

В.А. ТКАЧЕНКО, проф., канд. техн. наук, Нац. аэрокосмический ун-т им. Н.Е. Жуковского-«ХАИ»

ОБЩИЙ ИНЖЕНЕРНЫЙ МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ СОСТАВНЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

На базі розробок К. Арнаудова надається новий інженерний метод знаходження передаточного відношення, наявності та величини циркуляції потужності, коефіцієнта корисної дії та синтез складових механізмів з декількох базових планетарних.

In view of developments K. Arnaudov the new engineering method of the definition of a transmission ratio, presence and magnitude of a circulations potency, efficiency and synthesis of composite mechanisms from several base planetary is represented/

1. Введение.

В современных технических устройствах все более применяются составные планетарные механизмы, образуемые из нескольких базовых. В качестве базовых выступают [1] простые планетарные механизмы, механизмы с рядным развитием сателлитов (например, с парными сателлитами), механизмы с планетарным развитием сателлитов (например, бипланетарные), и механизмы с комбинированным развитием сателлитов (например, парно-бипланетарные). Каждый из базовых планетарных механизмов имеет три основных звена, к которым приложены внешние крутящие моменты и одну (одностепенные базовые) или две (дифференциалы) степени подвижности. Составные планетарные механизмы в отличие от базовых могут иметь одну, две и более степеней подвижности, то есть несколько ведущих основных звеньев (суммирующие или собирательные) или несколько ведомых основных звеньев (разделительные или раздаточные с силовым равновесием).

Между собой базовые дифференциалы могут соединяться одной или двумя связями своих основных звеньев. В последнем случае образуется один или несколько замкнутых контуров между дифференциалами, в которых могут возникать циркулирующие мощности, как правило, нежелательные, дающие более низкий к.п.д. всего механизма и плохие массо-габаритные характеристики (так называемые нерациональные схемы включения). Исследование таких составных механизмов всегда сопряжено с большими математическими преобразованиями, требует глубоких специальных знаний. Поэтому разработка простых инженерных методов и приемов исследования, а также определения общего их передаточного отношения, установления потоков энергии с определением наличия циркулирующей мощности и величины к.п.д. очень актуальна и способствует более широкому внедрению таких механизмов в технику.

Наиболее часто применяются составные механизмы из двух дифференциалов, которые структурно соединяются между собой с помощью одной или двух связей своих основных звеньев.

2. Основы метода К. Арнаудова для исследования составных механизмов, образованных из двух АІ-механизмов.

Подробно метод К. Арнаудова представлен в работах [3,4] для наиболее распространенного в силовых приводах сочетания двух АІ – механизмов (с одновенцовыми сателлитами). Он полностью пригоден и для АІ-механизмов с двухвенцовыми сателлитами, имеющими одно внешнее и одно внутреннее зацепления с центральными колесами. Показано, что в случае соединения дифференциалов с двумя связями между ними образуются 21 структурная схема составных механизмов при трех основных звеньях, к которым должны быть приложены внешние моменты (два из этих звеньев свободные, то есть не входят во внутренние связи). Такие структурные схемы с двумя внутренними связями могут иметь либо одну либо две степени подвижности. Показано также, что только 8 структурных схем не имеют циркулирующих мощностей в своих контурах при любом их силовом соединении (при одной или двух степенях подвижности, при любых ведущих и ведомых звеньях).

В случае соединения двух дифференциалов с помощью одной внутренней связи образуется всего 6 структурных схем, дающие механизмы [2] с одной, двумя или тремя степенями подвижности при соответствующем торможении (останове) двух или одного из четырех основных звеньев, к которым приложены внешние моменты.

В основе рассматриваемого метода исследования АІ-механизмов лежит тот факт, что в таких механизмах силовое равновесие сателлита находится под действием трех сил, две из которых (обязательно крайние) возникают от связей с центральными колесами, а третья, средняя, действующая от водила, представляет собой арифметическую сумму двух крайних. В этом случае водило выполняет роль сумматора сил (суммирующее звено). Направление сил в АІ-механизмах такое, что всегда сила на водиле противоположна двум силам со стороны центральных колес (назовем такие звенья составляющими или слагаемыми).

3. Основы нового инженерного метода исследования составных механизмов, образованных из двух базовых планетарных механизмов любых схем.

3.1. Общие положения. Свойство трех сил на спутнике, отмеченное для АИ-механизмов, справедливо и для спутников любых кинематических схем базовых планетарных механизмов (рис. 1а). Всегда действуют три силы и две крайние одного знака противоположны средней силе другого знака. Однако, для многих планетарных механизмов водило не является суммирующим звеном, так как сила со стороны водила оказывается крайней, а роль суммирующего звена выполняет одно из центральных колес. В этих случаях метод К. Арнаудова, основывающийся на том, что водило – сумматор и дает момент, равный арифметической сумме моментов центральных колес, не применим. Например, в схемах базовых планетарных механизмов с двумя внешними (АА) или двумя внутренними (ИИ) зацеплениями суммирующим звеном является одно из центральных колес, дающее силу взаимодействия (среднюю), расположенную между двумя крайними – составляющими. Какое из центральных звеньев является суммирующим зависит от отношения диаметров зубчатых колес спутника $x\lambda = d_{w2} / d_{w3}$ (>1 или <1). В схемах со свободным звеном (например, в механизмах типа АІА и др.) водило может либо вообще отсутствовать или быть не силовым и поэтому не участвовать в анализе. В этом случае три силы на спутнике образуются в трех зубчатых зацеплениях.

