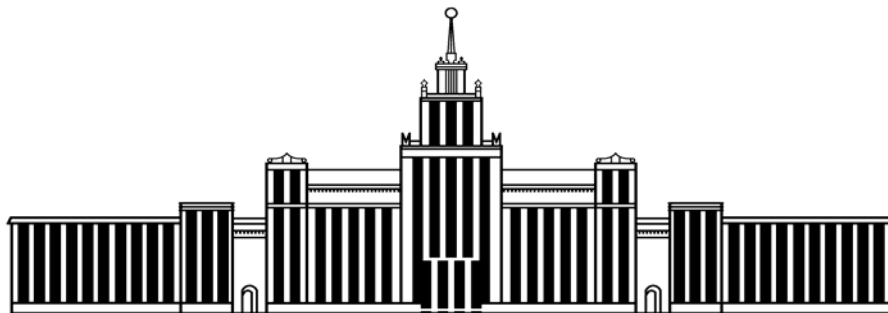


---

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

---



---

ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
КАФЕДРА СПЕЦИАЛЬНЫХ И ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН

---

621.83(07)  
Ф538

Н.В. Филичкин

**АНАЛИЗ ПЛАНЕТАРНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ  
ТРАНСПОРТНЫХ И ТЯГОВЫХ МАШИН**

Учебное пособие

*Компьютерная версия,  
исправленная и дополненная*

---

Челябинск  
2008

---

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное агентство по образованию  
Южно-Уральский государственный университет  
Кафедра специальных и дорожно-строительных  
машин

621.83(07)  
Ф538

Н.В. Филичкин

## АНАЛИЗ ПЛАНЕТАРНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ТРАНСПОРТНЫХ И ТЯГОВЫХ МАШИН

Учебное пособие

*Компьютерная версия,  
исправленная и дополненная*

*Допущено УМО вузов РФ по образованию в области транспорт-  
ных машин и транспортно-технологических комплексов в качестве  
учебного пособия для студентов вузов, обучающихся по специаль-  
ностям “Автомобиле- и тракторостроение”, “Многоцелевые гусеничные  
и колесные машины” и “Подъемно-транспортные, строительные, до-  
рожные машины и оборудование” направления подготовки дипломиро-  
ванных специалистов “Транспортные машины и транспортно-  
технологические комплексы”*

Челябинск  
Издательство ЮУрГУ  
2008

УДК 621.833.65(075.8) + [629.113.001.2: 621.833.65](075.8) +  
+ [629.114.2.– 2: 621.833.65](075.8)

Ф538

*Одобрено  
учебно-методической комиссией  
автотракторного факультета*

*Рецензенты:  
В.Н. Белоусов и В.Н. Тимонин*

*Коллективный рецензент –  
– кафедра гусеничных машин  
Курганского государственного университета*

Филичкин Н.В.

Ф538      Анализ планетарных коробок передач транспортных и тяговых машин /  
/ Филичкин Н.В.; Учебное пособие. Компьютерная версия, исправленная и  
дополненная. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2008. – 178 с.

ISBN 5-696-03134-X

Учебное пособие подготовлено в соответствии с образовательным стандартом и учебно-методическим комплексом специальностей 150300 – “Многоцелевые гусеничные и колесные машины” и 170900 – “Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование”. В пособии изложены необходимые сведения из теории планетарных передач, разъяснен порядок выполнения анализа схем планетарных коробок передач, предложена система критериев оценки качества схем. В приложении к учебному пособию приведено 285 кинематических схем планетарных коробок передач самоходных машин различного назначения.

Учебное пособие предназначено для изучения дисциплин “Шасси многоцелевых гусеничных и колесных машин” и “Трансмиссии дорожно-строительных машин”, а также для использования в самостоятельной работе студентов на курсовом и дипломном проектировании.

Учебное пособие может быть полезно для студентов смежных специальностей автотракторного направления и инженерно-технических работников, занимающихся разработкой, проектированием, изготовлением, эксплуатацией и ремонтом планетарных коробок передач самоходных машин.

Ил. 330, табл. 10, список лит. – 67 назв.

УДК 621.833.65(075.8) + [629.113.001.2: 621.833.65](075.8) +  
+ [629.114.2.– 2: 621.833.65](075.8)

ISBN 5-696-03134-X

© Н.В. Филичкин, 2008.  
© Издательство ЮУрГУ. 2008.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	5
1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ .....	6
2. ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ ПКП .....	9
3. ТИПЫ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ, ИХ ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА .....	11
3.1. Внутреннее передаточное число ПМ, кинематическая характеристика ПМ .....	17
3.2. Уравнение кинематической связи ПМ. План угловых скоростей ПМ .....	17
3.3. Относительная угловая скорость сателлита .....	22
3.4. Числа зубьев зубчатых колес ПМ .....	27
3.5. Соотношение величин и направлений крутящих моментов, нагружающих основные звенья ПМ .....	37
3.6. Уравновешивание сложных ПМ .....	47
3.7. Внутренний коэффициент полезного действия ПМ .....	60
4. АНАЛИЗ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ ПКП .....	60
4.1. Индексация основных звеньев ПКП .....	62
4.2. Определение значений ВПЧ и кинематической характеристики ПМ .....	64
4.3. Проверка условий существования ПМ .....	65
4.4. Определение числа степеней свободы ПКП .....	68
4.5. Определение закона управления ПКП .....	69
4.5.1. Определение кинематических передаточных функций (КПФ) .....	71
4.4.2. Определение передаточных чисел ПКП .....	72
4.6. Определение величин угловых скоростей основных звеньев, относительных угловых скоростей сателлитов и выключенных управляющих элементов .....	75
4.7. Определение величин и направлений крутящих моментов, нагружающих ПКП .....	80
4.8. Построение потоков мощности в ПКП .....	91
4.9. Расчет значений коэффициента полезного действия ПКП .....	96
5. КОЛИЧЕСТВЕННЫЕ КРИТЕРИИ КАЧЕСТВА СХЕМ ПКП .....	103
5.1. Критерий мощностной нагрузки ПКП на передачах переднего хода .....	104
5.2. Критерий мощностной нагрузки ПКП на передачах заднего хода .....	104
5.3. Критерий силовой нагруженности блокировочных фрикционов .....	105
5.4. Критерий силовой нагруженности тормозов ПКП .....	105

5.5. Критерий скоростной нагруженности подшипников сателлитов .....	106
5.6. Критерий скоростной нагруженности выключенных блокировочных фрикционов и дисковых тормозов .....	106
5.7. Критерий средневзвешенного уровня КПД .....	107
5.8. Критерий средней используемости элементарных ПМ в составе ПКП .....	108
5.9. Критерий сложности устройства ПКП .....	109
5.10. Критерий сложности системы управления ПКП .....	110
5.11. Использование критериев качества схем ПКП .....	111
6. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ И УПРАЖНЕНИЯ .....	112
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	118
ПРИЛОЖЕНИЕ. Кинематические схемы ПКП .....	120
П.1. Реверсы (+1;-1) .....	120
П.2. Двухскоростные ПКП (+2) .....	123
П.3. Двухскоростные ПКП (+2;-1) .....	127
П.4. Трехскоростные ПКП (+3) .....	129
П.5. Трехскоростные ПКП (+3;-1) .....	132
П.6. Трехскоростные ПКП (+3;-3) .....	139
П.7. Четырехскоростные ПКП (+4) .....	140
П.8. Четырехскоростные ПКП (+4;-1) .....	142
П.9. Четырехскоростные ПКП (+4;-2) .....	155
П.10. Пятискоростные ПКП (+5;-1) .....	158
П.11. Шестискоростные ПКП (+6;-1) .....	161
П.12. Шестискоростные ПКП (+6;-2(3)) .....	163
П.13. Многоскоростные ПКП .....	167
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	175

## ВВЕДЕНИЕ

Планетарные коробки передач (ПКП) используются в силовых передачах самоходных транспортных и тяговых машин с первых десятилетий XX века. Сначала применение ПКП было крайне редким, что объясняется отсутствием на то время достаточно развитой теории планетарных передач и невысоким, по современным меркам, технологическим уровнем машиностроения.

В дальнейшем использование ПКП непрерывно возрастало и, к рубежу XX–XXI веков, приобрело практически абсолютный статус в составе силовых передач подавляющего большинства как серийно выпускаемых, так и, особенно, вновь разрабатываемых образцов легковых и грузовых автомобилей, автобусов, промышленных и сельскохозяйственных тракторов, строительных и дорожных машин, объектов бронетанковой техники и прочих видов наземных самоходных машин самого различного назначения.

Чрезвычайно широко применяются планетарные передачи не только в коробках передач, но и в других агрегатах трансмиссий – в механизмах поворота гусеничных машин, в разветвляющих и суммирующих передачах, в согласующих редукторах и редукторах отбора мощности, в раздаточных коробках, в бортовых и колесных редукторах и т. д.

Наиболее современные и перспективные комбинированные трансмиссии: гидромеханические, объемногидромеханические и электромеханические, особенно многопоточные, выполняются с практически обязательным использованием как отдельных планетарных механизмов (ПМ), так и целых ПКП в их составе.

Есть все основания полагать, что, по крайней мере в обозримом будущем, уровень использования ПКП, при условии их дальнейшего совершенствования, будет только возрастать.

К настоящему времени в мире созданы тысячи различных схем ПКП, но ресурсы творчества в этой области далеко не исчерпаны. Инженеры XXI века должны создавать новые прогрессивные схемы ПКП для перспективных машин, а это возможно только при условии подробного и тщательного анализа уже имеющихся схем ПКП.

Предлагаемое учебное пособие посвящено вопросам анализа схем ПКП с целью получения подробной и объективной оценки наиболее существенных достоинств и недостатков ПКП.

В Приложении к учебному пособию (см. с.120–174) приведены 284 кинематические схемы ПКП для самоходных машин, созданные в различных странах на протяжении XX века [1–10, 13–18, 22, 26–44, 46–50, 53, 58–67].

Следует предупредить, что предлагаемое учебное пособие может быть достаточно эффективно использовано студентами только при регулярном посещении лекционных, практических и лабораторных занятий, так как пособие, в силу очевидных причин, не может претендовать на исчерпывающую полноту и подробность излагаемого материала. Самостоятельное изучение теории анализа ПКП возможно только при внимательной и подробной проработке литературных источников [5–8, 10, 16, 17, 19, 23, 26, 30, 35, 36, 38, 41, 62], приведенных в библиографическом списке.

# 1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Планетарными коробками передач (ПКП) называют многоскоростные (с числом передач две и более) коробки передач, составленные из планетарных механизмов (ПМ).

Планетарные механизмы (ПМ) – это зубчато-рычажные механизмы, в которых, в отличие от простых зубчатых механизмов, оси некоторых зубчатых колес подвижны, вследствие чего эти зубчатые колеса при работе механизма совершают сложное движение, состоящее из двух простых вращательных движений – относительного и переносного.

Простейший, так называемый элементарный ПМ, состоит из трех основных и нескольких одинаковых вспомогательных (пассивных) звеньев.

Основными звеньями элементарного ПМ, имеющими общую ось вращения, совпадающую с осью самого ПМ, являются два центральных зубчатых колеса и водило.

Центральное зубчатое колесо с внешними зубьями называют солнечным колесом или солнцем, центральное зубчатое колесо с внутренними зубьями называют эпициклическим колесом или эпициклом (син.: коронная шестерня, корона или вечная шестерня, венец).

В элементарном ПМ в качестве центральных зубчатых колес могут быть применены солнце и эпицикл, два солнца, либо два эпицикла.

Водило ПМ (син.: сателлитоноситель) несет на себе установленные на подшипниковых опорах вспомогательные (пассивные) звенья – сателлиты, представляющие собой зубчатые колеса (или группы колес) с внешними зубьями. Оси сателлитов не совпадают с осью ПМ и основных его звеньев. Сателлиты находятся в одновременном и постоянном зацеплении с обоими центральными зубчатыми колесами ПМ. Количество сателлитов (групп парных сателлитов) в ПМ обычно составляет от двух до шести, чаще всего, три-четыре. В различных элементарных ПМ применяются сателлиты одновенцовые (простые зубчатые колеса), двухвенцовые (два соосных зубчатых колеса с общей ступицей) и парные (два простых зубчатых колеса, зацепленные друг с другом). В ПМ используются только сателлиты с внешними зубьями.

Если в ПМ имеется в наличии более, чем три основных звена, то такой ПМ называют сложным.

В сложных ПМ основными звеньями являются три, или более, центральных зубчатых колеса и одно водило. Сателлиты сложных ПМ – многовенцовые (как минимум, двухвенцовые) и парные, реже строенные. Сложных ПМ с одновенцовыми сателлитами не бывает.

В составе сложных ПМ всегда можно выделить несколько элементарных трехзвенных ПМ, каждый из которых включает в себя два центральных зубчатых колеса и водило. Водило сложного ПМ входит в состав всех элементарных ПМ, составляющих сложный ПМ. Каждое центральное зубчатое колесо входит в состав нескольких элементарных ПМ, как минимум – двух.

Различают плоские и пространственные ПМ. В плоских ПМ основные звенья и сателлиты совершают вращательное движение в одной или в нескольких парал-

лельных плоскостях. Все прочие ПМ – пространственные. Примером пространственного элементарного ПМ может служить конический симметричный дифференциал, применяющийся в приводе ведущих колес многих автомобилей.

Каждый элементарный, а также сложный ПМ, имеет две степени свободы, что следует из уравнения, предложенного П.Л. Чебышевым для плоских механизмов:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4,$$

где  $W$  – число степеней свободы механизма;

$n$  – число подвижных (вращающихся) звеньев;

$p_5$  – число кинематических пар 5-го класса (подшипниковых опор основных звеньев и сателлитов);

$p_4$  – число кинематических пар 4-го класса (зубчатых зацеплений).

Элементарный ПМ, например, с одновенцовым сателлитом, содержит четыре подвижных звена: три основных – солнечное колесо, водило, эпициклическое колесо и сателлит, четыре подшипниковые опоры: три опоры основных звеньев в корпусе механизма и одну опору сателлита на водиле, а также два зубчатых зацепления: солнце-сателлит и сателлит-эпицикл. Следовательно,

$$W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 2 = 2.$$

При определении числа степеней свободы учитывался только один сателлит, хотя на самом деле в ПМ устанавливают несколько сателлитов. Реальное число сателлитов с их подшипниковыми опорами и зубчатыми зацеплениями учитывать не нужно, так как угловые скорости сателлитов в одном ПМ, относительные и абсолютные, совершенно одинаковы. Кроме того, число кинематических пар 5-го класса всегда принимается равным числу подвижных звеньев, несмотря на то, что во многих ПКП некоторые основные звенья ПМ выполняются плавающими (безопорными, самоустанавливающимися), фактически, не снабженными подшипниковыми опорами, что способствует выравниванию силовой нагрузки сателлитов ПМ.

Наличие двух степеней свободы означает, что для передачи мощности через ПМ при одном ведущем и одном ведомом основном звене третьему основному звену необходимо задать определенную угловую скорость. В этом случае лишняя степень свободы будет снята. Функцию задания необходимой угловой скорости третьему основному звену ПМ выполняют управляющие элементы ПКП – фрикционы ( $\Phi$ ) и тормоза ( $T$ ).

Фрикционы ( $\Phi$ ) – это управляемые, чаще всего, многодисковые фрикционные муфты, которые могут соединять друг с другом два вращающихся основных звена ПМ, обеспечивая этим звеньям одинаковую, обычно ненулевую угловую скорость.

Тормоза ( $T$ ) – это управляемые фрикционные тормозные устройства (многодисковые, ленточные, колодочные), которые могут соединять вращающиеся основные звенья ПМ с корпусом передачи, обеспечивая этим основным звеньям нулевую угловую скорость.

Фрикционы ( $\Phi$ ) и тормоза ( $T$ ) по принципу своего действия являются идеальными синхронизаторами, при включении они сначала уравнивают угловые ско-



рости соединяемых звеньев (двух вращающихся звеньев – фрикцион и вращающегося звена с неподвижным корпусом – тормоз), а затем надежно соединяют их посредством сил трения. Они также являются предохранительными (сдающими) элементами ПКП, так как при резких, ударных динамических перегрузках трансмиссии способны пробуксовывать, переводя динамические перегрузки в работу сил трения с выделением тепла и защищая, тем самым, элементы конструкции агрегатов трансмиссии от возможного внезапного механического разрушения. Фрикционные управляющие элементы ПКП способны, по принципу своей работы, выполнять функции главной муфты сцепления (главного фрикциона), поэтому в механических трансмиссиях многих машин с ПКП главная муфта сцепления в виде отдельного трансмиссионного механизма вообще не применяется.

Конструктивное исполнение фрикционов и тормозов, особенно многодисковых, может быть совершенно одинаковым или, по крайней мере, унифицированным, несмотря на существенное различие функционального назначения фрикционов и тормозов.

Иногда в качестве фрикционов ( $\Phi$ ) и тормозов ( $T$ ), а чаще, совместно с ними, используют автоматически срабатывающие, включающиеся (заклинивающиеся) и выключающиеся (расклинивающиеся) механизмы свободного хода ( $M$ ), называемые также обгонными муфтами или автологами (autolock, англ. – автоматический замок). Механизмы свободного хода, используемые в ПКП совместно с фрикционными управляющими элементами – фрикционами и тормозами, устанавливаются последовательно или параллельно этим фрикционным управляющим элементам.

Рациональное использование механизмов свободного хода ( $M$ ) совместно с фрикционными управляющими элементами ( $\Phi$  и  $T$ ) позволяет существенно упростить систему управления коробкой передач и наиболее простым способом исключить разрывы потока мощности при переключении передач.

Для получения многоскоростных ПКП необходимо определенным образом соединить один или несколько элементарных или сложных ПМ между собой, а также с ведущим и ведомым валами и необходимым количеством управляющих элементов (фрикционов, тормозов и механизмов свободного хода), устанавливаемых на основных звеньях ПМ.

От способа соединения между собой основных звеньев ПМ, образующих ПКП, зависит число степеней свободы этой ПКП.

Если в ПКП имеются только ведущие (постоянно соединенные с ведущим валом), ведомые (постоянно соединенные с ведомым валом) и тормозные (снабженные индивидуальными тормозами) основные звенья – солнечные и эпициклические центральные зубчатые колеса и водила, то эта ПКП будет иметь две степени свободы и для получения любой передачи в ней достаточно включить только один управляющий механизм – тормоз или фрикцион.

Если же в ПКП кроме ведущих, ведомых и тормозных звеньев будут еще и, так называемые, соединительные звенья, которые только соединяют между собой основные звенья различных ПМ и не связаны постоянно с ведущим или ведомым валами ПКП, а также не снабжены тормозами, то такая ПКП будет иметь более двух степеней свободы. При одном соединительном звене ПКП имеет три степени

свободы, при двух – четыре и т.д. Для получения передачи в таких ПКП необходимо включить два управляющих элемента при  $W = 3$ , а при  $W = 4$  – три управляющих элемента. Очевидно, что увеличение числа степеней свободы ПКП усложняет управление коробкой, но зато позволяет уменьшить количество ПМ в многоскоростных ПКП.

## 2. ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ ПКП

По сравнению с коробками передач, образованными простыми зубчатыми механизмами, ПКП обладают следующими преимуществами.

1. Более высокая удельная мощность при малых габаритах и массе. Это обусловлено передачей мощности параллельными потоками одновременно через несколько пассивных звеньев – сателлитов в каждом нагруженном ПМ, что позволяет использовать существенно меньшие значения модуля зацепления и длины зуба (ширины зубчатого колеса), а значит, получить минимально возможные размеры ПМ. Кроме того, мощность в ПКП передается, в общем случае, двумя движениями: переносным – через водило и относительным – за счет взаимного обкатывания зубчатых колес.

2. Высокие значения коэффициента полезного действия (КПД). В ряде случаев, КПД ПКП на отдельных, причем наиболее используемых передачах может даже превышать КПД простого зубчатого механизма или элементарного ПМ все из-за той же передачи мощности двумя движениями: переносным и относительным. На прямой передаче ПКП вообще работает без относительных движений и ее КПД, в этом случае, может быть принят равным единице.

