\sin \alpha_3 = \operatorname{tg} \alpha_3 / \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_3}$, то

$$\sin \alpha_3 = 2f / (1 + f^2), \text{ а } \cos \alpha_3 = (1 - f^2) / (1 + f^2).$$

Подставив найденные значения $\sin \alpha_3$ и $\cos \alpha_3$ в выражение (7.6), получим

$$N_2 - N_3 \frac{1 - f^2}{1 + f^2} - f N_3 \frac{2f}{1 + f^2} = 0$$

или

$$N_2 (1 + f^2) - N_3 (1 + f^2) = 0.$$

Отсюда следует, что $N_2 = N_3$. (7.9)

С учетом формул (7.9) и (7.4) на основании равенства (7.8) можно получить

$$\frac{f}{\sqrt{1+f^2}} = \frac{1}{r_2 + r_3} \quad \text{или} \quad \sin \rho = \frac{1}{r_2 + r_3}. \quad (7.10)$$

где ρ — угол трения покоя ($\rho = \arcsin \frac{f}{\sqrt{1+f^2}}$).

Для того чтобы условие равновесия клина выполнялось с запасом, угол трения покоя должен быть меньше максимального его значения, поэтому при проектировании следует руководствоваться зависимостью

$$\frac{f}{r_2 + r_3} < \sin \rho_0,$$

где ρ_0 — максимальный угол трения покоя.

Обойма центрируется относительно вала с эксцентриком по некоторому радиусу r_4 . При нагружении в месте сопряжения обоймы с валом появляется радиальная сила и соответствующая ей сила трения. Если радиус сопряжения велик, то момент, создаваемый силой трения нельзя не учитывать. На рис. 7.4 показан выпрямитель, у которого этот радиус больше радиуса рабочей поверхности обоймы. Примем конструктивную схему такого выпрямителя за расчетную, имея в виду, что в какой-либо другой конструкции радиус r_4 может быть и меньше, чем радиус r_3 . Последовательно рассмотрим условия равновесия элементов такого выпрямителя для того, чтобы определить величину и направление внутренних сил. Найдем условия равновесия промежуточного кольца. Как и при наличии подшипников качения, сила N_1 направлена перпендикулярно эксцентриситету (рис. 7.5, а). Направление силы N_2 определяется неизвестным пока углом α_2 . Кроме того, на промежуточное кольцо действуют силы трения R_1 и R_2 и момент M_k , приложенный от крестовины. Из уравнений равновесия промежуточного кольца нетрудно получить следующие равенства:

$$\sin \alpha_2 = \frac{2f}{1+f^2}; \quad \cos \alpha_2 = \frac{1-f^2}{1+f^2}; \quad N_1 = N_2.$$

Определим условия равновесия клина (рис. 7.5, б). Оси координат повернуты на угол α_2 . Угол α_3 пока не известен. Из уравнений равновесия клина будем иметь