Для планетарных механизмов связь между крутящими моментами на двух основных звеньях принято определять как для приведенного (при третьем условно неподвижном звене)

$$T_b = -T_a i_{ab}^{\pm 1} \eta_{ab}^{\pm 1}, \quad (1)$$

где $i_{ab}^{\pm 1}$ – частное передаточное отношение планетарного механизма (при неподвижном звене с);

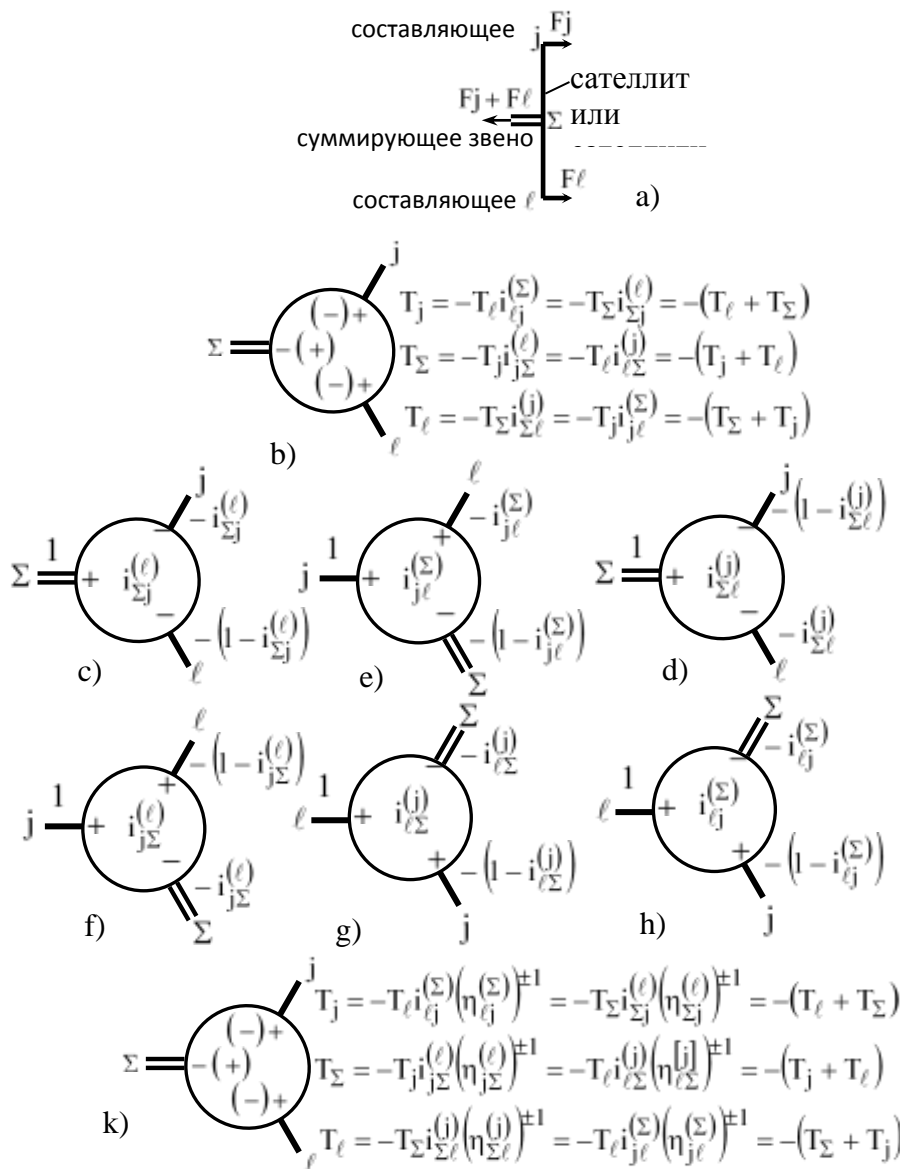


Рис. 1.

η_{ab}^{\pm} — частный коэффициент полезного действия исходно известный (чаще при неподвижном водиле [1]). Знак при степени определяется направлением потока энергии (при T_a ведущем звене и T_b ведомом знак η положителен).