3. Простота как ручного, так и автоматического управления ПКП. Включение передач в ПКП осуществляется не перемещением кареток шестерен или зубчатых муфт, а включением одного или нескольких фрикционных управляющих элементов, которые, по принципу своей работы являются естественными синхронизаторами. Поэтому, кстати, в силовых передачах с использованием ПКП, как уже указывалось выше, не требуется обязательного наличия основной муфты сцепления (главного фрикциона). Кроме того, в ПКП путем осуществления определенного перекрытия процессов включения и выключения фрикционных управляющих элементов, обеспечивающих смежные передачи, можно ликвидировать разрывы потока мощности при переключениях передач. Использование во многих ПКП механизмов свободного хода ещё более упрощает управление.

4. Соосность компоновки ПКП, то есть совпадение осей ведущего и ведомого валов. Это позволяет в любой ПКП получить прямую передачу без использования ПМ, а только за счет блокировочного фрикциона при КПД равном единице и с нулевым реактивным моментом. Кроме того, естественная соосность ПКП обеспечивает ей минимально возможный поперечный (радиальный) габарит.

5. Практически полное отсутствие радиальных нагрузок на основных звеньях ПКП. Это позволяет использовать простые и надежные подшипниковые опоры минимальных размеров. Более того, зачастую ряд основных звеньев ПКП можно вы-

полнить плавающими (безопорными) или, что то же самое, самоустанавливающимися.

6. Независимость радиального габарита ПКП от величины ее кинематического диапазона. Если в коробке передач, выполненной из простых зубчатых механизмов, любое увеличение кинематического диапазона неминуемо увеличивает поперечный (радиальный) размер коробки, то ПКП с любым кинематическим диапазоном может быть выполнена в одном и том же радиальном габарите, определяемом только передаваемой мощностью.

7. Возможность использования в многоскоростной ПКП унифицированных по числам зубьев зубчатых колес планетарных механизмов. Существует достаточно много ПКП, содержащих в своем составе большинство или даже все ПМ, выполненные с одинаковыми числами зубьев центральных зубчатых колес и сателлитов, что упрощает изготовление и удешевляет эти ПКП (см., например, Приложение, рис.П.1.10; П.2.1; П.3.3, 3.8, 3.13–14; П.4.7, 4.14; П.5.9–10, 5.25–26, 5.29, 5.35, 5.37, 5.39–40, 5.42–44; П.6.5–7; П.7.1, 7.5–6, 7.8–9; П.8.11, 8.15, 8.23, 8.25–26, 8.29–8.30, 8.36–37, 8.49; П.9.2–4, 9.7, 9.11, 9.14; П.10.7; П.11.5, 11.7, 11.9; П.12.1, 12.7–12.8, 12.11, 12.16; П.13.5, 13.13, 13.15–16, 13.18, 13.20).

В то же время ПКП присущи и некоторые серьезные недостатки.

1. Более высокая сложность всей конструкции ПКП, отдельных ее узлов и деталей. Это требует высочайшей квалификации конструкторов и расчетчиков, создающих ПКП, совершенного технологического обеспечения производства, применения высококачественных конструкционных материалов и комплектующих изделий, квалифицированного и добросовестного рабочего персонала. Неизбежным следствием этого является существенное повышение себестоимости ПКП. Кроме того, высокая сложность ПКП обуславливает некоторое снижение статистической надежности, усложняет и удорожает обслуживание и ремонт.

2. В ПКП необходимо осуществлять надежный подвод рабочей жидкости к бустерам управляющих элементов и в точки принудительной смазки. Из-за этого приходится обеспечивать порой весьма сложные управляющие и смазочные коммуникации, снабжаемые многочисленными уплотняющими, распределительными и дозирующими устройствами.

3. ПКП необходимо снабжать собственными насосными станциями и системами кондиционирования (охлаждения и очистки) рабочей жидкости. Из-за этого существенно усложняется конструкция ПКП и увеличиваются затраты мощности (снижается общий КПД передачи).

4. Фрикционные тормоза в ПКП с замедляющими передачами, нагружаются моментами, в несколько раз превышающими момент на ведущем валу коробки. Это обусловлено тем, что из-за соосности ПКП реактивные (уравновешивающие) моменты на не прямых передачах замыкаются на корпус только через управляющие элементы – тормоза (Т) и корпусные механизмы свободного хода (М), а не через подшипниковые опоры основных звеньев, как в простых коробках передач. Величина реактивного момента, нагружающего тормоза на передачах переднего хода, при этом, равна разности величин моментов на ведущем и ведомом валах коробки и сумме этих величин – на передачах заднего хода.

5. Многие схемы ПКП выполнены с внутренней, часто значительной, циркуляцией мощности на отдельных передачах. Следствием является силовая перегрузка элементов конструкции ПКП и снижение КПД. Кроме того, во многих ПКП для получения некоторых передач затормаживают водило ПМ, превращая этот ПМ, по существу, в простой зубчатый механизм с неподвижными осями всех составляющих его зубчатых колес. Это ведет к некоторому ухудшению КПД ПКП на таких передачах.

6. Реализованные схемы ПКП, особенно на большое число передач, практически никогда не являются гарантированно лучшими из всех возможных при заданных кинематических характеристиках коробки. Число возможных различных схем ПКП для одного и того же кинематического задания может исчисляться десятками и сотнями миллионов и практически нереально исследовать все возможные варианты схем для выбора оптимального, даже с широким использованием компьютерных технологий.

7. В ПКП, особенно с большим числом передач, затруднен подбор передаточных чисел промежуточных передач, обеспечивающих разбивку диапазона ПКП по закону, например, геометрической прогрессии или какому-либо другому, наперед заданному. Это связано с необходимостью безусловного соблюдения условий существования ПМ: соосности, сборки и соседства.

Тем не менее, несмотря на отмеченные недостатки, ПКП, как уже говорилось выше, приобрели уже значительный и постоянно увеличивающийся удельный вес в общей номенклатуре коробок передач самоходных машин самого различного назначения благодаря своим неоспоримым достоинствам.

### 3. ТИПЫ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ, ИХ ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА

В составе ПКП транспортных и тяговых машин практически исключительно применяются плоские ПМ, то есть такие, в которых все звенья, и основные, и пассивные, вращаются в одной или в параллельных плоскостях, а оси всех звеньев, и основных, и пассивных, совпадают или параллельны друг другу и главной оси симметрии всего ПМ.

В плоских ПМ используются только цилиндрические зубчатые колеса внешнего и внутреннего зацепления.

Прочие ПМ называются пространственными (см., например, Приложение, рис. П.8.6). Пространственные ПМ выполняются с использованием конических зубчатых колёс.

Плоские элементарные ПМ, кинематические схемы которых представлены на рис.3.1, бывают всего семи типов: с одновенцовыми сателлитами (рис.3.1.а) – один, с двухвенцовыми сателлитами (рис.3.1.б, в, г) – три, и с парными сателлитами (рис.3.1.д, е, ж) – три.

В элементарном ПМ с одновенцовыми сателлитами каждый сателлит одновременно сцеплен с центральным солнечным колесом (внешнее зацепление) и с центральным эпициклическим колесом (внутреннее зацепление).

В элементарных ПМ с двухвенцовыми сателлитами один зубчатый венец сателлита сцеплен с одним из центральных зубчатых колес, а второй венец сателлита – с другим центральным зубчатым колесом, а в элементарных ПМ с парными сателлитами, каждый сателлит пары сцеплен с одним из центральных зубчатых колес и, кроме того, парные сателлиты имеют внешнее зацепление друг с другом.

На рис.3.1 для обозначения основных звеньев ПМ использованы следующие буквенные индексы:

С – солнечное колесо (солнце);

В – водило;

Э – эпициклическое колесо (эпицикл).

В элементарных ПМ с двумя солнечными или эпициклическими колесами к обозначениям центральных зубчатых колес добавлены цифровые индексы: 1 – для меньшего (с меньшим диаметром делительной окружности), 2 – для большего (с большим диаметром делительной окружности) колеса.

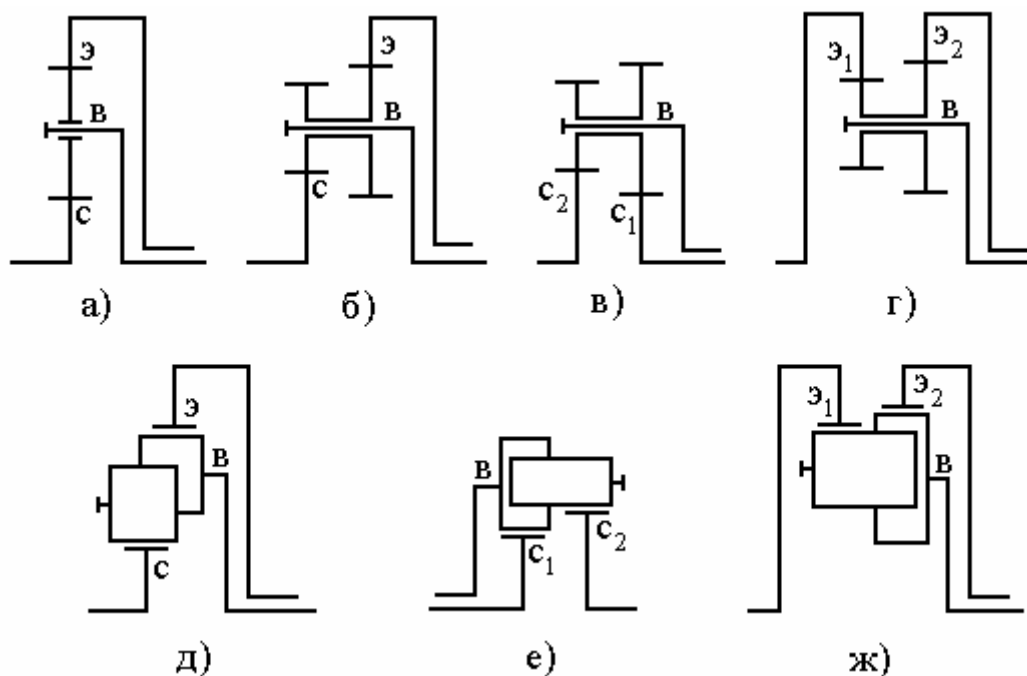


Рис.3.1. Типы плоских элементарных ПМ

Элементарные ПМ по рис.3.1.е, ж, при необходимости, могут выполняться с одинаковыми по размерам и числам зубьев центральными зубчатыми колёсами. Такие ПМ часто применяются в симметричных реверсах (+1; –1).

Элементарные ПМ по рис.3.1.в, г, никогда не выполняются с одинаковыми по размерам и числам зубьев центральными зубчатыми колёсами, так как, в этом случае, такие изделия потеряли бы свойства планетарных механизмов. Их центральные зубчатые колёса и водила всегда бы имели абсолютно одинаковые и по величине и по направлению абсолютные угловые скорости (постоянная блокировка), другими словами, эти устройства представляли бы собой нечто вроде переусложнённых соединительных зубчатых муфт.

При работе со схемами ПКП следует обязательно использовать символические обозначения элементарных ПМ, для чего всем основным звеньям ПМ присваиваются буквенные или цифровые индексы. Как правило, в качестве индексов

обычно используются русские (не обязательно “с, в, э”) и греческие буквы, а также арабские цифры. При обоснованной необходимости допускается индексация основных звеньев ПМ буквами иных алфавитов или какими-либо значками.

При индексации схем ПКП следует присваивать один и тот же индекс основным звеньям различных ПМ, постоянно и жестко соединенным между собой.

Символическое обозначение элементарного ПМ состоит из последовательно записанных индексов меньшего центрального зубчатого колеса, затем водила, и, наконец, большего центрального зубчатого колеса.

Заметим, что, если остановить водило любого ПМ, то он вырождается в простой зубчатый механизм с неподвижными осями всех его зубчатых колес, при этом меньшее центральное зубчатое колесо будет, в большинстве случаев, иметь большую угловую скорость, чем большее центральное зубчатое колесо этого ПМ.

Исключением из этого правила являются все возможные элементарные ПМ с двухвенцовыми сателлитами и двумя эпициклами (см. рис.3.1.г), в которых при остановленном водиле меньший эпицикл всегда будет иметь меньшую угловую скорость, чем у большего эпицикла. Кроме того, таким же свойством могут обладать и некоторые из ПМ с двухвенцовыми сателлитами, солнцем и эпициклом (рис.3.1.б) при определенных сочетаниях чисел зубьев центральных зубчатых колес и венцов сателлита.

При определенных сочетаниях чисел зубьев центральных зубчатых колес и сателлитов, ПМ с двухвенцовыми сателлитами солнцем и эпициклом (рис.3.1.б) могут, при остановленном водиле иметь одинаковые угловые скорости центральных зубчатых колес.

Таким же свойством обладают ПМ с парными сателлитами и двумя солнцами (рис.3.1.е) или двумя эпициклами (рис.3.1.ж) при одинаковых числах зубьев центральных зубчатых колес.

Для всех семи типов элементарных ПМ, показанных на рис.3.1, их символические обозначения будут выглядеть следующим образом.

Рисунок	Символическое обозначение ПМ
3.1.а	С В Э;
.б	С В Э;
.в	$C_1 В C_2$ ;
.г	$Э_1 В Э_2$ ;
.д	С В Э;
.е	$C_1 В C_2$ ;
.ж	$Э_1 В Э_2$ .

Кроме элементарных ПМ во многих ПКП с целью обеспечения их наибольшей компактности применяются и, так называемые, сложные ПМ.

Сложные ПМ получают на основе элементарных ПМ с двухвенцовыми (а также, с числом венцов более трех) и парными или строенными сателлитами путем добавления основных звеньев – центральных зубчатых колес (солнечных и эпицилических).

Таким образом, в сложных ПМ число основных звеньев составляет четыре и более, при, обязательно, одном водиле (рис.3.2).

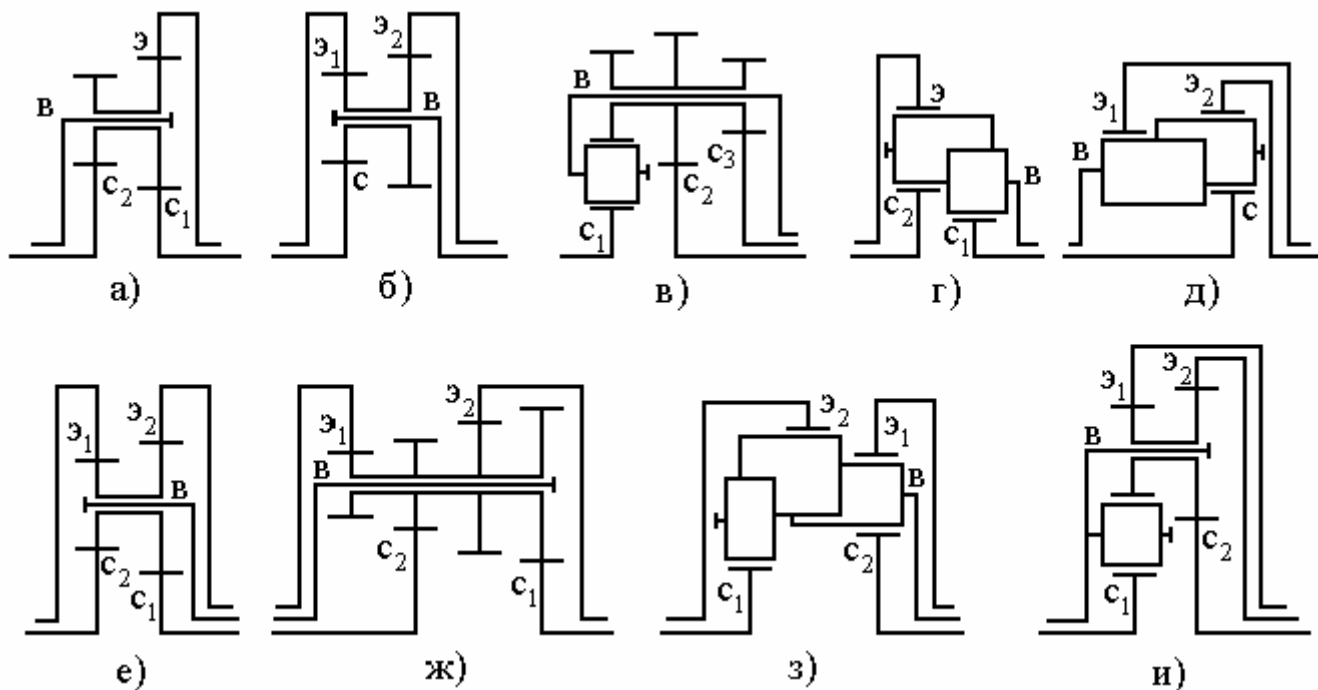


Рис.3.2. Примеры сложных ПМ: (а – д) с четырьмя основными звеньями; (е – и) с пятью основными звеньями

В каждом сложном ПМ могут быть выделены элементарные ПМ: по три элементарных ПМ в четырехзвенных сложных ПМ и по шесть элементарных ПМ – в пятизвенных сложных ПМ.

Рисунок	Символические обозначения элементарных ПМ в составе сложных ПМ
3.2.а	$C_1BC_2$ ; $C_1BЭ$ ; $C_2BЭ$ ;
.б	$CBЭ_1$ ; $CBЭ_2$ ; $Э_1BЭ_2$ ;
.в	$C_1BC_2$ ; $C_1BC_3$ ; $C_2BC_3$ ;
.г	$C_1BC_2$ ; $C_1BЭ$ ; $C_2BЭ$ ;
.д	$CBЭ_1$ ; $CBЭ_2$ ; $Э_1BЭ_2$ ;
.е, ж, з, и	$C_1BC_2$ ; $C_1BЭ_1$ ; $C_1BЭ_2$ ; $C_2BЭ_1$ ; $C_2BЭ_2$ ; $Э_1BЭ_2$ .

Очевидно, могут быть выполнены и более сложные ПМ, например шести-звенные, состоящие из десяти элементарных ПМ, семизвенные, состоящие из пятнадцати элементарных ПМ и т.д.

Следует только учитывать, что усложнение ПМ неизбежно ведет к стремительному росту сложности реального конструктивного воплощения как самого ПМ, так и ПКП, создаваемой с использованием этого ПМ. Однако, разумное использование сложных ПМ позволяет получить ПКП с необходимым, зачастую довольно большим числом передач при минимальных радиальном и осевом габаритах ПКП (см., например, Приложение, рис.П.8.1–4, 8.6, 8.12–13, 8.17–18; 8.35, 8.44–8.48; П.9.8, 9.12; П.10.10; П.11.8; П.12.3, 12.5, 12.10 12.12, 12.14, 12.17; П.13.2, 13.12, 13.14, 13.16, 13.23 и др.).

Имеет определенные перспективы использование в составе ПКП сложных ПМ со строенными сателлитами внешнего зацепления. В этих ПМ сателлиты находятся в зацеплении друг с другом и, помимо этого, каждый сателлит сцеплен с одним или двумя центральными зубчатыми колесами (см. Приложение, рис.П.4.8, 4.12–13; П.5.32–33; П.7.10–7.14; П.13.16, а также [34, 51–53]).

Такие ПМ позволяют создавать ПКП, имеющие небольшие осевой и радиальный габариты с простейшим алгоритмом управления, работающие без разрывов потока мощности, проходящего через коробку при переключении передач, с рациональным использованием МСХ наряду с фрикционными управляющими элементами (фрикционами и тормозами). При переключении передач в восходящем порядке (от низших передач к высшим) в этих ПКП достаточно включать поочередно фрикционные управляющие элементы последующих передач, не отключая ранее включенных, а при переключениях в нисходящем порядке – просто выключать поочередно управляющие фрикционные элементы предшествующих передач.