$$\sin \alpha_3 = \frac{2f}{1+f^2}; \quad \cos \alpha_3 = \frac{1-f^2}{1+f^2}.$$

Следовательно, $N_2 = N_3$. Тогда

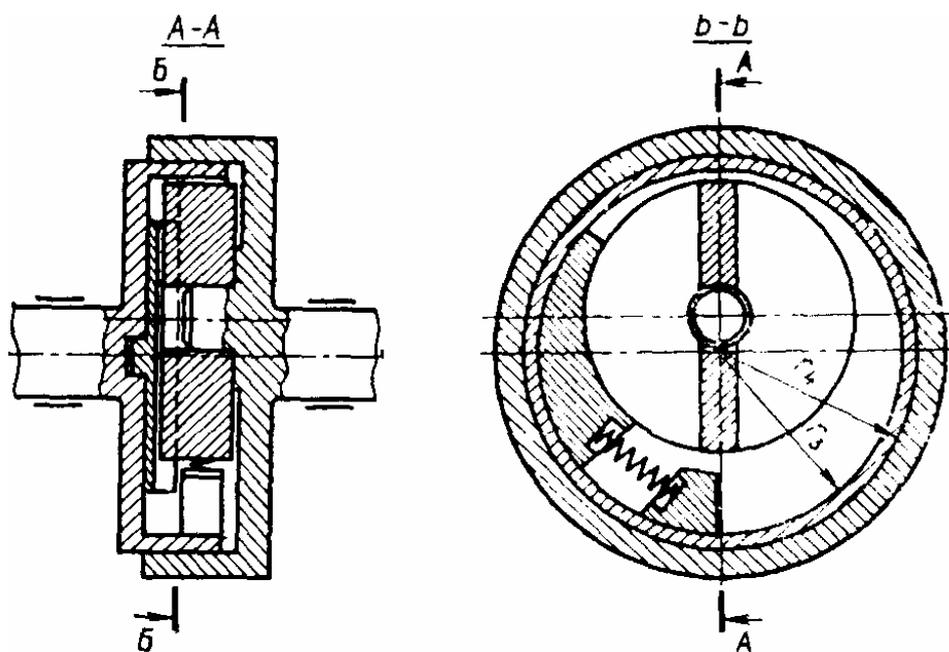


Рис. 7.4. Выпрямитель с ведущей обоймой

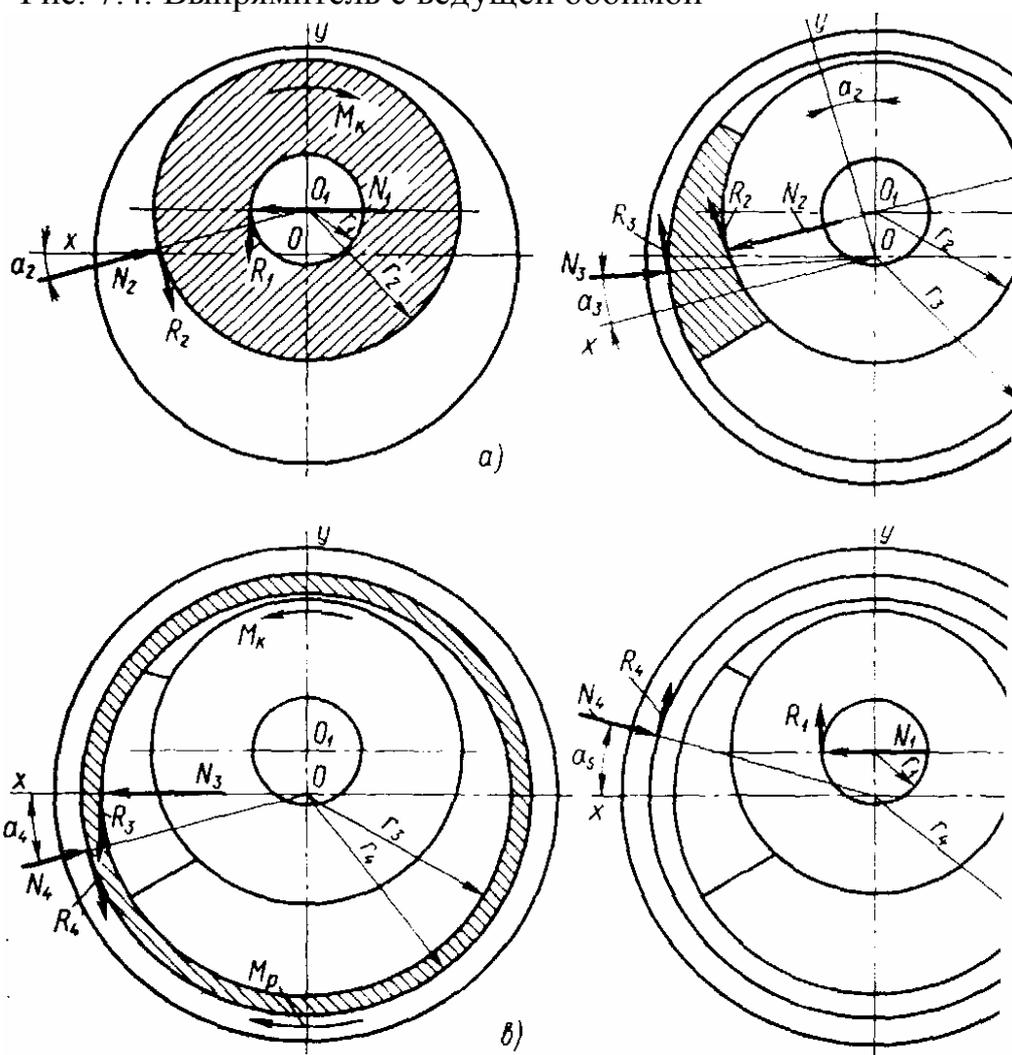


Рис. 7.5. Схемы сил, действующих а -- на промежуточное кольцо, б — на клин; в—на обойму; г — на систему при расклинивании

$$f = \frac{1(\cos \alpha_2 + f \sin \alpha_2)}{r_2 + r_3}$$

или после преобразований

$$f = \frac{1}{r_2 + r_3}. \quad (7.11)$$

Для того чтобы условия равновесия клина обеспечивались с запасом, при проектировании следует руководствоваться зависимостью

$$\frac{1}{r_2 + r_3} < f_0. \quad (7.12)$$

де f_0 — максимальный коэффициент трения покоя: $f_0 = \operatorname{tg} \rho_0$.

Рассмотрим условия равновесия обоймы (рис. 7.5, в). Кроме нормальных сил и сил трения на обойму действует момент M_k крестовины и расчетный внешний момент M_p .

Из уравнений равновесия следует

$$\sin \alpha_4 = \frac{2f}{1 + f^2}; \quad \cos \alpha_4 = \frac{1 - f^2}{1 + f^2}; \quad N_4 = N_3.$$

Таким образом, в выпрямителе все нормальные реакции равны:

$$N_1 = N_2 = N_3 = N_4. \quad (7.13)$$

При переходе от одной рабочей поверхности к другой (от внутренней поверхности промежуточного кольца к наружной поверхности обоймы) нормаль реакции поворачиваются каждый раз на постоянный угол

$$\alpha_2 = \alpha_3 = \alpha_4 = \operatorname{arctg} \left(\frac{2f}{1 - f^2} \right).$$