Таблица

Варианты силового воздействия основных звеньев на спутник

Схемы	$x\lambda = \frac{d_{w2}}{d_{w3}} < 1$	$x\lambda = \frac{d_{w2}}{d_{w3}} > 1$
1	2	3
\overline{AI} \overline{AI} \overline{KAI} \overline{KAI}		
\overline{AA} \overline{KAA} \overline{AA} \overline{KAA} \overline{II} , \overline{KII} \overline{II} , \overline{KII}		
\overline{AI} \overline{AI}		
\overline{AIA} \overline{AIA}		
1	2, 3	
$2A - \overline{AA}$ $2A - \overline{II}$ $2A - \overline{AA}$ $2A - \overline{II}$ $2A - \overline{AA}$ $2A - \overline{II}$		

$2A - AI$ $2A - \overline{AI}$ $2A - \overline{AI}$	
Знаки (+) и (-) в каждом круге могут иметь обратные значения одновременно	

На третьем основном звене всегда из уравнения статического равновесия момент

$$T_c = -T_a + T_b \quad (2)$$

Для идеального механизма (без потерь и при $\eta_{ab} = 1$) имеем

$$i_{ab} = -\frac{T_b}{T_a} \quad (3)$$

Варианты силового воздействия звеньев на спутник для некоторых основных схем идеальных базовых планетарных механизмов приведены в таблице. Там же и на рис.1 даны условные структурные схемы базовых дифференциальных механизмов в виде кругов с тремя основными звеньями - линиями, возле которых показаны величины удельных моментов (при единичном моменте на одном из основных звеньев). Суммирующее звено отмечено двойной линией. На нем знак момента обязательно совпадает со знаком силы на спутнике (отмечается внутри круга) и всегда противоположен одноименным знакам моментов на составляющих звеньях. Внутри круга указывается частное передаточное отношение, принятое для расчета.

Всего возможны 6 вариантов выражений крутящих моментов, которые показаны на рис.1с-h.

В целом, все составные механизмы при одной степени подвижности подчиняются (по закону сохранения энергии) равенству $T_B = -T_A i_{AB} \eta_{AB}$, из которого можно определить коэффициент полезного действия всего составного механизма

$$\eta_{AB} = -\frac{T_B}{T_A i_{AB}} \quad (4)$$

и общее передаточное отношение, приняв $\eta_{AB} = 1$

$$i_{AB} = -\frac{T_B}{T_A} \quad (5)$$

Эти параметры определяются без математических преобразований по структурным схемам составных механизмов, на которых указаны выражения крутящих моментов по высказанным правилам.

3.2. Структурные группы составных механизмов при двух связях между дифференциалами. Два дифференциальных механизма могут быть соединены между собой двумя (из трех) основными звеньями (см.рис.2). Такое соединение дает в общем случае составной механизм с двумя степенями подвижности и, следовательно, с тремя основными звеньями, к которым должны быть приложены внешние моменты [2], (два ведущих и одно ведомое, или одно ведущее и одно ведомое при третьем опорном, неподвижном).

Основные свойства структурных групп с двумя связями:

3.2.1. Всего различных структурных групп возможно шесть.

3.2.2. В отдельно взятой структурной группе оба базовых планетарных механизма дают по два способа включения своих составляющих звеньев. Каждая структурная группа *ae*, *af* и *bf* поэтому имеет четыре различных включения, а группы *ad*, *dc* и *cf* в силу их симметрии дают по три включения. Всего таких включений 21, как и схемах, рассмотренных К Арнаутовым [4].

3.2.3. При закреплении (остановке) одного из трех силовых звеньев образуется составной механизм с одной степенью подвижности.

3.2.4. При закреплении звена двойной связи (не свободного) образуется всегда последовательное соединение двух механизмов.

Если закрепляется связь с двумя суммирующими звеньями, то получается последовательное соединение двух рядных или кратных (но не планетарных) механизмов.