Ликвидация разрывов потока мощности в ПКП при переключении передач позволяет повысить среднюю скорость и силу тяги, улучшить разгонные характеристики, повысить комфортность езды и управления машиной, упростить систему переключения передач, особенно автоматическую, снизить динамическую нагруженность двигателя и трансмиссии машины. Использование МСХ для переключения передач обеспечивает исключение тормозных режимов работы фрикционных управляющих элементов при переходе с передачи на передачу, снижение работы буксования фрикционов и тормозов и существенное уменьшение продолжительности работы выключенных фрикционов и тормозов с высокими относительными скоростями. Благодаря этому, в таких ПКП следует ожидать заметного повышения коэффициента полезного действия (КПД) и увеличения рабочего ресурса ПКП, определяемого прежде всего, как показывает практика, надежностью и долговечностью фрикционных управляющих элементов – фрикционов (Ф) и тормозов (Т).

Следует также отметить, что любой сложный ПМ, как и каждый элементарный ПМ, обладает только двумя степенями свободы ( $W=2$ ).

Докажем это на примере сложного ПМ смешанного зацепления с двухвенцовыми сателлитами, двумя солнцами и двумя эпициклами (см. рис.3.2 е). В этом сложном ПМ пять основных звеньев – два солнца  $C_1$ ,  $C_2$ , два эпицикла  $\mathcal{E}_1$ ,  $\mathcal{E}_2$ , одно водило  $B$  и пассивное звено – двухвенцовый сателлит, т.е. всего шесть подвижных (вращающихся) звеньев ( $n=6$ ). Полагаем, что каждое вращающееся звено снабжено подшипниковой опорой ( $p_5=6$ ). В ПМ имеется всего четыре зубчатых зацепления ( $p_4=4$ ): два внешних – солнечных колёс  $C_1$  и  $C_2$  с большим и малым венцами двухвенцового сателлита и два внутренних – эпициклических колёс  $\mathcal{E}_2$  и  $\mathcal{E}_1$  с теми же венцами того же сателлита.

Таким образом, из уравнения П.Л. Чебышева для плоских механизмов следует

$$W=3n-2 p_5-p_4=3\cdot6-2\cdot6-4=2,$$

что и требовалось доказать.



Попытки создания сложных ПМ с числом степеней свободы более двух бесперспективны. Так, в работе [23, с.11, рис.1.5] предложена схема сложного ПМ смешанного зацепления с четырьмя основными звеньями – одним солнцем  $C$ , одним эпициклом  $\mathcal{E}$  и двумя водилами  $B_1$  и  $B_2$  (рис.3.3). На водиле  $B_1$  установлены одновенцовые сателлиты  $CT_C$ , находящиеся в постоянном внешнем зацеплении с центральным солнечным колесом  $C$ . На водиле  $B_2$  также установлены одновенцовые сателлиты  $CT_{\mathcal{E}}$ , находящиеся в постоянном внутреннем зацеплении с центральным эпициклическим колесом  $\mathcal{E}$ . Кроме того, сателлиты  $CT_C$  и  $CT_{\mathcal{E}}$ , установленные на водилах  $B_1$  и  $B_2$ , находятся во внешнем зацеплении друг с другом.

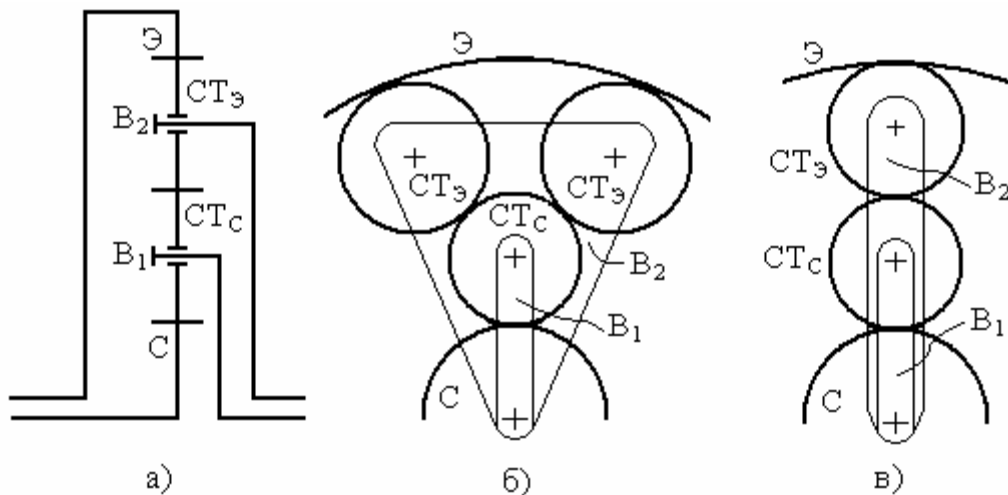


Рис.3.3. Сложный ПМ с двумя водилами

Формально, сложный ПМ, показанный на рис. 3.3, имеет три степени свободы, т.к. при четырёх основных и двух пассивных звеньях, а также трёх зубчатых зацеплениях

$$W=3 \cdot 6 - 2 \cdot 6 - 3 = 3,$$

но из рис. 3.3.б хорошо видно, что абсолютно невозможно придать водилам  $B_1$  и  $B_2$  отличающиеся друг от друга угловые скорости из-за того, что зазор между делительными окружностями солнца  $C$  и сателлитов  $CT_{\mathcal{E}}$  меньше диаметра делительной окружности сателлита  $CT_C$ . Поэтому, угловые скорости водил  $B_1$  и  $B_2$  могут быть только абсолютно одинаковыми и по величине, и по направлению, следовательно, на самом деле, здесь не два, а только одно водило, на котором устанавливаются все сателлиты, т.е. ПМ по рис.3.3.б не сложный, а элементарный, с парными сателлитами, такой же, как и на рис.3.1.д, с двумя степенями свободы.

Теперь, если выполнить сложный ПМ с двумя водилами в варианте, показанном на рис.3.3.в, тоже можно убедиться в невозможности придания водилам  $B_1$  и  $B_2$  различающихся угловых скоростей, т.к., в этом случае произойдёт немедленный выход из взаимного зацепления сателлитов  $CT_C$  и  $CT_{\mathcal{E}}$ , с прекращением существования ПМ, как планетарного механизма с постоянно зацеплёнными зубчатыми колёсами. Поэтому здесь тоже возможен только вариант работоспособного элементарного ПМ по рис.3.1.д с двумя степенями свободы.

### 3.1. Внутреннее передаточное число элементарного ПМ, кинематическая характеристика элементарного ПМ

Важнейшей характеристикой элементарного ПМ, определяющей его главные свойства, является внутреннее передаточное число (ВПЧ), под которым понимают отношение угловых скоростей ( $\omega$ ) двух основных звеньев ПМ при остановленном (заторможенном) третьем основном звене этого ПМ. Для любого элементарного ПМ можно получить шесть различных ВПЧ. Так, например, для ПМ по рис.3.1.а, (символическое обозначение СВЭ) все шесть возможных для данного ПМ ВПЧ запишутся следующим образом:

$$\begin{aligned}i_{CЭ} &= (\omega_C/\omega_Э)_{\omega_B=0}; & i_{BC} &= (\omega_B/\omega_C)_{\omega_Э=0}; \\i_{ЭC} &= (\omega_Э/\omega_C)_{\omega_B=0}; & i_{BЭ} &= (\omega_B/\omega_Э)_{\omega_C=0}; \\i_{CB} &= (\omega_C/\omega_B)_{\omega_Э=0}; & i_{ЭB} &= (\omega_Э/\omega_B)_{\omega_C=0}.\end{aligned}$$

Все шесть форм записи ВПЧ, вообще говоря, совершенно равноценны, однако, во избежание возможных ошибок и излишних сложностей, для практического использования целесообразно принять только одну форму, предпочтительно первую ( $i_{CЭ} = (\omega_C/\omega_Э)_{\omega_B=0}$ ), в качестве единственно используемой, тем более, что при такой записи ВПЧ, ПМ вырождается в простой зубчатый механизм (водило неподвижно), меньшее быстроходное центральное зубчатое колесо (солнце) ведущее, большее тихоходное центральное зубчатое колесо (эпицикл) – ведомое.

По аналогичной схеме следует записывать ВПЧ и всех остальных вариантов элементарных ПМ (см. рис.3.1).

Следует обязательно и безошибочно учитывать алгебраический знак ВПЧ. Если при остановленном водиле центральные зубчатые колеса ПМ вращаются в одном направлении, ВПЧ положительно, если же в противоположных направлениях, – ВПЧ отрицательно. Алгебраический знак любого элементарного плоского ПМ легко определить по кинематической схеме, подсчитав количество внешних зацеплений в кинематической цепочке от одного центрального зубчатого колеса, через сателлиты, и до другого центрального зубчатого колеса. Если количество внешних зацеплений в элементарном ПМ нечётное (см. рис.3.1.а, б, е, ж), его ВПЧ отрицательно, а если чётное (см. рис.3.1.в,д) или равное нулю (см. рис.3.1.) – ВПЧ положительно.

ВПЧ, взятое по абсолютной величине и обозначаемое "К", называется кинематической характеристикой ПМ. Кинематическую характеристику ПМ удобно применять при силовом анализе ПМ и ПКП.

### 3.2. Уравнение кинематической связи ПМ. План угловых скоростей звеньев ПМ

Полученное выражение ВПЧ ( $i_{CЭ} = (\omega_C/\omega_Э)_{\omega_B=0}$ ) записано для одного частного состояния ПМ, а именно, при остановленном водиле.

В общем случае угловые скорости всех основных звеньев ПМ, включая водило, могут быть и ненулевыми. Используя метод кинематической инверсии ПМ, известный также, как метод Виллиса, преобразуем выражение для ВПЧ ( $i_{CЭ} = (\omega_C/\omega_Э)_{\omega_B=0}$ ) в тождественную, но более общую форму:

$$i_{CЭ} = (\omega_C - \omega_B)/(\omega_Э - \omega_B).$$

Полученное выражение после несложных и очевидных преобразований приводится к виду

$$(1 - i_{CЭ})\omega_B = \omega_C - i_{CЭ}\omega_Э.$$

Последнее выражение, как раз, и называют уравнением кинематической связи (УКС) основных звеньев ПМ.

Выведенное УКС соответствует ПМ, показанным на рис.3.1.а, б, д.

Для элементарных ПМ по рис.3.1.в, е, УКС имеет вид

$$(1 - i_{C1C2})\omega_B = \omega_{C1} - i_{C1C2}\omega_{C2},$$

а по рис.3.1.г, ж:

$$(1 - i_{Э1Э2})\omega_B = \omega_{Э1} - i_{Э1Э2}\omega_{Э2}.$$

Входящие в УКС ВПЧ ПМ можно определить, если известны числа зубьев ( $Z$ ) центральных зубчатых колес и сателлитов, которые вместе с водилом образуют данный элементарный ПМ.

Так, ВПЧ ПМ по рис.3.1.а:

$$i_{CЭ} = -(Z_Э/Z_{ст}) \cdot (Z_{ст}/Z_C) = -(Z_Э/Z_C) < 0,$$

по рис.3.1.б:

$$i_{CЭ} = -(Z_Э/Z_{ст-Э})(Z_{ст-С}/Z_C) = -(Z_Э Z_{ст-С}/Z_{ст-Э} Z_C) < 0,$$

по рис.3.1.в:

$$i_{C1C2} = (Z_{C2}/Z_{ст-С2})(Z_{ст-С1}/Z_{C1}) = Z_{C2} Z_{ст-С1}/(Z_{ст-С2} Z_{C1}) > 0,$$

по рис.3.1.г:

$$i_{Э1Э2} = (Z_{Э2}/Z_{ст-Э2})(Z_{ст-Э1}/Z_{Э1}) = Z_{Э2} Z_{ст-Э1}/(Z_{ст-Э2} Z_{Э1}) > 0,$$

по рис.3.1.д:

$$i_{CЭ} = (Z_Э/Z_{ст-Э})(Z_{ст-Э}/Z_{ст-С}) \cdot (Z_{ст-С}/Z_C) = Z_Э/Z_C > 0,$$

по рис.3.1.е:

$$i_{C1C2} = -(Z_{C2}/Z_{ст-С2})(Z_{ст-С2}/Z_{ст-С1})(Z_{ст-С1}/Z_{C1}) = -(Z_{C2}/Z_{C1}) < 0,$$

по рис.3.1.ж:

$$i_{Э1Э2} = -(Z_{Э2}/Z_{ст-Э2})(Z_{ст-Э2}/Z_{ст-Э1})(Z_{ст-Э1}/Z_{Э1}) = -(Z_{Э2}/Z_{Э1}) < 0.$$

Отметим, что в подавляющем большинстве случаев абсолютная величина ВПЧ элементарных ПМ, вычисленная по вышеприведенным формулам, превышает единицу, то есть, ПМ с остановленным водилом, ведущим меньшим центральным зубчатым колесом и ведомым бóльшим центральным зубчатым колесом представляет из себя замедляющий редуктор, то есть, ведущее (малое) зубчатое колесо вращается с бóльшей угловой скоростью, чем ведомое (большое).

Иное возможно только в двух типах элементарных ПМ, а именно, в ПМ с двухвенцовыми сателлитами и с центральными зубчатыми колесами – солнцем и

эпициклом (см. рис.3.1.б) и двумя эпициклами (см. рис.3.1.г). В ПМ по рис.3.1.б при определенных соотношениях чисел зубьев зубчатых колес (центральных и сателлитов) возможно превращение ПМ остановкой водила не в замедляющий, а в ускоряющий редуктор с тихоходным меньшим и быстроходным бóльшим центральными зубчатыми колесами, или, как частный случай, в симметричный реверс-редуктор с одинаковыми по абсолютной величине и противоположно направленными угловыми скоростями центральных зубчатых колес.

Если в ПМ с двухвенцовыми сателлитами, солнцем и эпициклом (рис.3.1.б):

$$Z_{\text{Э}}/Z_{\text{С}} < Z_{\text{ст-Э}}/Z_{\text{ст-С}},$$

то  $|i_{\text{СЭ}}| < 1,0$  (см. Приложение, рис.П.13.14–15).

Если:

$$Z_{\text{Э}}/Z_{\text{С}} > Z_{\text{ст-Э}}/Z_{\text{ст-С}},$$

то  $|i_{\text{СЭ}}| > 1,0$  (см. Приложение, рис.П.1.9, 1.11; П.5.38, 5.44; П.6.4; П.7.4; П.8.7; П.9.16; П.12.18; П.13.12, 13.18–19, 13.23 и др.).

Если же:

$$Z_{\text{Э}}/Z_{\text{С}} = Z_{\text{ст-Э}}/Z_{\text{ст-С}},$$

то  $|i_{\text{СЭ}}| = 1,0$  (см. Приложение, рис.П.1.1; П.2.20; П.5.39, 5.47; П.9.2; П.12.13).

В любых ПМ с двухвенцовыми сателлитами, и двумя эпициклами (рис.3.1.г) всегда:

$$Z_{\text{Э2}}/Z_{\text{Э1}} < Z_{\text{ст-Э2}}/Z_{\text{ст-Э1}},$$

и, поэтому, всегда,  $i_{\text{Э1Э2}} < 1,0$  (см. Приложение, рис.П.1.19; П.2.25; П.4.9, 4.19; П.13.12, 13.23 и любые другие выполненные ПМ этого типа).

Неравенство  $Z_{\text{Э2}}/Z_{\text{Э1}} > Z_{\text{ст-Э2}}/Z_{\text{ст-Э1}}$ , при котором  $i_{\text{Э1Э2}} > 1,0$  реализовать невозможно, поэтому ПМ с двухвенцовыми сателлитами и двумя эпициклами, имеющие ВПЧ  $i_{\text{Э1Э2}}$  больше единицы, просто не существуют.

Возможен синтез ПМ с двухвенцовыми сателлитами и двумя эпициклами, имеющие ВПЧ  $i_{\text{Э1Э2}} = 1,0$ , при этом  $Z_{\text{Э2}}/Z_{\text{Э1}} = Z_{\text{ст-Э2}}/Z_{\text{ст-Э1}}$ , но такие ПМ будут иметь лишь одну степень свободы и обеспечивать только прямую передачу, то есть, будут обладать свойствами простой соединительной муфты, а не планетарного механизма. Совершенно очевидно, что изготавливать и применять такие ПМ не имеет ни малейшего смысла. Сказанное, в равной мере, касается и ПМ с двухвенцовыми сателлитами и двумя солнцами, у которых

$$i_{\text{С1С2}} = 1,0 \quad \text{и} \quad Z_{\text{С2}}/Z_{\text{С1}} = Z_{\text{ст-С2}}/Z_{\text{ст-С1}}.$$

В ПКП возможно применение элементарных ПМ с ВПЧ, абсолютная величина которого равна единице, при определенных соотношениях чисел зубьев, только следующих типов: с двухвенцовыми сателлитами, солнцем и эпициклом (рис.3.1.б), с парными сателлитами и двумя солнцами (рис.3.1.е), и, наконец, с парными сателлитами и двумя эпициклами (рис.3.1.ж), причем в двух последних типах ПМ числа зубьев обоих центральных колес должны быть одинаковыми. Такие ПМ могут использоваться в составе симметричных реверс-редукторов (см. Приложение, рис.П.1.5 и П.9.6).

Следует обязательно помнить, что ВПЧ различных видов элементарных ПМ может быть отрицательным или положительным (ВПЧ ПМ по рис.3.1.а, б, е, ж отрицательно, а по рис.3.1.в, г, д – положительно). Это обстоятельство определяется направлением вращения центральных зубчатых колес при остановленном водиле: если центральные колеса вращаются в противоположных направлениях, ВПЧ этого ПМ отрицательно, если же в одном направлении – положительно. Вообще говоря, знак ВПЧ любого элементарного ПМ можно легко определить, подсчитав число внешних зубчатых зацеплений на одном сателлите (паре сателлитов) в этом ПМ. Если число внешних зацеплений нечетное, ВПЧ отрицательно, если четное, или равное нулю, ВПЧ положительно.

Кинематика (соотношение величин и направлений угловых скоростей) основных звеньев элементарного ПМ исчерпывающе описывается УКС. Кинематика основных звеньев сложного ПМ описывается системой УКС с числом уравнений, равным числу элементарных ПМ, образующих сложный ПМ. Следует учитывать, что для описания кинематики сложного ПМ обычно достаточно использовать минимально необходимое число УКС, включающих в себя угловые скорости всех основных звеньев сложного ПМ.

УКС элементарного ПМ представляет собой линейное алгебраическое уравнение с тремя неизвестными угловыми скоростями основных звеньев. Для того чтобы определить величину угловой скорости любого основного звена, должны быть заданы величины угловых скоростей двух других основных звеньев. Это обстоятельство подтверждает, между прочим, факт наличия двух степеней свободы в каждом элементарном ПМ. Если задать величину угловой скорости одного основного звена, то можно определить только отношение угловых скоростей двух других основных звеньев этого ПМ. Из УКС также видно, что, в случае равенства угловых скоростей любых двух основных звеньев, угловая скорость третьего основного звена становится точно такой же. Это служит подтверждением факта возможности принудительной блокировки ПМ.

Геометрическая интерпретация (графическое представление) УКС называется планом угловых скоростей основных звеньев ПМ и для элементарного ПМ представляет собой три прямые линии, пересекающиеся в одной точке. Каждая из прямых линий является геометрическим местом точек, соответствующих значениям возможных абсолютных угловых скоростей основного звена ПМ. Точка пересечения прямых соответствует заблокированному состоянию ПМ. План угловых скоростей в дальнейшем для простоты будет именоваться планом скоростей, а прямые линии, его образующие, – лучами.

План скоростей строится в прямоугольных (декартовых) координатах, где по оси абсцисс откладываются масштабные значения угловой скорости основного звена ПМ, считающегося ведомым, а по оси ординат – значения угловых скоростей всех звеньев ПМ, включая ведомое. Если в ПМ, для которого строится план скоростей, определены ведущее и ведомое основные звенья, то луч ведущего звена проводится в первом и втором квадрантах параллельно оси абсцисс, а луч ведомого звена – в первом и третьем квадрантах через начало координат. Точка пересечения лучей располагается при этом в первом квадранте, обозначается "е" и называется

масштабной точкой. Луч третьего основного звена ПМ проводится также через масштабную точку.