Внутренние реакции можно выразить через внешний момент и конструктивные параметры выпрямителя. Реализуемый коэффициент трения покоя определяется формулой (7.11). Подставив его значение в соответствующие уравнения и решив их совместно с учетом равенства (7.13), получим

$$N_1 = \frac{M_p}{1} \frac{r_2 + r_3}{r_1 + r_2 + r_3 + r_4}; \quad (7.14)$$

$$M_k = M_p \frac{r_1 + r_2}{r_1 + r_2 + r_3 + r_4}. \quad (7.15)$$

Однако выпрямитель должен не только включаться при приложении нагрузки (условие (7.12)), но и свободно выключаться при снятии ее. Рассмотрим условия свободного выключения. На рис. 7.5, г показана схема сил, действующих на обойму и промежуточное кольцо при наличии некоторых внутренних сил, возникших в результате нагружения. Обойма, клин и промежуточное коль-

цо являются как бы одной деталью (обойма и кольцо дополнительно связаны крестовиной). Для того чтобы силы N_1 и N_4 были равны нулю, эта составная деталь должна повернуться относительно внутреннего эксцентрика и жестко соединенного с ним охватывающего обода против часовой стрелки на малый угол. Силы трения R_1 и R_4 как всегда, направлены против возможного перемещения. Следовательно, сумма моментов сил относительно точки O должна быть больше нуля:

$$\sum M = N_1 l - f_0 N_1 r_1 - f_0 N_4 r_4 > 0. \quad (7.16)$$

Из уравнений равновесия следует, что $N_1 = N_4$. При этом из выражения (7.16) получим

$$\frac{l}{r_1 + r_4} > f_0. \quad (7.17)$$

Условие (7.17) является условием свободного выключения. Так как выключение связано с действительным относительным перемещением деталей, то при этом коэффициент трения покоя $f = f_0$.