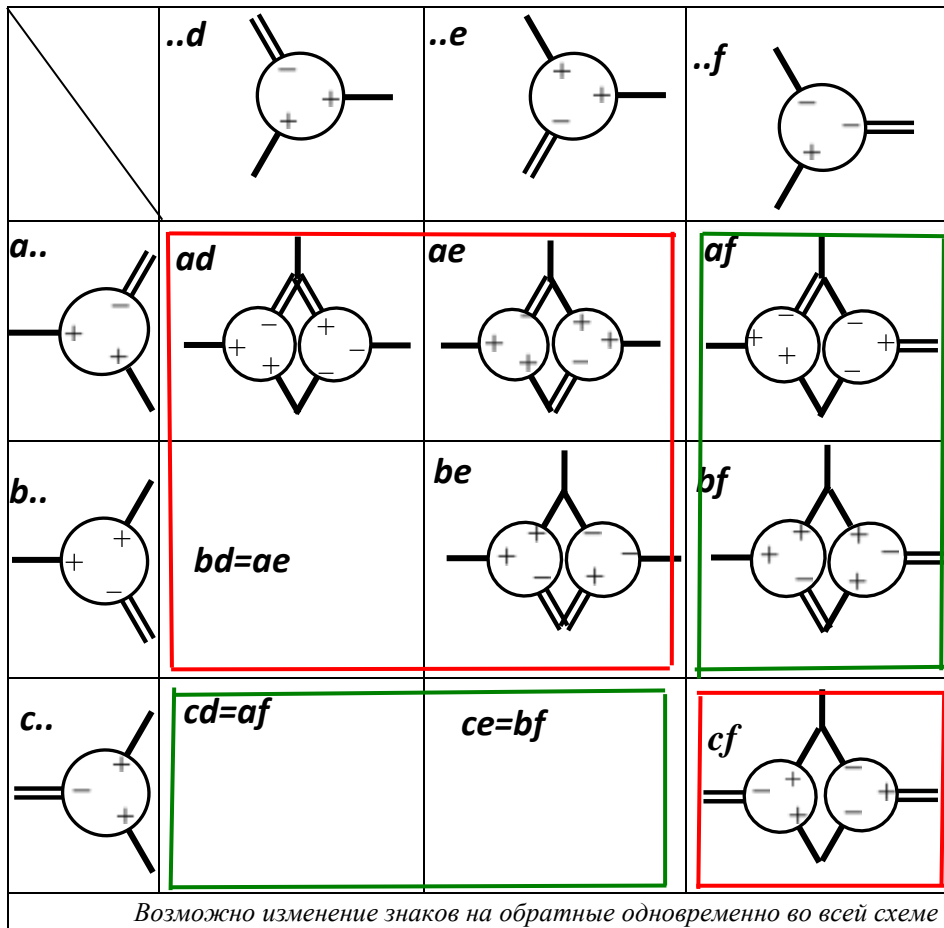


Рис.2

Если закрепляется связь с суммирующим и составляющим звеньями, образуются соединения рядного и планетарного механизмов.

Если закрепляется связь с двумя составляющими звеньями, образуется последовательное соединение двух одностепенных базовых планетарных механизмов.

3.2.5. При закреплении одного из свободных звеньев (не входящих в двойные связи) образуются замкнутые планетарные механизмы с одним или двумя подвижными водилами. В этом случае в замкнутом контуре может возникнуть циркуляция мощности. Подробный анализ показывает, что такая циркуляция обязательна в структурных группах *ad*, *ae*, *de* и *cf*. Только две структурные группы *af* и *df* всегда свободны от циркуляции мощности. Их отличие от остальных групп в том, что среди четырех основных звеньев, образующих две связи в контуре, только одно является суммирующим. Остальные структурные группы имеют в своих контурах либо два суммирующих звена, либо ни одного.

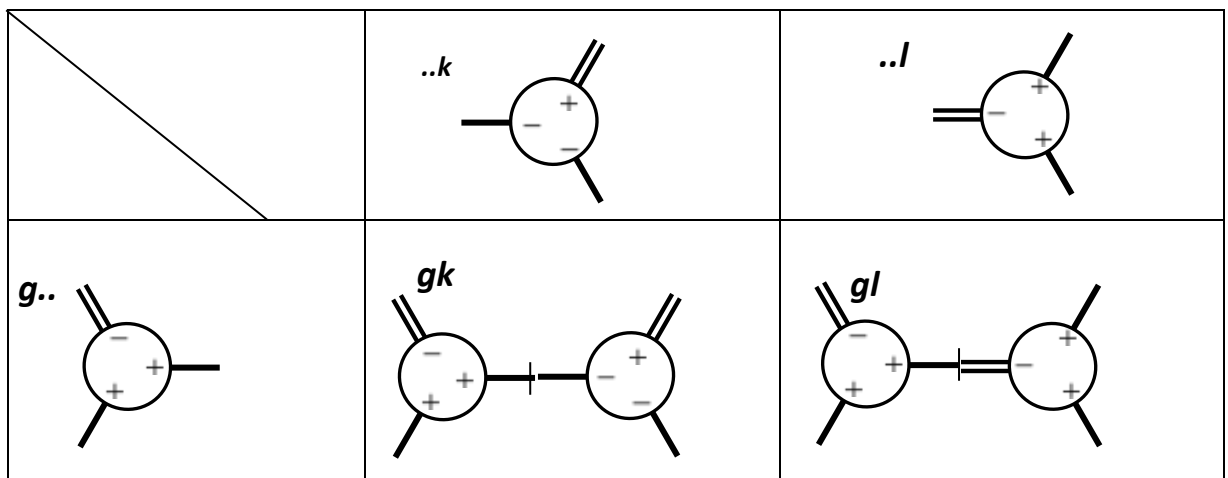




Рис.3

3.3. Структурные группы составных механизмов при одной связи между дифференциалами.

В соответствии с [2] такие соединения двух дифференциалов с помощью одной связи дают схемы с тремя степенями подвижности при четырех свободных основных звеньях, как на рис.3. Всего образуется три различных структурных группы, дающие 6 структурных схем без замкнутых контуров со следующими свойствами:

3.3.1. При степени подвижности $W=3$ (когда все свободные звенья подвижны) образуется составной механизм из двух последовательно соединенных дифференциалов

3.3.2. При $W=2$ одно из свободных звеньев закрепляется.

Если неподвижно одно из суммирующих звеньев, образуется соединение рядного (кратного) механизма с дифференциалом.

Если неподвижно одно из составляющих звеньев, образуется последовательное соединение одностепенного базового механизма с дифференциалом.

3.3.3. При степени подвижности $W=1$ должно быть закреплено два свободных звена.

Если закреплены оба суммирующих звена, то образуется соединение двух рядных (кратных) механизмов.

Если закреплены оба составляющих звена, но разных базовых механизмов, образуется соединение двух одностепенных базовых планетарных механизмов.

Если закреплено одно суммирующее и одно составляющее звенья, образуется последовательное соединение рядного (кратного) механизма с одностепенным базовым планетарным механизмом.