Порядок построения плана скоростей определяется следующими правилами.

1. План скоростей элементарного ПМ – это три луча угловых скоростей основных звеньев, где луч водила расположен между лучами двух центральных зубчатых колес, если ВПЧ отрицательно и вне лучей двух центральных зубчатых колес, если ВПЧ положительно. Очевидно, что в первом случае угловые скорости центральных зубчатых колес относительно водила будут противоположно направленными, а во втором – однонаправленными.

2. Луч скорости быстроходного (относительно водила) центрального зубчатого колеса отстоит от луча водила дальше, чем луч тихоходного центрального зубчатого колеса, так как относительная (к водилу) угловая скорость меньшего зубчатого колеса обычно больше, чем у большего зубчатого колеса для большинства ПМ (исключения: для ПМ по рис.3.1.б – при определенных соотношениях чисел зубьев, по рис.3.1.г – всегда).

3. Любая прямая линия, пересекающая все три луча основных звеньев ПМ и не проходящая через масштабную точку "е", делится на два отрезка – один между лучом водила и лучом меньшего центрального зубчатого колеса, другой – между лучом водила и лучом большего центрального зубчатого колеса, причем отношение длины первого отрезка к длине второго равно абсолютной величине ВПЧ данного ПМ или, что то же самое, его кинематической характеристике К.

План скоростей основных звеньев элементарного ПМ с плоскими одновенцовыми сателлитами (см. рис.3.1.а) с ведущим звеном Э и ведомым В представлен на рис.3.4.

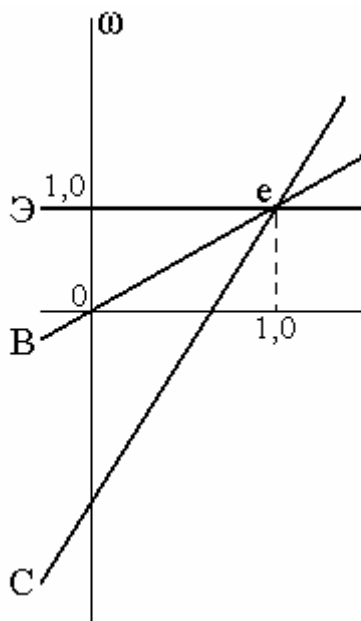


Рис.3.4. План скоростей основных звеньев ПМ "С В Э"

На плане скоростей принята постоянная угловая скорость ведущего звена  $\omega_{\text{Э}}=1,0$ , координаты масштабной точки е в этом случае становятся (1,0; 1,0).

Луч третьего основного звена ПМ – солнца С проводится через масштабную точку Е ниже луча водила таким образом, чтобы луч солнца отсек на оси ординат отрезок в К раз больший, чем отрезок, отсеченный лучом эпицикла Э.

С помощью плана скоростей можно легко определять абсолютные и относительные угловые скорости основных звеньев ПМ. Для этого нужно из точки абсциссы, соответствующей рассматриваемому состоянию ПМ, определяемому значением угловой скорости ведомого звена, восстановить перпендикуляр до пересечения с лучом основного звена. Значение ординаты и ее знак будут соответствовать значению и знаку абсолютной угловой скорости этого основного звена при данном состоянии ПМ. Разность ординат соответствуют относительной угловой скорости двух любых основных звеньев элементарного ПМ.

Отметим, что план скоростей является очень удобным и наглядным инструментом кинематического анализа любого ПМ и ПКП, позволяющим легко контролировать правильность расчетов угловых скоростей основных звеньев и относительных угловых скоростей сателлитов, своевременно выявлять и устранять возможные ошибки. Следует обязательно научиться правильно строить планы угловых скоростей для ПМ любых типов и разновидностей.

### 3.3. Относительная угловая скорость сателлита

Определение величин относительных угловых скоростей сателлитов ПМ очень важно для оценки надежности и долговечности ПМ и составленных из них ПКП, так как подшипниковая опора сателлита на водиле является, как правило, узлом с самой высокой скоростной и достаточно большой радиальной силовой нагрузкой в подавляющем большинстве известных ПКП. Кроме того, обычно достаточно сложно обеспечить надежную принудительную смазку указанного узла.

Именно поэтому при анализе схем ПКП расчетной является угловая скорость сателлита относительно водила, а не абсолютная угловая скорость сателлита, а именно:

$$\omega_{\text{ст}} = \omega_{\text{ст}}^{\text{абс}} - \omega_{\text{В}}.$$

Относительная угловая скорость сателлита определяется с использованием метода инверсии (метод Виллиса):

$$\omega_{\text{ст}}/(\omega_{\text{С}} - \omega_{\text{В}}) = -Z_{\text{С}}/Z_{\text{ст}} \quad \text{или} \quad \omega_{\text{ст}}/(\omega_{\text{Э}} - \omega_{\text{В}}) = Z_{\text{Э}}/Z_{\text{ст}},$$

откуда

$$\underline{\omega_{\text{ст}}} = - (Z_{\text{С}}/Z_{\text{ст}})(\underline{\omega_{\text{С}}} - \underline{\omega_{\text{В}}}) \quad \text{или} \quad \underline{\omega_{\text{ст}}} = (Z_{\text{Э}}/Z_{\text{ст}})(\underline{\omega_{\text{Э}}} - \underline{\omega_{\text{В}}}).$$

Из полученных выражений видно, что относительная угловая скорость сателлита в ПМ зависит, во-первых, от соотношения чисел зубьев зубчатых колес, то есть, от ВПЧ и, во-вторых, от конкретного кинематического состояния ПМ в рассматриваемый момент, то есть, от алгебраической разности абсолютных угловых скоростей основных звеньев.

Можно утверждать, что в ПМ с сателлитами, имеющими малое число зубьев по сравнению с центральными зубчатыми колесами, следует ожидать высоких значений относительных угловых скоростей этих сателлитов.

В любом элементарном или сложном ПМ, при равенстве угловых скоростей основных звеньев (блокировке), относительная угловая скорость сателлита равна нулю, а при увеличении относительных скоростей основных звеньев угловая скорость сателлита растет. Покажем это на примере ПМ (по рис.3.1.а) с ведущим эпициклом и ведомым водилом, план скоростей всех звеньев которого (основных и сателлитов) представлен на рис.3.5.

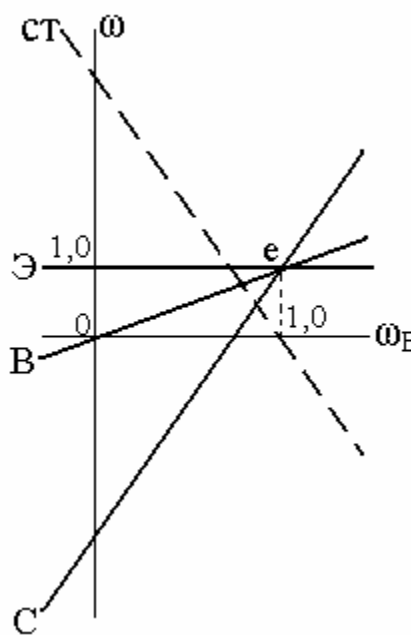


Рис.3.5. План скоростей всех звеньев ПМ “С В Э”

Учитывая линейную зависимость относительной угловой скорости сателлита от абсолютных и относительных угловых скоростей основных звеньев ПМ, можно дополнить план скоростей лучом скорости сателлита (ст). Это будет прямая линия, геометрическое место точек которой соответствует текущим значениям относительной угловой скорости сателлита, обязательно проходящая через проекцию масштабной точки "e" на ось абсцисс. Луч скорости сателлита принято проводить в виде пунктирной линии, чтобы его было легко отличить от лучей основных звеньев.

Для ПМ (по рис.3.1.д с ведущим солнцем, ведомым эпициклом и парными сателлитами) план скоростей представлен на рис.3.6, где сплошными линиями показаны лучи абсолютных угловых скоростей основных звеньев, а пунктирными – сателлитов.



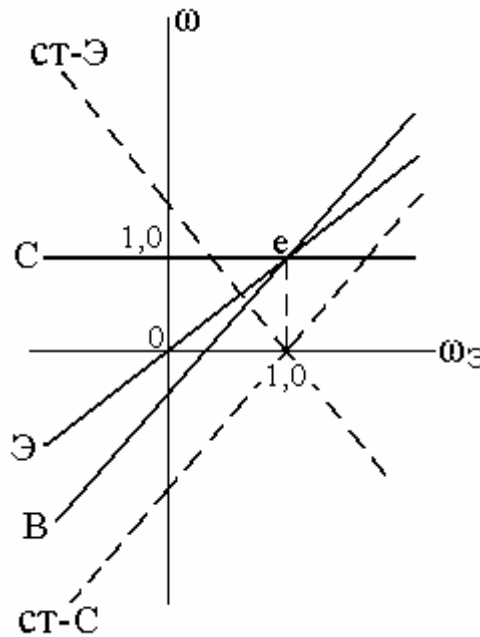


Рис.3.6. План скоростей ПМ “С В Э”  
с парными сателлитами

Для ПМ с парными сателлитами относительные угловые скорости сцепленных между собой сателлитов определяются соотношением чисел их зубьев, например, для ПМ с парными сателлитами, солнцем и эпициклом:

$$\omega_{\text{ст-С}}/\omega_{\text{ст-Э}} = - (Z_{\text{ст-Э}}/Z_{\text{ст-С}}),$$

и на плане скоростей изображаются двумя пунктирными лучами.

Из плана скоростей видно, что относительные угловые скорости парных сателлитов ст-С и ст-Э этого ПМ всегда противоположны по знаку, как и полагается для пары зубчатых колес, имеющих внешнее зацепление друг с другом, кроме состояния блокировки ПМ (точка е на плане скоростей, когда относительные скорости обоих сателлитов пары равны нулю (точка проекции масштабной точки на ось абсцисс на рис.3.6), а абсолютные угловые скорости всех трех основных звеньев ПМ одинаковы.

Для плоских элементарных ПМ с двухвенцовыми сателлитами всех трёх возможных типов (с солнцем и эпициклом, с двумя солнцами и с двумя эпициклами) величина относительной угловой скорости сателлита определяется из соотношения числа зубьев центрального зубчатого колеса, величина и направление абсолютной угловой скорости которого известны и того венца сателлита, который зацеплен с этим центральным зубчатым колесом.

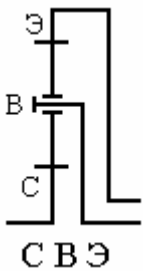
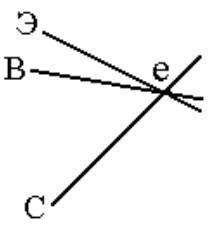
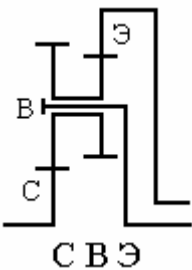
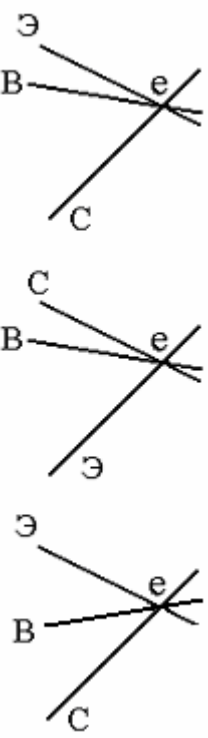
Следует только предупредить, что несмотря на наличие двух зубчатых венцов с различающимися числами зубьев у двухвенцового сателлита, он представляет собой жесткую монолитную конструкцию, зубчатые венцы которой объединены общей втулочной частью и поэтому относительные угловые скорости двух венцов сателлита могут быть только абсолютно одинаковыми и по величине и по направлению. Таким образом, при определении величины относительной угловой

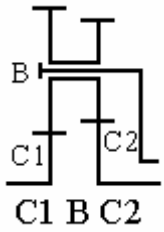
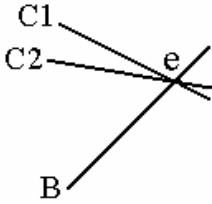
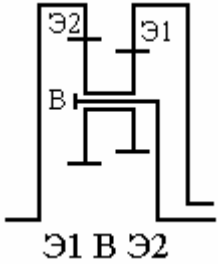
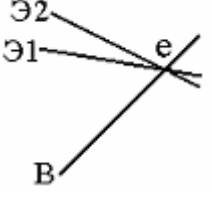
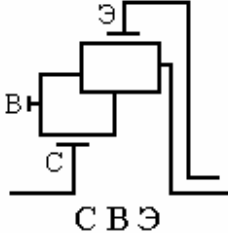
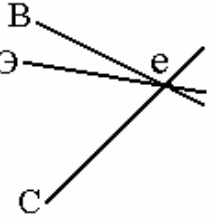
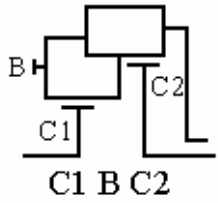
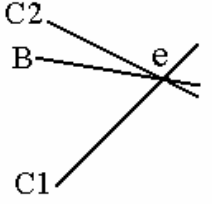
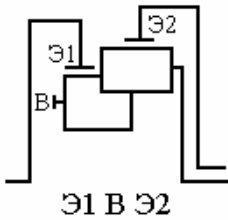
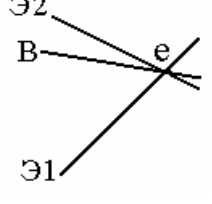
скорости двухвенцового сателлита с использованием значений угловой скорости водила и угловых скоростей обоих центральных зубчатых колёс результаты должны получаться абсолютно одинаковыми.

Сведем основные кинематические свойства всех семи типов плоских элементарных ПМ, для удобства пользования, в табл.3.1.

Таблица 3.1

Кинематические свойства плоских элементарных ПМ

Схемы и символические обозначения ПМ	Диапазон значений*, знак ВПЧ и кинематическая характеристика К	Формулы для определения величины $\omega_{ст}$	План скоростей основных звеньев
1	2	3	4
	$i_{CЭ} = \omega_C / \omega_{Э}  _{\omega_B=0} = - (1,3 \dots 4,5);$ $K = Z_{Э} / Z_C =  i_{CЭ} $	$\omega_{ст} = - (Z_C / Z_{ст}) \times (\omega_C - \omega_B);$ $\omega_{ст} = (Z_{Э} / Z_{ст}) \times (\omega_{Э} - \omega_B)$	
	$i_{CЭ} = \omega_C / \omega_{Э}  _{\omega_B=0} = - (0,5 \dots 10,0);$ $K = Z_{Э} Z_{ст-С} / Z_C Z_{ст-Э} =  i_{CЭ} $	$\omega_{ст} = - (Z_C / Z_{ст-С}) \times (\omega_C - \omega_B);$ $\omega_{ст} = (Z_{Э} / Z_{ст-Э}) \times (\omega_{Э} - \omega_B)$	

1	2	3	4
	$i_{C1C2} = \omega_{C1}/\omega_{C2} _{\omega_B=0} = 1,05 \dots 10,0;$ $K = Z_{C2}Z_{CT-C1}/Z_{C1}Z_{CT-C2} = i_{C1C2}$	$\omega_{CT} = -(Z_{C1}/Z_{CT-C1}) \times (\omega_{C1} - \omega_B);$ $\omega_{CT} = -(Z_{C2}/Z_{CT-C2}) \times (\omega_{C2} - \omega_B)$	
	$i_{\Theta 1 \Theta 2} = \omega_{\Theta 1}/\omega_{\Theta 2} _{\omega_B=0} = 0,1 \dots 0,95;$ $K = Z_{\Theta 2}Z_{CT-\Theta 1}/Z_{\Theta 1}Z_{CT-\Theta 2} = i_{\Theta 1 \Theta 2}$	$\omega_{CT} = (Z_{\Theta 1}/Z_{CT-\Theta 1}) \times (\omega_{\Theta 1} - \omega_B);$ $\omega_{CT} = (Z_{\Theta 2}/Z_{CT-\Theta 2}) \times (\omega_{\Theta 2} - \omega_B)$	
	$i_{C\Theta} = \omega_C/\omega_{\Theta} _{\omega_B=0} = 2,0 \dots 5,0;$ $K = Z_{\Theta}/Z_C = i_{C\Theta}$	$\omega_{CT-C} = -(Z_C/Z_{CT-C}) \times (\omega_C - \omega_B);$ $\omega_{CT-\Theta} = (Z_{\Theta}/Z_{CT-\Theta}) \times (\omega_{\Theta} - \omega_B);$ $\omega_{CT-C}/\omega_{CT-\Theta} = -(Z_{CT-\Theta}/Z_{CT-C})$	
	$i_{C1C2} = \omega_{C1}/\omega_{C2} _{\omega_B=0} = -(1,0 \dots 3,0);$ $K = Z_{C2}/Z_{C1} =  i_{C1C2} $	$\omega_{CT-C1} = -(Z_{C1}/Z_{CT-C1}) \times (\omega_{C1} - \omega_B);$ $\omega_{CT-C1} = -(Z_{C2}/Z_{CT-C2}) \times (\omega_{C2} - \omega_B);$ $\omega_{CT-C1}/\omega_{CT-C2} = -(Z_{CT-C2}/Z_{CT-C1})$	
	$i_{\Theta 1 \Theta 2} = \omega_{\Theta 1}/\omega_{\Theta 2} _{\omega_B=0} = -(1,0 \dots 2,0);$ $K = Z_{\Theta 2}/Z_{\Theta 1} =  i_{\Theta 1 \Theta 2} $	$\omega_{CT-\Theta 1} = -(Z_{\Theta 1}/Z_{CT-\Theta 1}) \times (\omega_{\Theta 1} - \omega_B);$ $\omega_{CT-\Theta 1} = -(Z_{\Theta 2}/Z_{CT-\Theta 2}) \times (\omega_{\Theta 2} - \omega_B);$ $\omega_{CT-\Theta 1}/\omega_{CT-\Theta 2} = -(Z_{CT-\Theta 2}/Z_{CT-\Theta 1})$	

\* При необходимости, диапазон ВПЧ может быть расширен, если нет жестких ограничений по радиальному габариту ПМ.

### 3.4. Числа зубьев зубчатых колес ПМ

Числа зубьев зубчатых колес (центральных и сателлитов), образующих любой ПМ, находятся во взаимно однозначном соответствии и должны подчиняться следующим условиям существования ПМ.

#### 1. Условие соосности.

Все элементарные ПМ, используемые в ПКП, соосны, то есть оси всех трех их основных звеньев совпадают. Другими словами, если все зубчатые колеса конкретного элементарного ПМ выполнены с одинаковым модулем зацепления или с двумя различными модулями, что возможно в элементарных ПМ с двухвенцовыми сателлитами, межосевые расстояния для двух пар сцепленных зубчатых колес (меньшее центральное зубчатое колесо – сателлит и большее центральное зубчатое колесо – сателлит) должны быть одинаковыми.

Для ПМ по рис.3.1.а, условие соосности будет соблюдаться, если сумма чисел зубьев солнца и сателлита будет равна разности чисел зубьев эпицикла и сателлита.

Для ПМ по рис.3.1.б, в, г, условие соосности будет соблюдаться, если на профильной проекции схемы ПМ, выполненной в масштабе чисел зубьев с учетом модулей зацепления (касающиеся друг друга делительные окружности зубчатых колес), оси центральных зубчатых колес совпадут.

Для ПМ по рис.3.1.д, е, ж, условие соосности будет соблюдаться, если на профильной проекции схемы ПМ, выполненной в масштабе чисел зубьев (касающиеся друг друга делительные окружности зубчатых колес), линии, соединяющие центры зубчатых колес, образуют замкнутый треугольник.

Следует отметить, что в реальных ПКП условие соосности иногда нарушается, естественно, без ущерба для работоспособности ПМ. Это имеет место при значительных смещениях исходных контуров при глубоком корригировании зацеплений и за счет существенной разницы величин угла профиля исходного контура в главном сечении колес при их внешнем и внутреннем зацеплении.