Условия (7.12) и (7.17) накладывают ограничения на выбор конструктивных параметров выпрямителя при проектировании.

8. Методика расчета и проектирования ИТВМ

Необходимые исходные данные: 1) тип самоходной машины; 2) требуемые силовой и кинематический диапазоны трансформации момента и угловой скорости выходного вала; 3) передаточное число и коэффициент полезного действия следующей за ИТВМ части привода; 4) максимальный выходной момент ИТВМ; 5) габариты и вес, отведенные для ИТВМ; 6) характеристика двигателя.

Порядок расчета:

1. С учетом назначения машины и требуемых характеристик привода принимаем тип и структурную схему ИТВМ.

2. Исходя из отведенных габаритов, находим основные геометрические размеры ведущих, ведомых элементов импульсатора, грузовых звеньев, МСХ.

3. В соответствии с компоновочными возможностями назначаем число грузовых звеньев и их взаимное расположение.

4. На основании зависимости (5.2) находим массу грузового звена.

5. Из компоновки ИТВМ находим моменты инерции ведущего, ведомого маховиков и реактора. Предварительная оценка полученных величин производится по аналогии с маховиком двигателя и прототипа.

При инженерных расчетах величину момента инерции реактора в первом приближении можно найти [3]:

$$J_p = nmb^2 + \left(\frac{b}{e} - q\right)^2 nJ_B + 2nmbh\left(\frac{b}{e} - q\right) - 4nmeh.$$

6. Проектировочный расчет механических характеристик осуществляется с использованием зависимости (5.7).

7. Полученные в предварительном расчете параметры уточняются компоновкой и расчетом кинематических и силовых факторов ИТВМ путем решения дифференциальных уравнений движения ИТВМ на ЭВМ. При необходимости производится корректировка конструктивных параметров ИТВМ.

8. На основании механических характеристик ИТВМ и приводного двигателя строится их совместная выходная характеристика.

9. Проверяется приемлемость полученных характеристик для заданной машины и уточняется компоновка ИТВМ.

10. Подшипниковый узел грузового звена рассчитывается по максимальной силе с учетом сил инерции в относительном и переносном движениях.

11. Производится уточненный расчет и определение динамических нагрузок, действующих на звенья ИТВМ, путем решения системы уравнений на ЭВМ.

9. Методика расчета параметров эксцентриково-клиновых МСХ

1. Исходя из конструктивных соображений и отведенного габарита, подбираются геометрические соотношения так, чтобы выполнялись условия включения и выключения по формулам (7.12) и (7.15).

2. Момент, передаваемый через кинематическую связь определяется: в случае зубчатого зацепления по формуле (7.7), в случае кулисно-крестовой муфты по формуле (7.15);

3. Сила давления на клин, подшипник и эксцентрик определяется по формуле (7.14).

4. Площадь клина выбирается исходя из условия допустимой удельной нагрузки:

$$q = \frac{N}{F_1 - F_2} \leq [q],$$

где F_1 – площадь клина; F_2 – площадь канавок на поверхности клина для выдавливания смазки.

5. Пружина, поджимающая клин, должна обеспечивать постоянный контакт элементов МСХ:

$$P_{np} \geq \frac{M_u}{r_{np}} + fN_k,$$

где P_{np} – сила поджатия пружины; M_u – инерционный момент клина; r_{np} – радиус расположения пружины; f – коэффициент трения скольжения; N_k – нормальная сила давления клина на обойму.