4. Определение передаточного отношения составных механизмов из двух дифференциалов по их структурным схемам.

Аналитическое определение передаточного отношения, как правило, требует решения системы двух формул Виллиса с учетом граничных условий по угловым скоростям отдельных звеньев. Использование для этой цели предлагаемых структурных групп и схем упрощает исследование, если привлечь высказанные положения и правила. При этом все приведенные зависимости используются для идеального механизма.

На рис.4 представлена кинематическая схема замкнутого планетарного механизма на базе $D.AI -$ механизма с известным $i_{14}^{H} < 0$ и замыкающего рядного механизма (или приведенного), полученного из дифференциала той же схемы остановкой водила при $i_{58} < 0$. В целом, эта кинематическая схема принадлежит к структурной группе af на рис.2. Суммирующим звеном рядного механизма является неподвижная ось O промежуточного колеса z_6 . Для наглядности суммирующие звенья на кинематических схемах отмечены также двойными линиями. При единичном крутящем моменте на звене 1 величины крутящих моментов на остальных основных звеньях указаны на структурной схеме рис.4б. Последовательность их определения дана цифрами в кружочках. На двойной связи без внешнего момента выполнено равенство $T_4 = -T_5$, а крутящий момент на выходном звене от двойной связи определяется из уравнения равновесия всего составного механизма, то есть

$$T_{H8} = -T_1 + T_O = -T_1 - i_{14}^{H} T_1 + i_{14}^{H} T_{58}$$

Знание крутящих моментов позволяет определить общее передаточное отношение составного механизма из закона сохранения энергии (при отсутствии потерь) $T_1 \omega_1 + T_{H8} \omega_H = 0$. Откуда

Структурная схема af

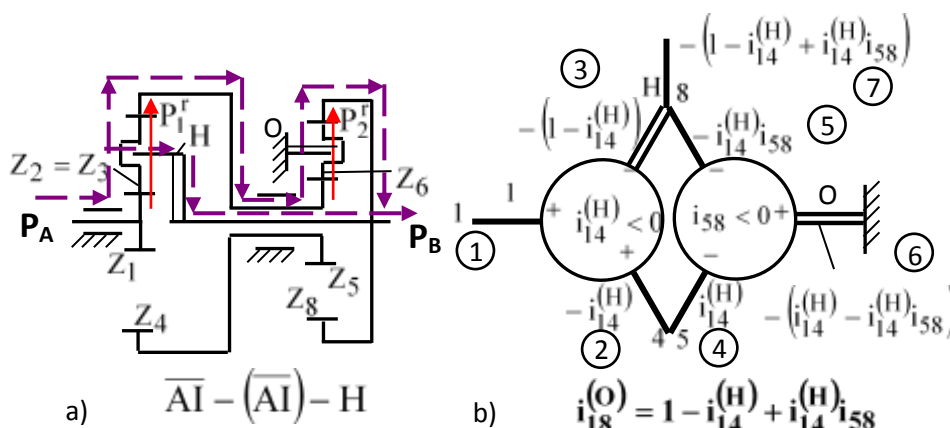


Рис.4

$$i_{1H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{\omega_1}{\omega_8} = -\frac{T_{H8}}{T_1} = -\frac{1 - i_{14}^{H^-} + i_{14}^{H^-} i_{58}^{H^-}}{1} = 1 - i_{14}^{H^-} + i_{14}^{H^-} i_{58}^{H^-}.$$

Полученная формула полностью отвечает общеизвестному правилу суммы В.В. Добровольского, когда для замкнутого механизма $i_{1H} = i_{1H}^{H^-} + i_{18}^{H^-}$, где $i_{1H}^{H^-} = 1 - i_{14}^{H^-}$ и $i_{18}^{H^-} = i_{14}^{H^-} i_{58}^{H^-}$.

5. Определение коэффициента полезного действия составного механизма из двух дифференциалов по их структурным схемам при одной степени подвижности.

При определении общего коэффициента полезного действия составного механизма:

5.1. Принимаются в расчет к.п.д. частных механизмов базовых дифференциалов. Их величина зависит от кинематических схем механизмов и определяется предварительно самостоятельно по известным методикам и правилам [1].

5.2. Величина потерь внутри отдельно взятого планетарного или рядного механизмов не зависит от направления потока энергии, то есть

$$\eta_{14}^{H^-} = \eta_{41}^{H^-}, \quad \eta_{58} = \eta_{85}.$$

5.3. Для составных механизмов с двумя связями между дифференциалами независимо от применяемых кинематических схем и независимо от степени подвижности всего механизма направления потоков, в том числе и наличие циркулирующей мощности, определяются направлениями крутящих моментов на их звеньях и силовом равновесии звена двойной связи, имеющего выходное звено механизма. Это положение иллюстрируется структурными схемами на рис.2. Только в обобщенных структурных схемах *af* и *bf* крутящий момент на выходном звене двойной связи представляет собой арифметическую сумму величин крутящих моментов от двух основных звеньев дифференциалов и, следовательно, дает сложение (или деление) потоков энергии. В этом случае циркуляции мощности нет. В остальных структурных схемах на выходное звено воздействуют основные звенья дифференциалов с разными знаками крутящих моментов, что дает на выходе момент, равный их разности, а, следовательно, возникают потоки циркуляции мощности.