ПМ считается соосным, если оси вращения его основных звеньев, двух центральных зубчатых колес и водила, совпадают между собой и с осью всего ПМ.

Условие соосности обеспечивается, с одной стороны, конструктивно, строго соосным исполнением подшипниковых опор основных звеньев в неподвижном корпусе передачи, а также, взаимным центрированием основных звеньев между собой установкой радиальных подшипников между основными звеньями, и, с другой стороны, подбором взаимосвязанных чисел зубьев центральных зубчатых колес и сателлитов.

Конструктивное обеспечение соосности абсолютно обязательно для всех типов элементарных и сложных ПМ.

Соблюдение условия соосности подбором чисел зубьев зубчатых колес элементарных ПМ, обязательно должно осуществляться для элементарных ПМ с одновенцовыми и двухвенцовыми сателлитами.

Выведем условие соосности для наиболее часто применяющихся ПМ смешанного зацепления (по рис.3.1.а) с одновенцовыми сателлитами, солнечным и эпициклическим центральными зубчатыми колесами (рис.3.7).



Таким образом, для соосности ПМ должно выполняться условие:

где  $m$  – модуль зацепления, с которым выполнены все зубчатые колеса рассматриваемого ПМ;

$Z_{\text{Э}}, Z_{\text{С}}, Z_{\text{СТ}}$  – число зубьев, соответственно, эпицикла, солнца и сателлита.

Окончательно, условие соосности ПМ с одновенцовыми спутниками имеет вид

То есть, полуразность чисел зубьев эпицикла и солнца равна числу зубьев сателлита.

Заметим, что разность чисел зубьев эпицикла и солнца любого ПМ с одно-  
венцовым сателлитом должна обязательно быть четной и, поэтому, нацело делиться  
пополам, так как  $Z_{СТ}$  – натуральное число. Следовательно,  $Z_{Э}$  и  $Z_{С}$  должны вы-  
ражаться одновременно или четными, или нечетными натуральными числами.

В некоторых ПМ в составе выполненных ПКП это правило нарушается, что объясняется достаточно глубоким корригированием зубчатых зацеплений сателлитов с центральными зубчатыми колёсами, см., например, Приложение рис.П.2.12, 14, 17, П.5.16–17, 21, 23, 45, П.7.10, П.8.20, 30–33 и мн. др.

Условие соосности ПМ с двухвенцовыми сателлитами смешанного зацепления (по рис.3.1.б) с солнечным и эпициклическим центральными зубчатыми колесами выведем с помощью рис.3.8.

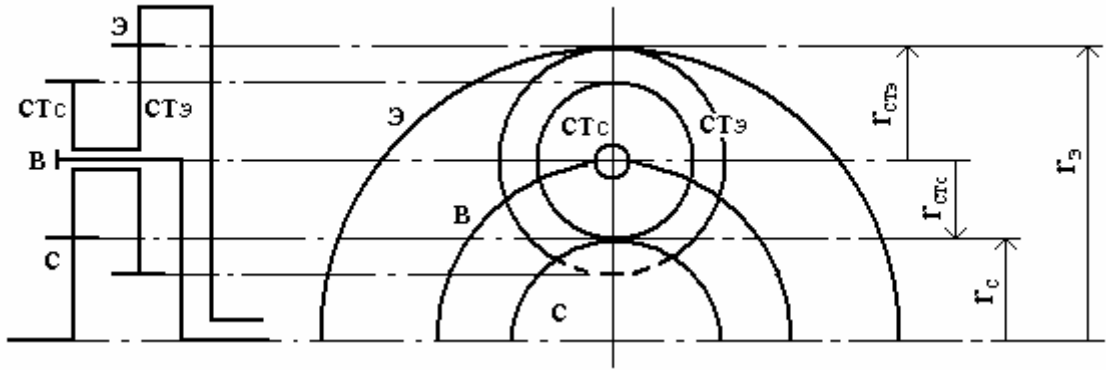


Рис.3.8. Соосность ПМ смешанного зацепления с двухвенцовыми сателлитами

Из рис.3.8 видно, что рассматриваемый ПМ будет соосным, если

$$r_C + r_{CT-C} = r_Э - r_{CT-Э}.$$

Учитывая, что любой ПМ с двухвенцовыми сателлитами может быть выполнен с двумя различными значениями модуля зацепления, например, солнечное колесо и сцепленный с ним венец сателлита – с модулем  $m_C$ , а эпициклическое колесо и сцепленный с ним венец сателлита – с модулем  $m_Э$ , перепишем последнее выражение в виде

$$\underline{m_C(Z_C + Z_{CT-C}) = m_Э(Z_Э - Z_{CT-Э})},$$

что и будет условием соосности рассмотренного ПМ.

Если все зубчатые колеса ПМ будут выполнены с одним модулем, то условие соосности запишется как

$$\underline{Z_C + Z_{CT-C} = Z_Э - Z_{CT-Э}}.$$

Для ПМ с двухвенцовыми сателлитами внешнего зацепления и двумя центральными солнечными колесами (рис.3.1.в), условием соосности будет:

$$\underline{m_{C1}(Z_{C1} + Z_{CT-C1}) = m_{C2}(Z_{C2} + Z_{CT-C2})},$$

или при одинаковом модуле

$$\underline{Z_{C1} + Z_{CT-C1} = Z_{C2} + Z_{CT-C2}}.$$

Для ПМ с двухвенцовыми сателлитами внутреннего зацепления и двумя центральными эпициклическими колесами (рис.3.1.г), условием соосности будет выражение

$$\underline{m_{Э1}(Z_{Э1} - Z_{CT-Э1}) = m_{Э2}(Z_{Э2} - Z_{CT-Э2})},$$

или при одинаковом модуле зацепления

$$\underline{Z_{Э1} - Z_{CT-Э1} = Z_{Э2} - Z_{CT-Э2}}.$$

Для всех типов ПМ с парными сателлитами достаточно конструктивного обеспечения соосности, так как при одних и тех же числах зубьев центральных зубчатых колес (при постоянном значении ВПЧ и кинематической характеристики  $K$ ) могут быть подобраны, в некотором ограниченном диапазоне, различные числа зубьев каждого из сателлитов, образующих пару в этих ПМ.

## 2. Условие соседства.

Для реализации одного из преимуществ ПМ перед простыми зубчатыми механизмами, а именно, возможности передачи мощности несколькими параллельными потоками через пассивные звенья – сателлиты, следует размещать на водиле максимально возможное количество сателлитов, одновременно обеспечивая гарантированные зазоры между вершинами их зубьев в местах наибольшего сближения двух соседних сателлитов (по линии, соединяющей их центры). Величина этого гарантированного зазора должна быть не меньше модуля зацепления.

В реальных, выполненных ПМ, как правило, размещают 3 или 4 сателлита, иногда 5 или 6 и, крайне редко, 2, 7 или 8 сателлитов. В элементарных и сложных ПМ, входящих в состав ПКП, никогда не используется один сателлит одновенцовый или двухвенцовый или одна группа парных или строенных сателлитов.

В ПМ любого типа устанавливают несколько сателлитов (или пар сателлитов в ПМ с парными сателлитами), во-первых, для снижения величины усилий, действующих в зацеплении сателлитов с центральными зубчатыми колесами и нагружающих подшипниковые опоры сателлитов на водиле, и, во-вторых, для статического и динамического уравнивания (балансировки) ПМ путем оптимального распределения масс элементов соосного ПМ относительно оси вращения (она же ось симметрии ПМ) и взаимной компенсации всех радиальных усилий, возникающих при работе ПМ.

Очевидно, что увеличение числа сателлитов в одном ПМ дает возможность применения меньших значений модуля зацепления, уменьшения ширины зубчатых колес, использования компактных подшипников для установки сателлитов на водиле. Все это, в итоге, обеспечивает существенное уменьшение осевого и радиального габаритов ПМ, способного передавать значительную мощность.

Правда, в ряде случаев, для обеспечения повышенной жесткости водила в тяжелонагруженных ПМ, в водило устанавливают меньшее число сателлитов, чем максимально возможное для данного ПМ, используя зазоры между сателлитами для размещения вставок (бобышек), дополнительно, кроме осей сателлитов, соединяющих между собой щеки водила и значительно увеличивающих его прочность и жесткость.

Максимальное количество сателлитов, которые можно разместить в ПМ, ограничено условием отсутствия взаимного касания зубьев соседних сателлитов в местах их наибольшего сближения – по прямой линии, соединяющей центры двух соседствующих сателлитов или условием соседства, как его обычно называют.

Выведем условие соседства, на примере ПМ с одновенцовыми сателлитами, с помощью рис.3.9.

На рис.3.9 показаны делительные окружности двух соседних (наиболее сближенных) сателлитов (СТ) и солнечного колеса (С) и видно, что минимально возможная длина отрезка  $O_1O_2$ , соединяющего центры сателлитов равна удвоенной сумме радиуса сателлита и полуторной величины модуля зацепления  $m$ , если, учитывая, что высота головки зуба равна величине модуля, считать зазор между зубьями сателлитов по линии  $O_1O_2$  равным модулю. Длина одинаковых отрезков  $OO_1$

и  $OO_2$ , соединяющих центр солнца с центрами спутников, равна сумме радиусов солнца и спутника.

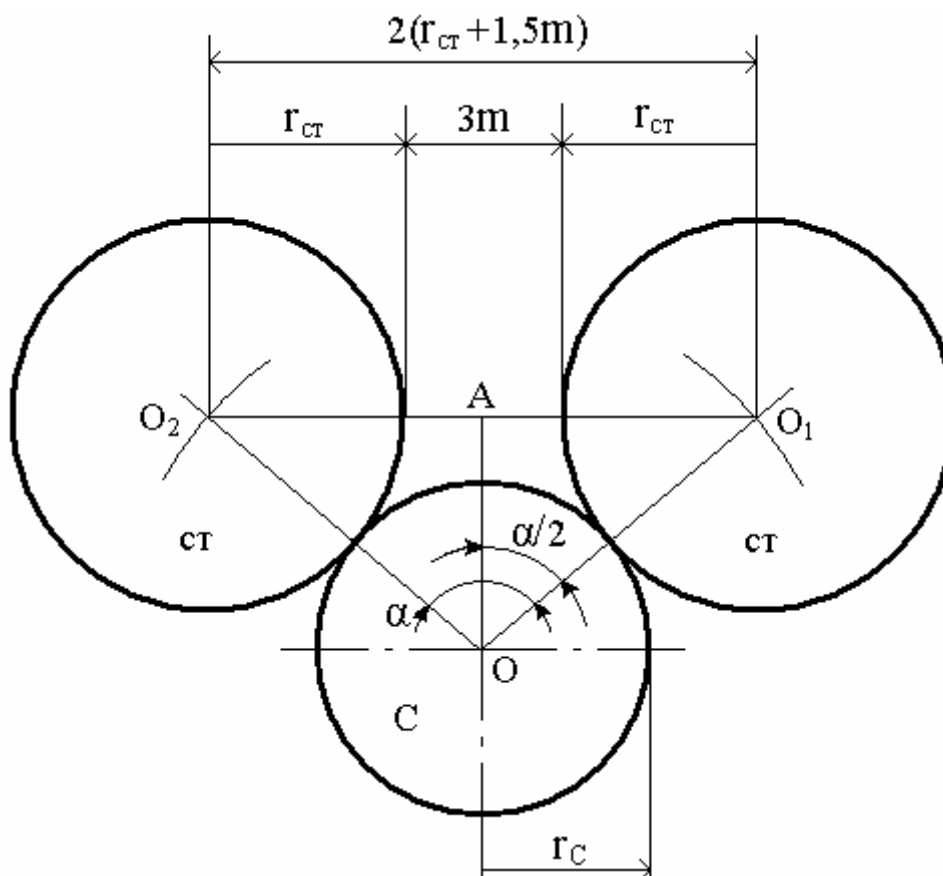


Рис.3.9. Условие соседства ПМ

Отрезки  $OO_1$ ,  $OO_2$  и  $O_1O_2$  образуют равнобедренный треугольник  $OO_1O_2$  с углом  $\alpha$  при вершине  $O$ , причем, очевидно,

$$\alpha = 2\pi/n_{ст},$$

где  $n_{ст}$  – число спутников в ПМ.

Опустив из вершины  $O$  треугольника  $OO_1O_2$  высоту  $OA$  на основание  $O_1O_2$ , получим два одинаковых прямоугольных треугольника  $OAO_1$  и  $OAO_2$ . В каждом из этих треугольников угол, противолежащий катету, равному половине отрезка  $O_1O_2$ , определяется, как

$$\alpha/2 = \pi/n_{ст}.$$

Теперь можно записать неравенство, определяющее условие соседства ПМ:

$$\sin(\alpha/2) = \sin(\pi/n_{ст}) \geq (r_{ст} + 1,5m)/(r_C + r_{ст}).$$

Учитывая, что  $r_{ст} = mZ_{ст}/2$ ,  $r_C = mZ_C/2$ , а также, что по условию соосности ПМ  $Z_{ст} = (Z_{\Xi} - Z_C)/2$ , выполнив подстановки и тождественные преобразования, получим окончательное выражение условия соседства для ПМ с одновенцовыми спутниками:

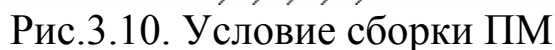
$$\sin(\pi/n_{ст}) \geq (Z_{\Xi} - Z_C + 6)/(Z_{\Xi} + Z_C).$$



Для ПМ с парными спутниками условие соседства можно проверить графически, изобразив ПМ в профильной проекции в виде касающихся друг друга делительных окружностей, зацепленных между собой центральных зубчатых колес и парных спутников. Замерив наименьшее расстояние между делительными окружностями наиболее сближенных спутников из соседних пар и учитывая масштаб изображения ПМ, делают вывод о том, выполнено условие соседства, или нет.

## 2. Условие сборки.

Выведем условие сборки, на примере ПМ с одновенцовыми спутниками, с помощью рис.3.10.



Если разместить солнце и эпицикл ПМ соосно и в одной плоскости, то в любом месте кольцевого зазора между их делительными окружностями можно вставить сателлит с образованием двух правильных зубчатых зацеплений сателлита с центральными зубчатыми колесами (положение А сателлита). Теперь зафиксируем положение эпицикла, затормозим его.

Повернем солнце против часовой стрелки на такой угол  $\alpha_C$ , чтобы сателлит, обкатываясь по неподвижному эпициклу, занял положение В, а центр сателлита вместе с водилом повернулся вокруг оси ПМ против часовой стрелки на угол

$$\alpha_B = 2\pi/n_{ст}.$$

Тогда, очевидно, можно утверждать, что положения А и В соответствуют местам расположения двух соседних сателлитов в правильно собранном ПМ.

Из уравнения кинематической связи ПМ (см. с.18):

$$(1-i_{cэ})\omega_B = \omega_C - i_{cэ}\omega_Э,$$

учитывая, что

$$\omega_B = \alpha_B/t; \quad \omega_C = \alpha_C/t; \quad \omega_Э = \alpha_Э/t = 0,$$

где  $t$  – время поворота основных звеньев ПМ на соответствующие углы  $\alpha_B$ ,  $\alpha_C$  и  $\alpha_Э = 0$ , получим уравнение кинематической связи (УКС) ПМ в углах поворота основных звеньев:

$$(1-i_{cэ})\alpha_B = \alpha_C.$$

Поскольку внутреннее передаточное число (ВПЧ) ПМ может быть выражено через числа зубьев солнца и эпицикла:

$$i_{cэ} = -(Z_Э/Z_C),$$

перепишем УКС в углах поворота основных звеньев в виде

$$(1+Z_Э/Z_C)\alpha_B = \alpha_C = ((Z_C+Z_Э)/Z_C)\alpha_B,$$

откуда

$$Z_C+Z_Э = (\alpha_C/\alpha_B)Z_C.$$

Из последнего выражения видно, что, поскольку  $Z_Э+Z_C$  и  $Z_C$  являются натуральными (положительными и целыми) числами, то обязательно  $\alpha_C/\alpha_B = \alpha_C n_{ст}/2\pi$ , равно как и  $\alpha_C/2\pi$ , – тоже натуральные числа.

Тогда, выполнив очевидные подстановки и тождественные преобразования, получим выражение условия сборки ПМ:

$$(Z_C+Z_Э)/n_{ст} = E,$$

где  $E = \alpha_C n_{ст}/2\pi$  – натуральное число.

Выведенное условие сборки ПМ с одновенцовыми сателлитами, солнцем и эпициклом можно применять и для проверки соблюдения этого условия в любых плоских элементарных ПМ с равномерно расположенными по окружности двухвенцовыми и парными сателлитами.

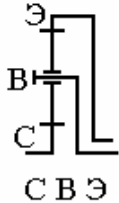
Для этого следует превратить элементарный ПМ в сложный, добавив в него дополнительные виртуальные центральные зубчатые колеса – солнца и эпициклы. В результате, в полученных сложных ПМ можно будет выделить не менее двух элементарных ПМ с одновенцовыми сателлитами и двумя центральными зубчатыми колесами – солнцем и эпициклом, одно из которых будет реальным, а второе – виртуальным. Затем, используя условие соосности, необходимо вычислить значение числа зубьев виртуального (добавленного) колеса. После этого достаточно проверить полученные ПМ на выполнение условия сборки, чтобы убедиться, что исходный элементарный ПМ также собирается.

Следует отметить, что в ПМ с четырьмя или шестью сателлитами для обеспечения жестко заданной величины ВПЧ часто применяют (например, в ПКП “Тойота” и др., см. Приложение, рис.П.5.21–23, 5.35; П.8.29–34 и т.д.) не равномерное, с постоянным значением центрального угла между осями смежных сателлитов, а, так называемое, “равномерное попарное” расположение сателлитов с двумя последовательно чередующимися значениями центрального угла. Изготовление таких ПМ, учитывая современный уровень технологического обеспечения машиностроения, особой сложности не представляет (координатно-расточные станки с числовым программным управлением и т.п.) и может быть обосновано настоятельной необходимостью получения ПМ с весьма жестко заданными значениями кинематических характеристик или ВПЧ, что часто имеет место при синтезе схем ПКП с обеспечением определённого закона разбивки кинематического диапазона синтезируемой ПКП промежуточными передачами, например, по закону геометрической прогрессии.

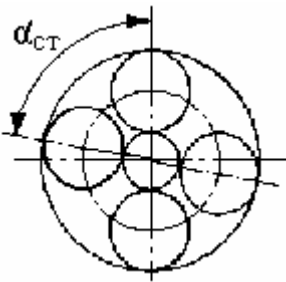
Условия сборки всех семи возможных типов элементарных плоских ПМ с равномерным и равномерным попарным расположением сателлитов приведены в табл.3.2.

Таблица 3.2

Условия сборки элементарных ПМ

Расположение сателлитов в ПМ	Схема и символическое обозначение ПМ	Условие сборки*
1	2	3
Равномерное расположение одновенцовых сателлитов		$(Z_C + Z_Э) / n_{CT} = E$

1	2	3
Равномерное расположение двухвенцовых и парных сателлитов	<p style="text-align: center;">C B Э</p>	$2(Z_C + Z_a)/n_{CT} = E_1,$ $2(Z_{Э} - Z_b)/n_{CT} = E_2,$ $E_1/E_2 = m_b/m_a$
	<p style="text-align: center;">C1 B C2</p>	$2(Z_{C1} + Z_a)/n_{CT} = E_1,$ $2(Z_{C2} + Z_b)/n_{CT} = E_2,$ $E_1/E_2 = m_b/m_a$
	<p style="text-align: center;">Э1 B Э2</p>	$2(Z_{Э1} - Z_a)/n_{CT} = E_1,$ $2(Z_{Э2} - Z_b)/n_{CT} = E_2,$ $E_1/E_2 = m_b/m_a$
	<p style="text-align: center;">C B Э</p>	$(Z_{Э} - Z_C)/n_{CT} = E$
	<p style="text-align: center;">C1 B C2</p>	$(Z_{C1} + Z_{C2})/n_{CT} = E$
	<p style="text-align: center;">Э1 B Э2</p>	$(Z_{Э1} + Z_{Э2})/n_{CT} = E$

1	2	3
Равномерное попарное расположение сателлитов		$(Z_C + Z_{\Sigma})/n_{\text{СТ}} \neq E,$ $\alpha_{\text{СТ}} = 2\pi e / (Z_C + Z_{\Sigma})$
<p>* <math>E, E_1, E_2</math> – любые целые и положительные (натуральные) числа; <math>n_{\text{СТ}}</math> – число одновенцовых, двухвенцовых или пар сателлитов; <math>m_a</math> и <math>m_b</math> – величины модулей зацепления венцов <b>a</b> и <b>b</b> двухвенцовых сателлитов с соответствующими центральными зубчатыми колёсами; также <b>a</b> и <b>b</b> – парные сателлиты, <math>\alpha_{\text{СТ}}</math> – центральный угол между смежными сближенными сателлитами; <math>e</math> – любое ближайшее целое число, меньшее, чем <math>(Z_C + Z_{\Sigma})/n_{\text{СТ}}</math>.</p>		

При сборке ПМ с двухвенцовыми сателлитами обязательным условием является обеспечение одинакового взаимного расположения зубьев на венцах всех сателлитов этого ПМ. Это можно осуществить при нарезании зубьев на сателлитах, путем нанесения меток в местах, где, например, совпадает положение зуба одного венца с положением зуба другого венца и, после этого, выполнять сборку ПМ, располагая сателлиты метками “по вееру”. Правда, такое возможно, только если числа зубьев центральных колес кратны числу сателлитов. В других случаях, расположение меток определяется специальным расчетом [30].

4. Дополнительное условие. Для обеспечения равномерного участия зубьев всех колес ПМ в передаче мощности, уменьшения влияния неточностей изготовления, увеличения ресурса ПМ желательно выбирать числа зубьев взаимодействующих колес без общих делителей, особенно, низкого порядка, таких, как 2, 3, 5. Для уменьшения вероятности возникновения пульсаций мощности рекомендуется избегать чисел зубьев, кратных числу сателлитов в ПМ, особенно при использовании прямозубых зубчатых колес.

5. Заключительная рекомендация. При подборе чисел зубьев для любого ПМ следует, по возможности, отдавать предпочтение простым (13, 17, 19, 23, 29, 31, 37, 41, 43, 47, 53, 59, 61, 67, 71, 73, 79, 83, 89, 97, 101, 103, 107, 109, 113, 127, 131, 137, 139 и т.д.), а не составным числам.

### 3.5. Соотношение величин и направлений крутящих моментов, нагружающих основные звенья ПМ

При работе ПМ в качестве силовой передачи, его основные звенья нагружаются крутящими моментами. Необходимо уметь определять величины и направления действия этих моментов для решения задачи обеспечения прочности элементов конструкции ПМ: при проектных расчетах – определение величин модуля зацепления и рабочей длины зуба, подбор конструкционных материалов, термическая и химико-термическая обработка, определение геометрических параметров опасных сечений; при проверочных расчетах – определение действующих в элементах конструкции напряжений и сравнение этих напряжений с допустимыми.

Определим соотношение величин и направлений крутящих моментов, нагружающих основные звенья ПМ с одновенцовыми сателлитами, солнцем и эпициклом (см. рис.3.1.а), для этого выполним силовое исследование этого ПМ (рис.3.11).

На рис.3.11 использован известный в механике прием “РОЗ” (расчлениТЬ-отбросиТЬ-замениТЬ), заключающийся в том, что из ПМ удаляется сателлит, а его отсутствие компенсируется окружающими силами, действующими на основные звенья ПМ (рис.3.11.б). Аналогично, на рис.3.11.в отсутствующие основные звенья заменяются окружающими силами, действующими со стороны основных звеньев на сателлит. Упомянутые окружающие силы могут быть приложены только в трех точках – в двух полюсах зацепления сателлита с солнцем и эпициклом и в подшипниковой опоре сателлит-водило. Действующие в зацеплениях радиальные, распорные силы не учитываются из-за их полной взаимной уравновешенности в симметричном ПМ с несколькими равномерно расположенными по окружности сателлитами.

На рис.3.11.б покажем действующую на солнце со стороны сателлита окружную (касательную) силу  $P$ , которая на плече  $r_C$  создает крутящий момент  $M_C$ . Для обеспечения равновесия солнечного колеса необходимо к валу солнечного колеса приложить равный по величине и противоположно направленный момент

$$M_C = r_C P.$$

К сателлиту в полюсе зацепления с солнечным колесом приложена равная по величине и противоположно направленная сила  $P$  (см. рис.3.11.в). Для обеспечения уравновешивания сателлита относительно его собственной оси, необходимо в полюсе зацепления сателлита с эпициклом приложить окружную силу  $P$ , одинаково направленную и равную по величине окружной силе в полюсе зацепления с солнцем. Это, в свою очередь, обеспечивает необходимость приложения к эпициклу в полюсе его зацепления с сателлитом окружной силы  $P$  такой же величины и противоположно направленной (см. рис.3.11.б). Эта сила на плече  $r_Э$  создает нагружающий эпицикл крутящий момент  $M_Э$ . Для обеспечения равновесия эпицикла необходимо к его валу приложить равный по величине и противоположно направленный момент

$$M_Э = r_Э P.$$

-

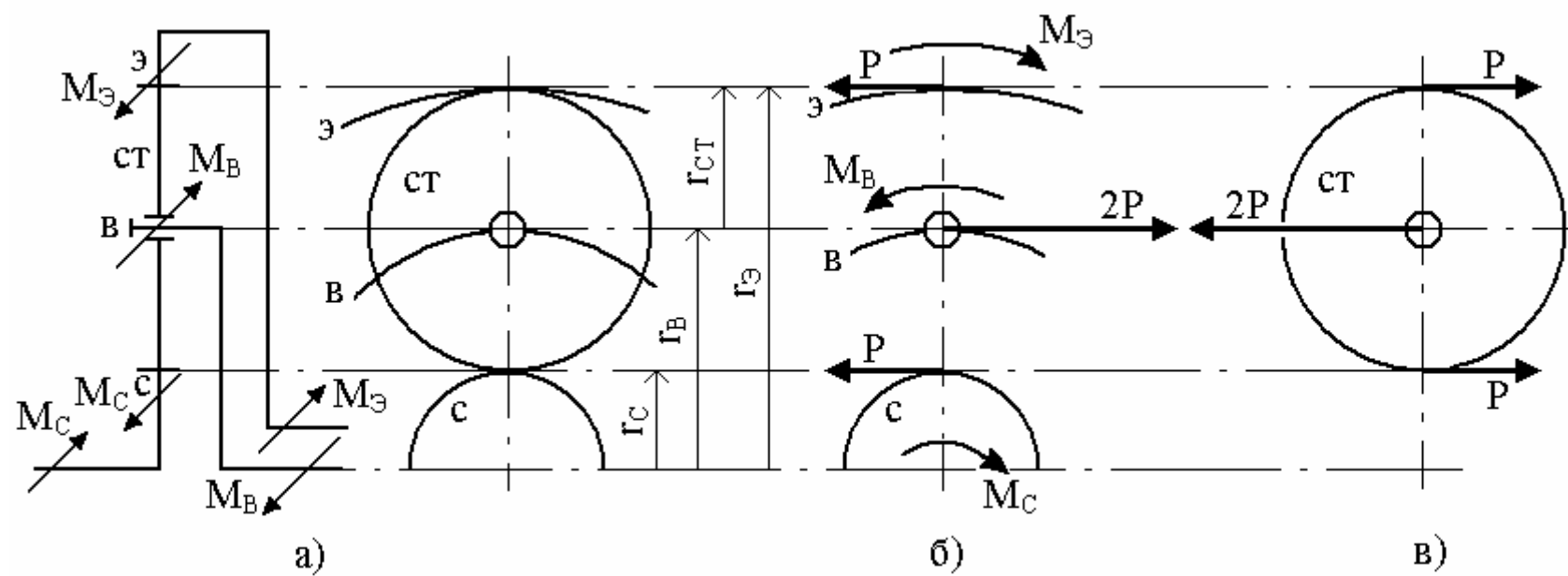


Рис.3.11. Моменты основных звеньев ПМ с одновенцовыми сателлитами:  
 а) главные проекции ПМ, б) основные звенья ПМ, в) сателлит ПМ

Вернемся к рис.3.11.в и окончательно уравновесим сателлит, обеспечив его равновесие не только во вращательном, но и в поступательном движении. Сделать это можно, только приложив к сателлиту в точке его опоры на водило окружную силу  $2P$ , направленную противоположно двум окружным силам  $P$ , приложенным к сателлиту в полюсах его зацепления с солнцем и эпициклом. Естественно, на водило со стороны сателлита будет действовать такая же по величине и противоположно направленная сила  $2P$ , которая на плече  $r_B$  будет создавать крутящий момент  $M_B$ . Для уравнивания водила к его валу необходимо приложить одинаковый по величине и противоположно направленный крутящий момент  $M_B = r_B \cdot 2P$ .

Таким образом, основные звенья рассматриваемого ПМ нагружены крутящими моментами:

$$M_C = r_C P; \quad M_{\odot} = r_{\odot} P; \quad M_B = r_B 2P,$$

причем из рис.3.11 видно, что моменты, действующие на солнце и эпицикл имеют одинаковое направление, а момент, действующий на водило направлен противоположно моментам на солнце и эпицикле.

Учитывая, что

$$r_C = mZ_C/2, \quad r_{\odot} = mZ_{\odot}/2, \quad r_B = m(Z_{\odot} + Z_C)/4,$$

где  $m$  – модуль зубчатых колес рассматриваемого ПМ, а также, что кинематическая характеристика ПМ:

$$K = Z_{\odot}/Z_C,$$

выполним некоторые подстановки и тождественные преобразования:

$$M_{\odot}/M_C = r_{\odot} P / r_C P = 2mZ_{\odot} P / 2mZ_C P = Z_{\odot}/Z_C = K,$$

откуда

$$\underline{M_{\odot} = KM_C}.$$

Момент, нагружающий водило:

$$M_B = r_B \cdot 2P = m(Z_{\odot} + Z_C) \cdot 2P / 4 = m(Z_{\odot} + Z_C) P / 2.$$

Помножив и разделив последнее выражение на  $Z_C$ , получим

$$M_B = m(Z_C/Z_C)(Z_{\odot} + Z_C) P / 2 = (Z_{\odot}/Z_C + 1) mZ_C P / 2.$$

Учитывая, что

$$Z_{\odot}/Z_C + 1 = K + 1, \quad \text{а} \quad mZ_C P / 2 = M_C,$$

окончательно имеем:

$$\underline{M_B = (1 + K) M_C}.$$

Таким образом, нами определено, что момент  $M_{\odot}$ , нагружающий эпицикл, больше момента  $M_C$ , нагружающего солнце в  $K$  раз, а момент  $M_B$ , нагружающий водило, в  $1 + K$  раз больше момента  $M_C$  на солнце.



Принимая во внимание величины и направления действия моментов  $M_C$ ,  $M_\Delta$  и  $M_B$  (см. рис.3.11), можно утверждать, что алгебраическая сумма моментов на основных звеньях ПМ с одновенцовыми сателлитами равна нулю, то есть:

$$\underline{M_C + M_B + M_\Delta = 0.}$$

Другими словами, крутящие моменты на основных звеньях ПМ полностью его уравнивают.

Очевидное, но очень важное следствие: если точно известно, что на каком-либо из основных звеньев ПМ крутящий момент равен нулю, то на остальных двух основных звеньях этого ПМ крутящие моменты также нулевые.

Выполним аналогичное исследование крутящих моментов на основных звеньях ПМ с двухвенцовыми сателлитами, солнцем и эпициклом по рис.3.1.б с помощью рис.3.12.

В результате уравнивания всех основных звеньев и сателлита ПМ, получим:

$$\begin{aligned} M_C &= r_C P; \\ M_\Delta &= r_\Delta (r_{CT-C}/r_{CT-\Delta}) P; \\ M_B &= r_B ((r_{CT-C}/r_{CT-\Delta}) + 1) P. \end{aligned}$$

Учитывая, что солнце  $C$  и венец сателлита  $CT-C$  выполнены с модулем  $m_C$ , а эпицикл  $\Delta$  и венец сателлита  $CT-\Delta$  – с модулем  $m_\Delta$ , причем, в общем случае,  $m_C \neq m_\Delta$ , запишем, что:

$$r_C = m_C Z_C / 2, \quad r_\Delta = m_\Delta Z_\Delta / 2, \quad r_{CT-C} = m_C Z_{CT-C} / 2, \quad r_{CT-\Delta} = m_\Delta Z_{CT-\Delta} / 2.$$

Тогда величины моментов на центральных зубчатых колесах:

$$\begin{aligned} M_C &= m_C Z_C P / 2; \\ M_\Delta &= (m_\Delta Z_\Delta m_C Z_{CT-C} / 2 m_\Delta Z_{CT-\Delta}) \cdot P. \end{aligned}$$

Помножив и разделив правую часть последнего выражения на  $Z_C$ , получим

$$\begin{aligned} M_\Delta &= (Z_C / Z_C) (m_\Delta Z_\Delta m_C Z_{CT-C} / 2 m_\Delta Z_{CT-\Delta}) P = \\ &= (Z_\Delta Z_{CT-C} / Z_{CT-\Delta} Z_C) (m_C Z_C P / 2). \end{aligned}$$

Поскольку

$$Z_\Delta Z_{CT-C} / Z_{CT-\Delta} Z_C = K, \quad \text{а} \quad m_C Z_C P / 2 = M_C,$$

окончательно имеем:

$$\underline{M_\Delta = K M_C.}$$

То есть, в ПМ с двухвенцовыми сателлитами момент на большем центральном зубчатом колесе в  $K$  раз больше момента на меньшем центральном зубчатом колесе.

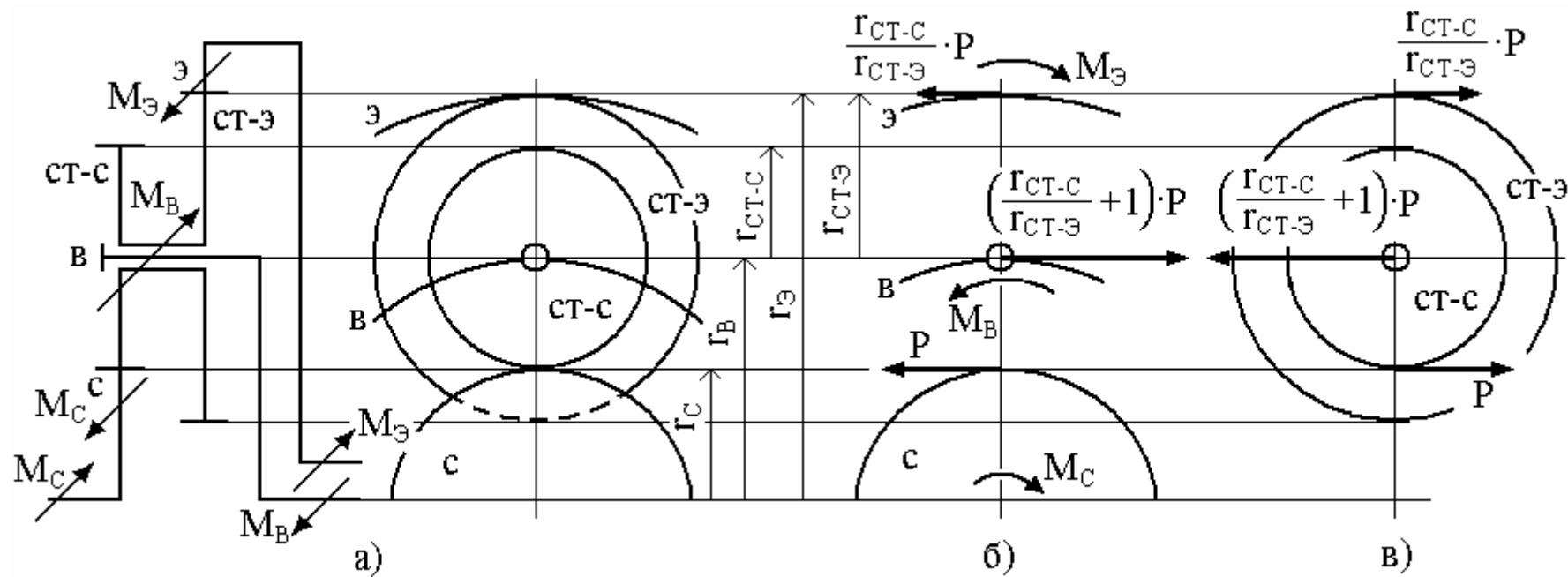


Рис.3.12. Моменты основных звеньев ПМ с двухвенцовыми сателлитами:  
а) главные проекции ПМ, б) основные звенья ПМ, в) сателлит ПМ

Момент на водиле:

$$M_B = r_B((r_{CT-C}/r_{CT-Э})+1)P.$$

Учитывая, что

$$r_B = r_Э - r_{CT-Э} = r_C + r_{CT-C},$$

запишем уравнение момента на водиле, как

$$M_B = ((m_Э Z_Э - m_Э Z_{CT-Э})/2)(m_C Z_{CT-C}/m_Э Z_{CT-Э}) + \\ + (m_C Z_C + m_C Z_{CT-C})/2)P.$$

После ряда очевидных тождественных преобразований получим:

$$M_B = ((m_C Z_Э Z_{CT-C} + m_C Z_C Z_{CT-Э})/2 Z_{CT-Э})P.$$

Помножив и разделив последнее выражение на  $Z_C$ , получим:

$$M_B = (Z_C/Z_C)((m_C Z_Э Z_{CT-C} + m_C Z_C Z_{CT-Э})/2 Z_{CT-Э})P = \\ = (Z_Э Z_{CT-C}/Z_{CT-Э} Z_C + 1)(m_C Z_C P/2).$$

Поскольку

$$Z_Э Z_{CT-C}/Z_{CT-Э} Z_C = K, \quad \text{а} \quad m_C Z_C P/2 = M_C,$$

окончательно имеем

$$\underline{M_B = (1+K)M_C}.$$

Таким образом, нами определено, что момент  $M_Э$ , нагружающий эпицикл, больше момента  $M_C$ , нагружающего солнце в  $K$  раз, а момент  $M_B$ , нагружающий водило, в  $1+K$  раз больше момента  $M_C$  на солнце.

Принимая во внимание величины и направления действия моментов  $M_C$ ,  $M_Э$  и  $M_B$  (см. рис.3.12), можно утверждать, что алгебраическая сумма моментов на основных звеньях ПМ смешанного зацепления с двухвенцовыми сателлитами, солнцем и эпициклом равна нулю, то есть:

$$\underline{M_C + M_B + M_Э = 0}.$$

Выполним исследование направлений и соотношения величин крутящих моментов на основных звеньях ПМ с парными сателлитами, солнцем и эпициклом по рис.3.1.д с помощью рис.3.13, причем, для простоты, рассмотрим частный случай ПМ с радиусами делительных окружностей зубчатых колес, удовлетворяющими условию:

$$r_C + 2r_{CT-C} + 2r_{CT-Э} = r_Э.$$

Отметим, что ПМ рассматриваемого класса с иными соотношениями радиусов делительных окружностей при исследовании даст абсолютно тот же результат, только ценой значительно более громоздких и трудоемких вычислений.