5.4. Связь между крутящими моментами на валах механизма зависит от направления потоков энергии в частных механизмах и величины к.п.д. частных механизмов, ибо потери на трение зависят от относительных скоростей звеньев и относительного потока мощности. Последний в частном механизме может не совпадать с направлением потока абсолютной мощности через рассматриваемые зацепления. Например, если базовый дифференциальный механизм суммирует потоки мощности от центральных колес на водило, то в относительном движении одно из зубчатых зацеплений будет иметь поток мощности обратный потоку мощности в абсолютном движении. Поэтому всегда, рис. 1к, при неподвижном звене Σ , ведущем звене ℓ и ведомом j (поток относительной энергии от звена ℓ к звену j) $T_j = -T_\ell i_{\ell j} \eta_{\ell j}$, а при ведущем звене j и ведомом звене ℓ (обратный поток) $T_\ell = -T_j i_{j\ell} \eta_{j\ell}$. Отсюда при $\eta_{\ell j} = \eta_{j\ell}$ и $i_{\ell j} = 1/i_{j\ell}$ имеем

$$T_j = -T_\ell \frac{i_{\ell j}}{\eta_{j\ell}} = -T_\ell i_{\ell j} \eta_{\ell j}^{-1}$$

В целом,
$$T_j = -T_\ell i_{\ell j} \eta_{\ell j}^{-1}$$

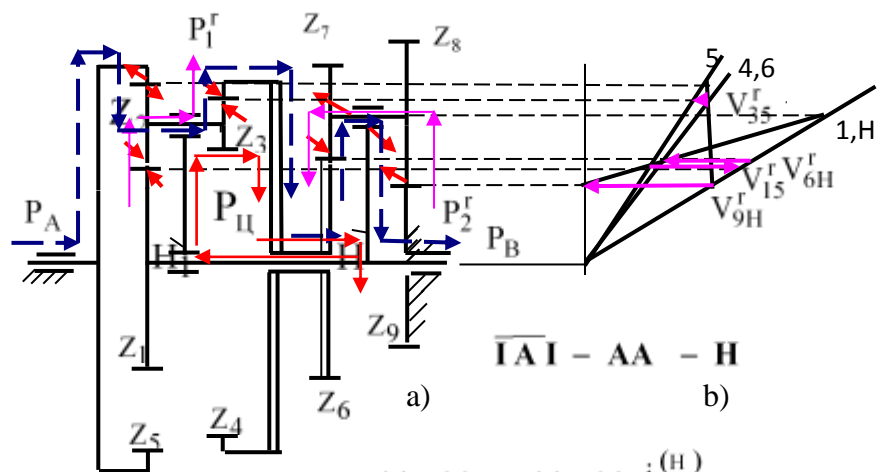
Аналогичные связи существуют для любых двух звеньев рассматриваемых частных механизмов (рис. 1к).

5.5. Полученные зависимости позволяют высказать общее правило: при изменении потоков энергии в выражениях для к.п.д. рассматриваемого механизма величины всех к.п.д. меняются на обратные (меняется знак степени при к.п.д.).

5.6. Направление потоков абсолютной и относительной мощностей проще всего находить с помощью построения картин линейных скоростей, которое иногда требует определенных навыков и правил [1, 5].

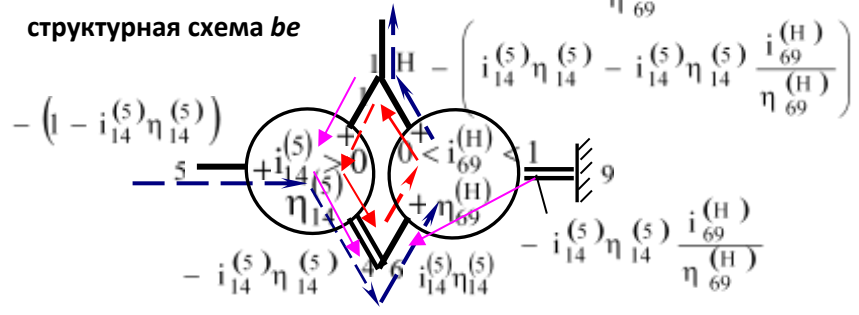
5.8. Последовательность определения зависимостей для реальных при $\eta \neq 1$ крутящих моментов на всех основных звеньях повторяет предложенную ранее для опре деления общего передаточного отношения, но с учетом направления относительных потоков мощностей.