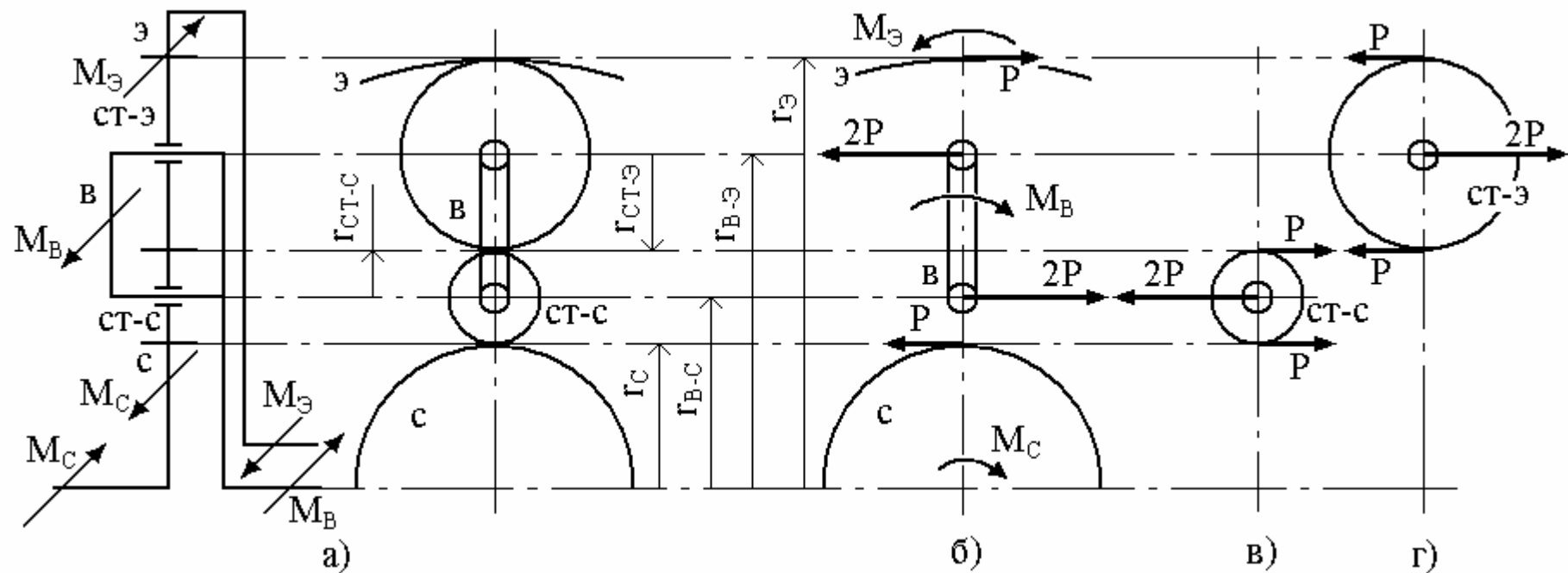


Рис.3.13. Моменты основных звеньев ПМ с парными спутниками:  
а) главные проекции ПМ, б) основные звенья ПМ, в) спутник ПМ,  
сцепленный с солнцем, г) спутник ПМ, сцепленный с эпициклом

Итак, в результате уравнивания всех основных звеньев и двух сателлитов, образующих пару, получим:

$$\begin{aligned}M_C &= r_C P; \\M_{\mathcal{E}} &= r_{\mathcal{E}} P; \\M_B &= (r_{B-\mathcal{E}} - r_{B-C}) 2P = (r_{\mathcal{E}} - r_{\text{ст-}\mathcal{E}} - r_C - r_{\text{ст-C}}) 2P.\end{aligned}$$

Учитывая, что

$$r_C = mZ_C/2, \quad r_{\mathcal{E}} = mZ_{\mathcal{E}}/2, \quad r_{\text{ст-}\mathcal{E}} = mZ_{\text{ст-}\mathcal{E}}/2, \quad r_{\text{ст-C}} = mZ_{\text{ст-C}}/2,$$

где  $m$  – модуль зубчатых колес рассматриваемого ПМ, а также, что кинематическая характеристика ПМ

$$K = (Z_{\mathcal{E}}/Z_{\text{ст-}\mathcal{E}})(Z_{\text{ст-}\mathcal{E}}/Z_{\text{ст-C}})(Z_{\text{ст-C}}/Z_C) = Z_{\mathcal{E}}/Z_C,$$

выполним некоторые подстановки и тождественные преобразования:

$$M_{\mathcal{E}}/M_C = r_{\mathcal{E}} P / r_C P = 2mZ_{\mathcal{E}} P / 2mZ_C P = Z_{\mathcal{E}}/Z_C = K,$$

откуда

$$\underline{M_{\mathcal{E}} = KM_C}.$$

Момент на водиле

$$M_B = m(Z_{\mathcal{E}} - Z_{\text{ст-}\mathcal{E}} - Z_C - Z_{\text{ст-C}})P.$$

Поскольку, как было оговорено ранее

$$r_{\mathcal{E}} - r_C = (r_{\text{ст-}\mathcal{E}} + r_{\text{ст-C}})/2,$$

становится очевидным, что

$$Z_{\text{ст-}\mathcal{E}} + Z_{\text{ст-C}} = (Z_{\mathcal{E}} - Z_C)/2,$$

тогда

$$M_B = m(Z_{\mathcal{E}} - Z_{\mathcal{E}}/2 - Z_C + Z_C/2)P.$$

Приведя в последнем выражении подобные члены, помножив и разделив его на  $Z_C$ , получим:

$$M_B = ((Z_{\mathcal{E}}/Z_C) - 1)mZ_C P/2,$$

или, окончательно:

$$\underline{M_B = (K-1)M_C}.$$

Таким образом, нами определено, что момент  $M_{\mathcal{E}}$ , нагружающий эпицикл, больше момента  $M_C$ , нагружающего солнце в  $K$  раз, а момент  $M_B$ , нагружающий водило, в  $K-1$  раз больше момента  $M_C$  на солнце.

Из рис.3.13 видно, что  $M_C$  и  $M_B$  направлены в одну, а  $M_{\mathcal{E}}$  – в противоположную сторону.

Принимая во внимание величины и направления действия моментов  $M_C$ ,  $M_{\mathcal{E}}$  и  $M_B$ , можно утверждать, что алгебраическая сумма моментов на основных звеньях ПМ смешанного зацепления с парными сателлитами, солнцем и эпициклом равна нулю, то есть

$$\underline{M_C + M_B + M_{\mathcal{E}} = 0}.$$

Точно таким же образом можно исследовать соотношения величин и направлений крутящих моментов для остальных четырех типов элементарных плоских ПМ (см. рис.3.1.в ,г, е, ж). При этом выясняется, что во всех семи типах плоских элементарных ПМ:

1) крутящий момент на бóльшем центральном зубчатом колесе в  $K$  раз больше момента на меньшем центральном зубчатом колесе, независимо от того, являются ли эти центральные зубчатые колеса солнечными или эпициклическими; следует только обязательно помнить, что кинематическая характеристика  $K$  элементарных ПМ с одновенцовыми сателлитами (рис.3.1.а), с двухвенцовыми сателлитами и двумя солнечными колёсами (рис.3.1.в), с парными сателлитами, солнечным и эпициклическим колёсами (рис.3.1.д) всегда больше единицы ( $K > 1$ ), кинематическая характеристика  $K$  элементарных ПМ с парными сателлитами и двумя солнечными колёсами (рис.3.1.е) или двумя эпициклическими колёсами (рис.3.1.ж) может быть больше или равна единице ( $K \geq 1$ ), кинематическая характеристика  $K$  элементарного ПМ с двухвенцовыми сателлитами, солнечным и эпициклическим колёсами (рис.3.1.б) может быть больше, меньше или равна единице ( $K < 1 \leq K$ ), а кинематическая характеристика  $K$  элементарного ПМ с двухвенцовыми сателлитами и двумя эпициклическим колёсами (рис.3.1.г) обязательно меньше единицы ( $K < 1$ ).

2) крутящий момент на водиле в  $1+K$  раз больше момента на меньшем центральном зубчатом колесе для элементарных ПМ с отрицательным внутренним передаточным числом (ВПЧ) и в  $K-1$  раз больше момента на меньшем центральном зубчатом колесе для ПМ с положительным ВПЧ;

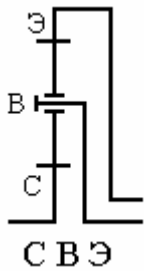
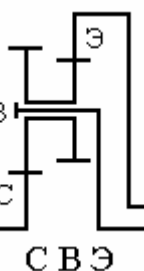
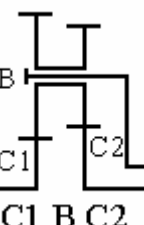
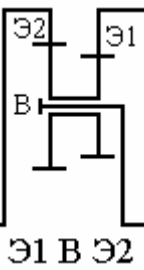
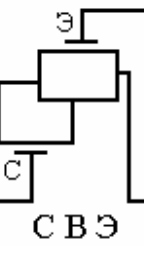
3) для элементарных ПМ с отрицательным ВПЧ направление действия моментов на центральных зубчатых колесах одинаково, а на водиле – противоположно, для ПМ с положительным ВПЧ направление действия моментов на меньшем центральном зубчатом колесе и водиле одинаково, а на бóльшем центральном зубчатом колесе – противоположно;

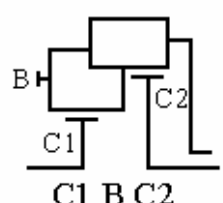
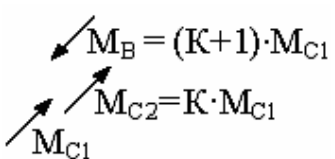
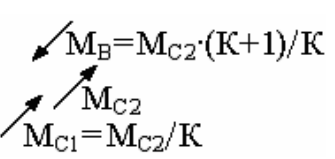
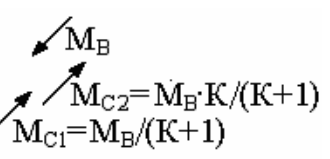
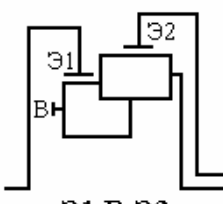
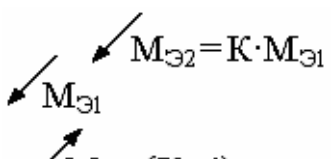
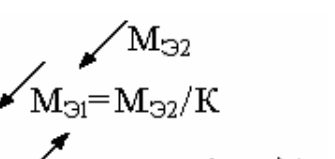
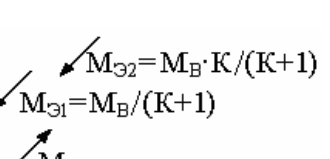
4) алгебраическая сумма моментов на трех основных звеньях любого элементарного ПМ равна нулю (ПМ уравновешен), а если какое-либо из основных звеньев моментом не нагружено – разгружен весь ПМ.

5) для элементарных ПМ с двухвенцовыми сателлитами и двумя эпициклическими колёсами, имеющих положительное ВПЧ и  $K < 1$ , крутящий момент на бóльшем эпицикле меньше, чем на меньшем, а на водиле в  $1-K$  раз больше момента на бóльшем эпицикле.

Сведем, для наглядности и удобства пользования, силовые свойства (соотношение величин и направлений действия крутящих моментов, нагружающих основные звенья) всех семи типов элементарных плоских ПМ в табл.3.3.

Силовые свойства плоских элементарных ПМ

Схемы и символические обозначения ПМ	Соотношение величин и направление действия моментов на основных звеньях*		
1	2		
 <p style="text-align: center;">C B Э</p>	$M_{\text{Э}} = K \cdot M_{\text{C}}$ $M_{\text{B}} = (K+1) \cdot M_{\text{C}}$ $M_{\text{C}}$	$M_{\text{Э}}$ $M_{\text{B}} = M_{\text{Э}} \cdot (K+1) / K$ $M_{\text{C}} = M_{\text{Э}} / K$	$M_{\text{Э}} = M_{\text{B}} \cdot K / (K+1)$ $M_{\text{B}}$ $M_{\text{C}} = M_{\text{B}} / (K+1)$
 <p style="text-align: center;">C B Э</p>	$M_{\text{Э}} = K \cdot M_{\text{C}}$ $M_{\text{B}} = (K+1) \cdot M_{\text{C}}$ $M_{\text{C}}$	$M_{\text{Э}}$ $M_{\text{B}} = M_{\text{Э}} \cdot (K+1) / K$ $M_{\text{C}} = M_{\text{Э}} / K$	$M_{\text{Э}} = M_{\text{B}} \cdot K / (K+1)$ $M_{\text{B}}$ $M_{\text{C}} = M_{\text{B}} / (K+1)$
 <p style="text-align: center;">C1 B C2</p>	$M_{\text{B}} = (K-1) \cdot M_{\text{C1}}$ $M_{\text{C2}} = K \cdot M_{\text{C1}}$ $M_{\text{C1}}$	$M_{\text{B}} = M_{\text{C2}} \cdot (K-1) / K$ $M_{\text{C2}}$ $M_{\text{C1}} = M_{\text{C2}} / K$	$M_{\text{B}}$ $M_{\text{C2}} = M_{\text{B}} \cdot K / (K-1)$ $M_{\text{C1}} = M_{\text{B}} / (K-1)$
 <p style="text-align: center;">Э1 B Э2</p>	$M_{\text{Э2}} = K \cdot M_{\text{Э1}}$ $M_{\text{Э1}}$ $M_{\text{B}} = (1-K) \cdot M_{\text{Э1}}$	$M_{\text{Э2}}$ $M_{\text{Э1}} = M_{\text{Э2}} / K$ $M_{\text{B}} = M_{\text{Э2}} \cdot (1-K) / K$	$M_{\text{Э2}} = M_{\text{B}} \cdot K / (1-K)$ $M_{\text{Э1}} = M_{\text{B}} / (1-K)$ $M_{\text{B}}$
 <p style="text-align: center;">C B Э</p>	$M_{\text{Э}} = K \cdot M_{\text{C}}$ $M_{\text{B}} = (K-1) \cdot M_{\text{C}}$ $M_{\text{C}}$	$M_{\text{Э}}$ $M_{\text{B}} = M_{\text{Э}} \cdot (K-1) / K$ $M_{\text{C}} = M_{\text{Э}} / K$	$M_{\text{Э}} = M_{\text{B}} \cdot K / (K-1)$ $M_{\text{B}}$ $M_{\text{C}} = M_{\text{B}} / (K-1)$

1	2		
 <p>С1 В С2</p>	 $M_B = (K+1) \cdot M_{C1}$ $M_{C2} = K \cdot M_{C1}$	 $M_B = M_{C2} \cdot (K+1) / K$ $M_{C1} = M_{C2} / K$	 $M_{C2} = M_B \cdot K / (K+1)$ $M_{C1} = M_B / (K+1)$
 <p>Э1 В Э2</p>	 $M_{Э2} = K \cdot M_{Э1}$ $M_B = (K+1) \cdot M_{Э1}$	 $M_{Э1} = M_{Э2} / K$ $M_B = M_{Э2} \cdot (K+1) / K$	 $M_{Э2} = M_B \cdot K / (K+1)$ $M_{Э1} = M_B / (K+1)$
<p><b>*Для любого ПМ направления всех трех моментов в таблице можно одновременно изменить на противоположные.</b></p>			

### 3.6. Уравновешивание сложных ПМ

При силовом анализе кинематических схем ПКП процедура уравновешивания или определение величин и направлений действия крутящих моментов, нагружающих основные звенья сложных ПМ, входящих в состав многих ПКП, является относительно трудоемкой и требует от расчетчика внимательного и тщательного подхода к решению этой задачи.

Уравновешивание элементарных ПМ особых затруднений обычно не вызывает и легко может быть выполнено с использованием методического материала из табл. 3.3. Для полного уравновешивания любого элементарного ПМ достаточно выяснить величину и направление действия момента на любом из трех основных звеньев: на водиле или на одном из двух центральных зубчатых колес, а затем через кинематическую характеристику  $K$  вычислить величины двух остальных моментов. Направления действия этих двух вычисленных моментов должны быть такими, чтобы алгебраическая сумма трех моментов в элементарном ПМ была нулевой. Напомним, что при равенстве нулю любого из моментов на каком-либо основном звене элементарного ПМ моменты на двух других основных звеньях этого ПМ тоже обязательно нулевые. Рекомендуется обозначать нулевые моменты жирными точками, проставленными возле основных звеньев ПМ.

Силовой анализ сложных ПМ необходимо начинать с выявления элементарных ПМ, составляющих рассматриваемый сложный ПМ. Для этого сначала определяют количество сочетаний основных звеньев сложного ПМ по три с использованием известной формулы комбинаторики:

$$C_n^3 = n! / (3!(n-3)!),$$

где  $n$  – число основных звеньев, входящих в состав сложного ПМ.



Полученные сочетания записываются с использованием индексов (обозначений) основных звеньев сложного ПМ.

Затем отбрасываются сочетания, не включающие в себя водило, так как не может существовать элементарный ПМ, состоящий только из трех центральных зубчатых колес. Оставшиеся сочетания записывают в виде символических обозначений элементарных ПМ в виде последовательности индексов основных звеньев: сначала индекс меньшего центрального зубчатого колеса, затем индекс водила и, наконец, индекс большего центрального зубчатого колеса. В случае равенства чисел зубьев и диаметров делительных окружностей центральных зубчатых колес, что возможно в некоторых плоских элементарных ПМ, таких как ПМ с парными сателлитами и двумя солнцами (рис.3.1.е) или с двумя эпициклами (рис.3.1.ж), индексы центральных зубчатых колес можно ставить в произвольном порядке слева и справа от индекса водила.

После этого следует обязательно подсчитать величины кинематических характеристик каждого из полученных элементарных ПМ.

При этом следует помнить, что величина кинематической характеристики ПМ с одновенцовыми сателлитами, солнцем и эпициклом (рис.3.1.а), с двухвенцовыми сателлитами и двумя солнцами (рис.3.1.в), а также с парными сателлитами, солнцем и эпициклом (рис.3.1.д) всегда больше единицы. ПМ с двухвенцовыми сателлитами и двумя солнцами (рис.3.1.е) или с двумя эпициклами (рис.3.1.ж) имеет кинематическую характеристику больше единицы или равную единице, при одинаковых центральных зубчатых колесах. ПМ с двухвенцовыми сателлитами, солнцем и эпициклом (рис.3.1.б) при различных сочетаниях чисел зубьев центральных зубчатых колес и сателлитов может иметь кинематическую характеристику больше, меньше или равную единице. ПМ с двухвенцовыми сателлитами и двумя эпициклами (рис.3.1.г) всегда имеет кинематическую характеристику меньше единицы.

Выполним эту последовательность действий на примере сложного четырехзвенного ПМ, показанного на рис.3.14 с парными сателлитами, двумя солнцами, одним эпициклом и, разумеется, с водилом, входящего в состав реверс-редуктора “Синтекс” ZF 3 HP (см. Приложение, рис.П.1.6).

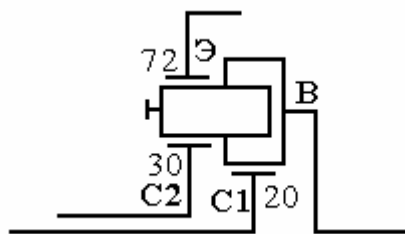


Рис.3.14. Сложный ПМ

Сложный ПМ имеет следующие основные звенья: меньшее солнце  $C_1$  с числом зубьев  $Z_{C1} = 20$ , большее солнце  $C_2$  с числом зубьев  $Z_{C2} = 30$ , эпицикл Э с

числом зубьев  $Z_{\text{Э}} = 72$ , и водило  $B$  – всего четыре основных звена. Число сочетаний из четырех основных звеньев по три:  $C_4^3 = 4!/(3!(4-3)!) = 4$ ,

а именно:  $C_1C_2\text{Э}$ ,  $C_1C_2B$ ,  $C_1\text{Э}B$  и, наконец,  $C_2\text{Э}B$ . Первое из этих четырех сочетаний следует отбросить, так как оно не включает в себя водило, а, значит, не является элементарным ПМ. Оставшиеся три сочетания перепишем в форме символических обозначений элементарных ПМ:  $C_1BC_2$ ,  $C_1B\text{Э}$ ,  $C_2B\text{Э}$ .

Элементарный ПМ  $C_1BC_2$  с парными сателлитами и двумя солнцами имеет кинематическую характеристику  $K = Z_{C_2}/Z_{C_1} = 30/20 = 1,5$ .