Для примера на рис. 4с и 4д определены зависимости для коэффициентов полезного действия составного механизма при двух направлениях потоков энергии (при ведущем z_1 , рис. 4а и 4с, и при ведущем 8 или H, рис. 4д). Поток относительной мощности в механизме $z_5 - z_8$ является потоком абсолютной мощности в силу $\omega_O = 0$, а поток относительной мощности в $\overline{D.AI}$ -механизме определяется построением картины линейных скоростей и для данного примера совпадает с потоком абсолютной мощности. Выражения для общего коэффициента полезного действия полностью отвечают известному правилу В.В. Добровольского для замкнутых механизмов, когда



$$1 - i_{14}^{(5)} \eta_{14}^{(5)} + i_{14}^{(5)} \eta_{14}^{(5)} \frac{i_{69}^{(H)}}{\eta_{69}^{(H)}}$$

структурная схема be



$$- (1 - i_{14}^{(5)} \eta_{14}^{(5)})$$

с)

Рис.5

$$i_{18}^{\pm 1} \eta_{18}^{\pm 1} = i_{1H}^{\pm 1} \eta_{1H}^{\pm 1} + i_{18}^{\pm 1} \eta_{18}^{\pm 1} \quad \text{с учетом [1] } \eta_{1H}^{\pm 1} = 1 - \frac{i_{14}^{\pm 1}}{i_{14}^{\pm 1} - 1} \eta_{14}^{\pm 1} \quad \text{и } \eta_{18}^{\pm 1} = \eta_{14}^{\pm 1} \eta_{58}^{\pm 1}$$

На рис.5 рассмотрен составной механизм из базовых дифференциалов \overline{DIAI} – и AA – механизмов при $\lambda_2 < 1$. По условиям существования [1] в таком механизме $0 < i_{69}^H < 1$ и суммирующим звеном будет звено z_6 . Такой механизм соответствует структурной схеме *be* (рис.2) с внутренней связью из двух суммирующих звеньев (на рис.5а отмечены также двумя линиями) и имеет циркулирующую мощность внутри замкнутого контура. Направление потоков как абсолютной, так и относительной мощностей определяется направлениями скоростей (рис.5б) и направлениями сил (рис.5а). В данном механизме поток относительной мощности P_1^r направлен от звена z_1 к звену z_4 , а поток P_2^r – от звена z_9 к звену z_6 . В зацеплении $z_6 - z_7$ направления потоков относительной и абсолютной мощностей не совпадают. Можно (как и для всех механизмов) строить только одну структурную схему реального механизма (рис.5с), из которой, положив все к.п.д. равными единице, определить передаточное отношение $i_{51}^{\pm 1}$, а с учетом к.п.д. (реальный механизм) получить выражение для общего к.п.д. $\eta_{51}^{\pm 1}$ (или $\eta_{15}^{\pm 1}$) с учетом степени λ_1 .

6. Исследование составных механизмов из нескольких (более двух) дифференциалов.

Разнообразие таких механизмов подчиняется правилам структурного их образования [2] и основной зависимости $q = 2D - W = 3D - n_0$, где D – число используемых дифференциалов, W – требуемая степень подвижности составного механизма, $n_0 = D + W$ – число основных звеньев, образуемых после соединения всех дифференциалов в составную схему, q – число связей между основными звеньями дифференциалов

Часть из этих связей могут быть двойными, часть (но не более $W+1$) – свободными. Двойные связи могут вызвать появление циркулирующих мощностей аналогично рассмотренному в п.5.3. Справедливо то же правило: циркулирующая мощность в замкнутом контуре присутствует, если два дифференциала, входящие в замкнутый контур, соединяются между собой двумя суммирующими звеньями или их (суммирующих звеньев) в замкнутом контуре нет. Циркулирующая мощность отсутствует, если в замкнутом контуре есть только одно суммирующее звено, образующее связь с составляющим звеном другого дифференциала.

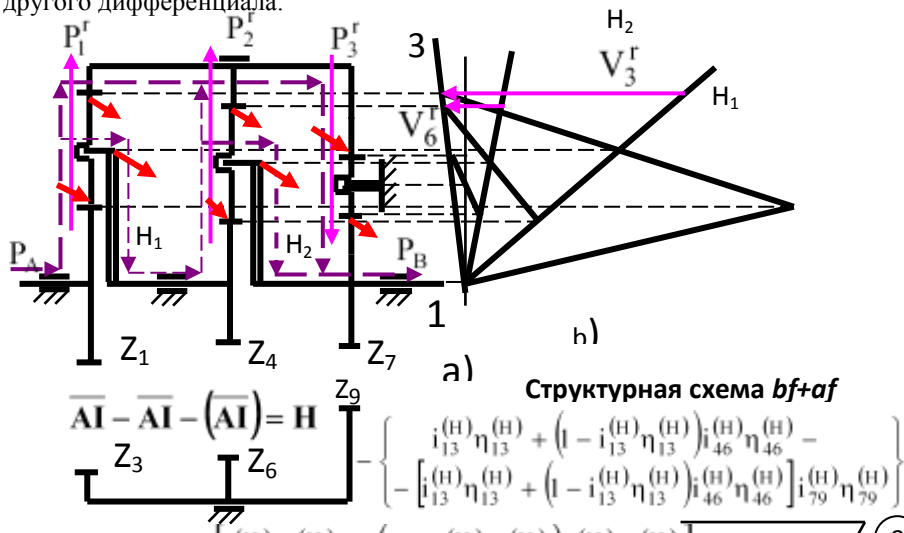


Рис.6

$$\eta_{71} = \eta_{17} = 1 = \frac{i_{13}^{H_1} i_{46}^{H_2} + i_{13}^{H_1} + i_{13}^{H_2} i_{46}^{H_1} i_{79}^{H_2}}{\left(1 - \frac{i_{13}^{H_1}}{\eta_{13}^{H_1}}\right) \left(1 - \frac{i_{46}^{H_2}}{\eta_{46}^{H_2}}\right) + \left[\frac{i_{13}^{H_1}}{\eta_{13}^{H_1}} + \left(1 - \frac{i_{13}^{H_1}}{\eta_{13}^{H_1}}\right) \frac{i_{46}^{H_2}}{\eta_{46}^{H_2}}\right] \frac{i_{79}^{H_2}}{\eta_{79}^{H_2}}}$$

На рис.6 представлены кинематическая и структурная схемы составного планетарного механизма из трех дифференциалов типа $D\overline{AI}$. Два из них работают в дифференциальном режиме, третий (как приведенный) – при остановленном водиле. Структурная схема этого механизма (рис.6б) отвечает схеме 23-3 из [2], состоит из двух структурных схем bf и af по рис.2 и содержит два замкнутых контура. Первый (левый) образован двумя дифференциалами и имеет только одно суммирующее звено H_1 в двойной связи. Второй контур образован дифференциалом и приведенным механизмом и также содержит только одно суммирующее звено H_2 . Следовательно, такой составной планетарный механизм не содержит в своих контурах циркулирующих мощностей, что подтверждается подробным рассмотрением направлений сил и скоростей соответствующих точек (рис.6а и б). В приведенном механизме поток относительной мощности направлен от звена 9 к звену 7 и поэтому $T_j = -T_9 i_{79} \eta_{79}$, где $i_{79} = 1/i_{97}$.

Крутящие моменты (при $T_1 = 1$) на всех основных звеньях показаны на структурной схеме. Их знание позволяет составить выражение для общего передаточного отношения как $i_{17} = -\frac{T_{10}}{T_1} = -T_{10}$, где

$$T_{10} = T_{H_2} + T_7, \quad \text{и общего коэффициента полезного действия при ведущем } z_1 -$$

$$\eta_{17} = -\frac{P_B}{P_A} = -\frac{T_{10} \omega_7}{T_1 \omega_1} = -\frac{T_{10}}{i_{17}}.$$

Выражение для к.п.д. при ведомом колесе z_1 определяется обратными потоками как относительных так и абсолютных мощностей и может быть получено из выражения для η_{17} рассмотрением обратных величин всех к.п.д. (подстановкой степени -1), то есть

Общие зависимости для инженерного анализа составных механизмов из нескольких дифференциалов повторяют изложенные ранее в этой работе. Представление на структурных схемах величин крутящих моментов основных звеньев позволяет определить их общее передаточное отношение и общий к.п.д. для схем с одной степенью подвижности.

Определение передаточного отношения при $W > 1$ лишено смысла. Оно допустимо и возможно только при задании соотношения между скоростями нескольких одноименных выходных звеньев (ведущих или ведомых). К.п.д. составного механизма при $W > 1$ так же зависит от направлений разветвляющихся или собирающихся потоков. Однако, этим методом легко определяются частные передаточные отношения всех частных механизмов для составления основного кинематического уравнения [2]. Также легко определяются наличие и величины циркулирующих мощностей в замкнутых контурах и необходимые уравнения для определения частных и общего коэффициентов полезного действия любого составного планетарного механизма.

Общие выводы.

Предложен новый инженерный метод образования и исследования составных планетарных механизмов из двух любых дифференциалов, имеющих три основных звена.

Разработаны структурные схемы соединения базовых дифференциальных механизмов.

Установлены общие правила наличия или отсутствия циркулирующей мощности в образуемых замкнутых схемах.

Предложены новые простые методы определения общего передаточного отношения и общего к.п.д. составных механизмов с одной степенью подвижности без трудоемких аналитических расчетов.

Показана возможность использования этого метода для составных дифференциальных механизмов с несколькими степенями подвижности.

Список литературы: 1. *Ткаченко В.А.* Планетарные механизмы (оптимальное проектирование). Харьков, ХАИ, 2003, 446с. 2. *Ткаченко В.А., Шебанов И.Г.*, Общий метод кинематического исследования дифференциальных механизмов. Вестник НТУ ХПИ №30, Харьков, 2004, с.94-106. 3. *K Arnaudow*, Einfaches verfahren zur Ermittlung des Übersetzungs – verhältnisses zusammengesetzter Planetengetriebe, VDI Berichte, NR.1230, 1996, p.313-328. 4- *K. Arnaudow*, *D. Karaivanov*, Die zusammengesetzten mehrsteg – planetengetriebe,, ihre systematik, eigenschaften und möglichkeiten, Труды международной конференции «Техника приводов-03», Болгария, Варна, 2003. 5. *Ткаченко В.А., Сапрыкин В.Н., Кавецкий С.Н.* Картины скоростей дифференциальных механизмов с рядным и планетарным развитием сателлитов при конечном звене водиле. Вестник НТУ ХПИ №30, Харьков, 2004, с.85-94.

Поступила в редакцию 24.05.05