Элементарный ПМ  $C_1B\text{Э}$  с парными сателлитами, солнцем и эпициклом имеет кинематическую характеристику  $K = Z_{\text{Э}}/Z_{C_1} = 72/20 = 3,6$ .

Элементарный ПМ  $C_2B\text{Э}$  с одновенцовыми сателлитами, солнцем и эпициклом имеет кинематическую характеристику  $K = Z_{\text{Э}}/Z_{C_2} = 72/30 = 2,4$ .

В сложном четырехзвенном ПМ реверс-редуктора “Синтекс” ZF 3 HP солнце  $C_1$  является ведущим, водило  $B$  ведомым, а солнце  $C_2$  и эпицикл  $\text{Э}$  – тормозными звеньями. На передаче переднего хода (ПХ) затормаживается солнце  $C_2$ , а тормоз эпицикла  $\text{Э}$  выключен. Передаточное число реверс-редуктора при этом  $i_{C_1B} = 2,5$ .

Полагая, что момент на ведущем солнце  $C_1$   $M_{C_1} = -1,0$ , уравновесим (рис. 3.15) по отдельности каждый из трех элементарных ПМ ( $C_1BC_2$ ,  $C_1B\text{Э}$ ,  $C_2B\text{Э}$ ), составляющих сложный четырехзвенный ПМ.

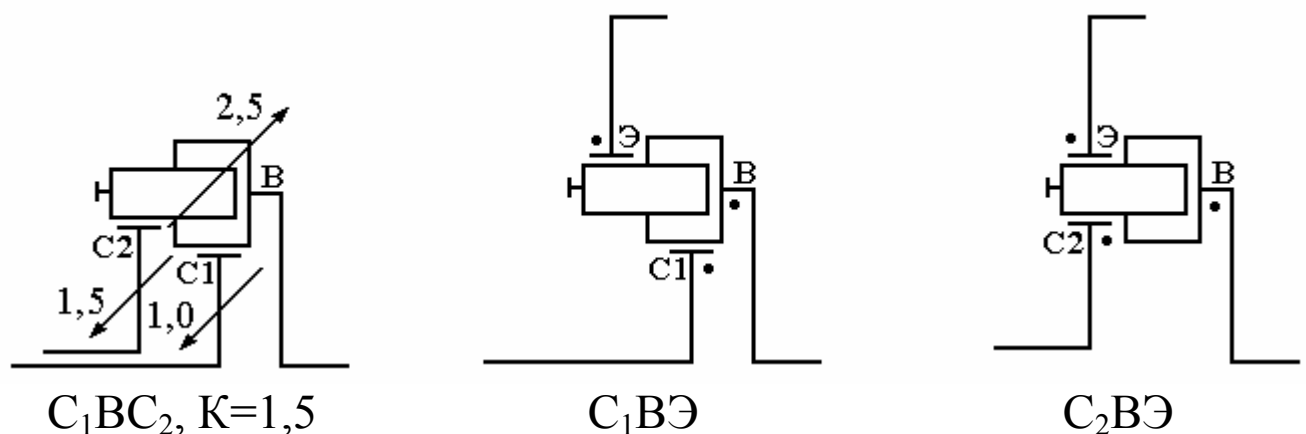


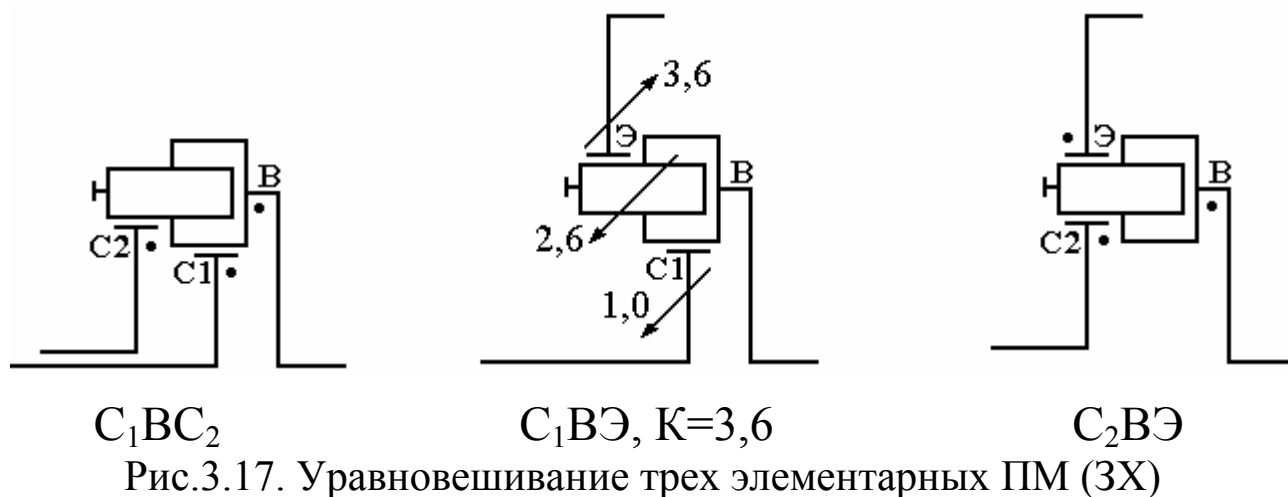
Рис.3.15. Уравновешивание трех элементарных ПМ (ПХ)

Элементарный ПМ  $C_1BC_2$  уравнивается по известному по величине и направлению моменту на солнце  $C_1$  ( $M_{C_1} = -1,0$ ). Момент на солнце  $C_2$  по величине больше момента на солнце  $C_1$  в  $K = 1,5$  раз, направлен в ту же сторону, что и момент на солнце  $C_1$ , поскольку ВПЧ ПМ  $C_1BC_2$  отрицательно, следовательно  $M_{C_2} = -1,5$ . Момент на водиле  $B$  по величине больше момента на солнце  $C_1$  в  $K + 1 = 1,5 + 1 = 2,5$  и направлен в сторону, противоположную направле-

нию моментов на солнцах  $C_1$  и  $C_2$ . Таким образом,  $M_B = 2,5$ . Видно, что алгебраическая сумма моментов на всех трех основных звеньях ПМ  $C_1BC_2$  равна нулю, ПМ полностью уравновешен. Момент на ведущем солнце  $C_1$  уравновешен таким же по величине и противоположно направленным моментом, создаваемым двигателем на левом конце ведущего вала реверс-редуктора. Момент на заторможенном солнце  $C_2$  уравновешен таким же по величине и противоположно направленным моментом, создаваемым включенным на передаче переднего хода тормозом солнца  $C_2$ . Момент на ведомом водиле  $B$  уравновешен таким же по величине и противоположно направленным моментом, приложенным на правом конце ведомого вала реверс-редуктора.

Окончательно, ситуация с моментной загрузкой основных звеньев и равновесием сложного четырехзвенного ПМ реверс-редуктора на передаче переднего хода представлена на рис.3.16.

Рис.3.16. Равновесие сложного ПМ (ПХ)



Элементарные ПМ  $C_1BC_2$  и  $C_2BЭ$  полностью разгружены из-за того, что тормоз солнца  $C_2$  выключен.

В элементарном ПМ  $C_1BЭ$  к ведущему солнцу  $C_1$  приложен крутящий момент той же величины и того же направления, как и на передаче переднего хода (ПХ), то есть  $M_{C_1} = -1,0$ . Момент на эпицикле  $Э$  больше момента на солнце  $C_1$  в  $K = 3,6$  раз и имеет противоположное направление действия из-за того, что ВПЧ этого ПМ положительно. Таким образом,  $M_Э = 3,6$ . Момент на водиле  $B$  направлен так же, как и на солнце  $C_1$  и по величине он в  $K - 1 = 3,6 - 1 = 2,6$  раз больше момента на солнце, то есть,  $M_B = -2,6$ .

Из рис. 3.17 видно, что ПМ  $C_1BЭ$  полностью уравновешен, алгебраическая сумма моментов на трех его основных звеньях равна нулю.

Окончательно уравновешенный сложный четырехзвенный ПМ реверс-редуктора “Синтекс” ZF 3 НР, работающего на передаче заднего хода показан на рис.3.18.

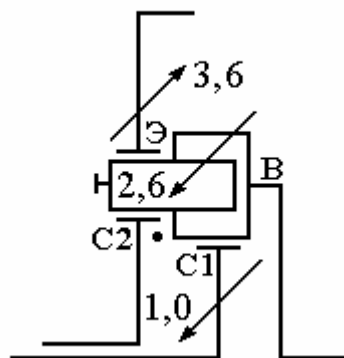


Рис.3.18. Равновесие сложного ПМ (3Х)

Нами разобран простейший случай силового анализа сложного планетарного ПМ при двух его фиксированных состояниях: на переднем (ПХ) и заднем (ЗХ) ходу.

Возможны разнообразные, более трудные для силового анализа случаи нагружения моментами сложных ПМ, например у сложного четырех-звенного ПМ с двухвенцовыми сателлитами реверс-редуктора “Ле Кroke” (см. Приложение, рис.П.1.11), схема которого представлена на рис.3.19.

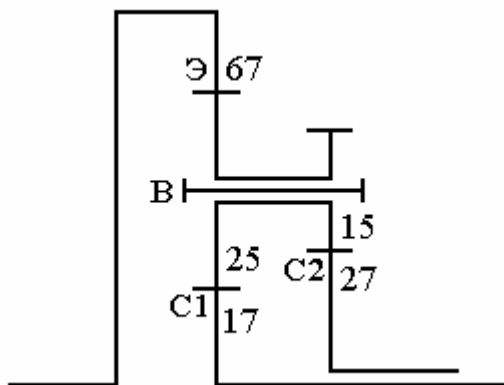


Рис.3.19. Сложный ПМ

Этот сложный ПМ включает в себя четыре основных звена: меньшее ведомое солнце  $C_1$  ( $Z_{C1} = 17$ ), бóльшее тормозное (снабженное тормозом) солнце  $C_2$  ( $Z_{C2} = 27$ ), “свободное” водило  $B$ , не являющееся ведущим, ведомым, тормозным или соединительным звеном, а также ведущий эпицикл  $\mathcal{E}$  ( $Z_{\mathcal{E}} = 67$ ). Все три центральных зубчатых колеса зацеплены с двухвенцовыми сателлитами с числами зубьев венцов  $Z_{\text{ст-}\mathcal{E}} = 25$  и  $Z_{\text{ст-}C2} = 15$ .

Передачу переднего хода (ПХ) в реверс-редукторе “Ле Кroke” получают включением блокировочного фрикциона, установленного между солнцем  $C_2$  и эпициклом  $\mathcal{E}$ . При этом передаточное число реверс-редуктора  $i_{\mathcal{E}C1} = 1,0$  (прямая передача).

Передачу заднего хода (ЗХ) получают затормаживанием солнца  $C_2$  при выключенном блокировочном фрикционе. В этом случае передаточное число реверс-редуктора  $i_{\mathcal{E}C1} = -1,015$ .

В сложном ПМ можно выделить три элементарных ПМ:  $C_1BC_2$ ,  $C_1B\mathcal{E}$  и  $C_2B\mathcal{E}$ .

Элементарный ПМ  $C_1BC_2$  с двухвенцовыми сателлитами и двумя солнцами имеет кинематическую характеристику

$$K = Z_{C2}Z_{\text{ст-}\mathcal{E}}/(Z_{C1}Z_{\text{ст-}C2}) = 27 \cdot 25/(17 \cdot 15) = 2,647.$$

Элементарный ПМ  $C_1B\mathcal{E}$  с одновенцовыми сателлитами, солнцем и эпициклом имеет кинематическую характеристику

$$K = Z_{\mathcal{E}}/Z_{C1} = 67/17 = 3,941.$$

Элементарный ПМ  $C_2BЭ$  с двухвенцовыми сателлитами, солнцем и эпициклом имеет кинематическую характеристику

$$K = Z_{Э}Z_{ст-C_2}/(Z_{C_2}Z_{ст-Э}) = 67 \cdot 15 / (27 \cdot 25) = 1,489.$$

Особенностью уравнивания сложного ПМ реверс-редуктора “Ле Кроке” на передаче переднего хода является отсутствие заведомо разгруженных от крутящих моментов основных звеньев  $C_1$ ,  $C_2$  и  $Э$ . В самом деле, ведомое солнце  $C_1$  нагружено выходным моментом, равным по величине входному моменту, поскольку передача ПХ – прямая. Тормозное солнце  $C_2$  и эпицикл  $Э$ , соединенные между собой включенным блокировочным фрикционом, нагружены моментами, пока что неизвестными ни по величине, ни по направлению, но, совершенно очевидно, не нулевыми.

Другой весьма важной особенностью уравнивания сложного ПМ реверс-редуктора “Ле Кроке” является факт отсутствия крутящего момента на водиле  $B$ , которое не соединено ни с ведущим, ни с ведомым валами или с одним из барабанов блокировочного фрикциона и не снабжено тормозом, поэтому мы вправе считать его “свободным”. Из этого обстоятельства следует чрезвычайно важный вывод – водило  $B$  при работе сложного ПМ нагружается ненулевыми крутящими моментами в составе отдельных элементарных ПМ, а алгебраическая сумма этих частных моментов обязательно равна нулю. Частные крутящие моменты могут иметь достаточно значительные величины, поэтому водило  $B$ , даже при нулевом значении результирующего крутящего момента на нем, нельзя выполнять по соображениям прочности, например, из картона, пластилина или фанеры.

Рассмотрим равновесие реверс-редуктора на передаче переднего хода (рис.3.20) под действием положительного ведущего момента, равного единице, приложенного к левому концу входного вала и такого же по величине отрицательного ведомого момента, приложенного к правому концу выходного вала при включенном блокировочном фрикционе  $\Phi$ .

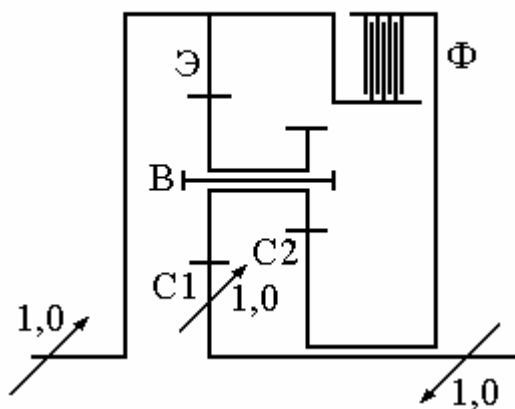


Рис.3.20. Сложный ПМ с фрикционом

Уравновесить ведущее звено, состоящее из входного вала, эпицикла и внутреннего барабана блокировочного фрикциона не удастся, так как на это звено действуют три момента, причем величина и направление моментов на эпицикле и бараба-

не фрикциона нам пока не известны. Можно уравновесить только ведомое звено, состоящее из солнца  $C_1$  и выходного вала, так как к нему приложены всего два крутящих момента: отрицательный, равный единице на правом конце выходного вала и положительный, такой же по величине, приложенный к солнцу  $C_1$ . Это умозаключение мало что дает для силового анализа сложного ПМ, поскольку очевидно, что момент на солнце  $C_1$  результирующий, является алгебраической суммой двух неизвестных ни по величине, ни по направлению моментов, нагружающих солнце  $C_1$  в составе двух элементарных ПМ:  $C_1BC_2$  и  $C_1BЭ$ .

Для выполнения задачи уравнивания сложного ПМ придется применить метод проб и, более чем вероятно, ошибок.

Например, предположим, что солнце  $C_2$  нагружено положительным моментом  $M_{C2} = a$  (рис.3.21).

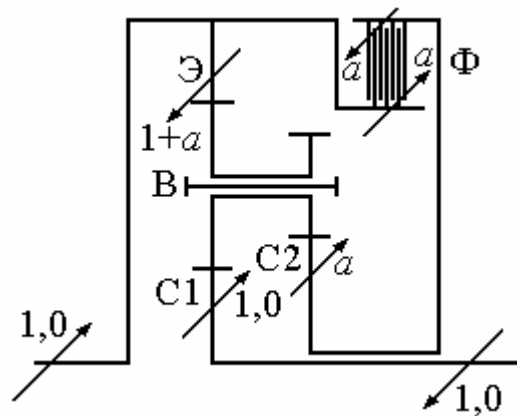


Рис.3.21. Первая попытка уравнивания

Тогда, для равновесия звена, включающего в себя солнце  $C_2$  и наружный барабан включенного фрикциона  $\Phi$ , на этом барабане должен быть приложен уравнивающий отрицательный момент величиной  $a$ . Чтобы включенный фрикцион  $\Phi$  находился в равновесии, к его внутреннему барабану, являющемуся частью ведущего звена реверс-редуктора, должен быть приложен уравнивающий положительный момент величиной  $a$ , действующий в том же направлении, что и ведущий момент на левом конце входного вала. Теперь нам стали известны величины и направления действия двух моментов на ведущем звене реверс-редуктора, поэтому нетрудно определить величину и направление действия третьего, отрицательного момента на эпицикле  $Э$ ,  $M_Э = -(1 + a)$ .

Из рис.3.21 видно, что сложный ПМ уравновешен, алгебраическая сумма моментов на трех центральных зубчатых колесах равна нулю, водило  $В$ , как ему и положено, разгружено. Но благополучие это кажущееся, так как величину  $a$  определить невозможно, она может иметь бесчисленное множество значений. Поэтому

попытаемся уравновесить по отдельности два элементарных ПМ:  $C_1BC_2$  и  $C_1BЭ$  с помощью рис.3.22, используя параметр  $a$ .

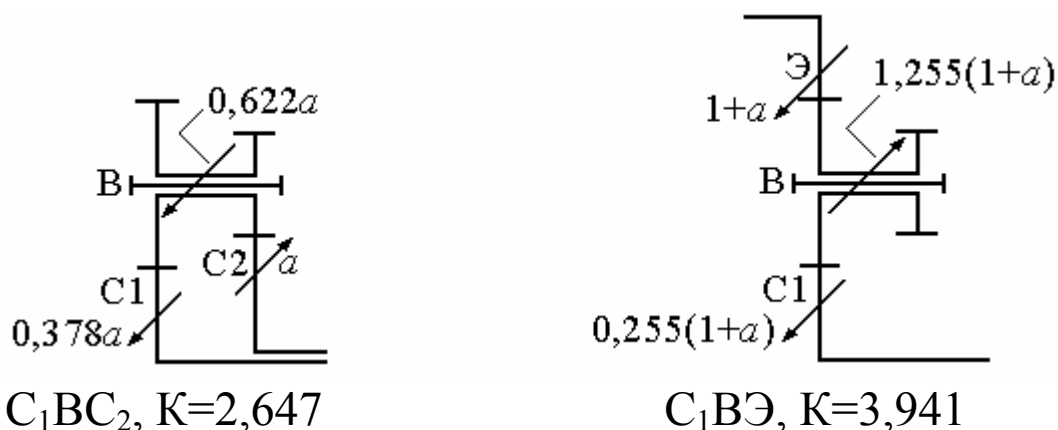


Рис.3.22. Уравновешивание двух элементарных ПМ (ПХ)

Третий элементарный ПМ  $C_2BЭ$  уравновешивать не нужно, так как он не содержит в себе солнца  $C_1$ . Уравновешивание элементарных ПМ  $C_1BC_2$  и  $C_1BЭ$  выполнено с использованием их кинематических характеристик, вычисленных ранее.

Теперь следует определить значение параметра  $a$ .

Зная, что водило  $B$  разгружено, можем приравнять друг другу значения моментов на водиле, полученные уравновешиванием элементарных ПМ  $C_1BC_2$  и  $C_1BЭ$ :

$$0,622a = 1,255(1 + a),$$

откуда  $a = -1,983$ . Отрицательная величина параметра  $a$  говорит о том, что мы неправильно выбрали направление действия момента на солнце  $C_2$  (см. рис.3.21).

Предпримем вторую попытку уравновешивания, рис.3.23, для чего изменим направление действия момента  $a$  на солнце  $C_2$  на отрицательное.

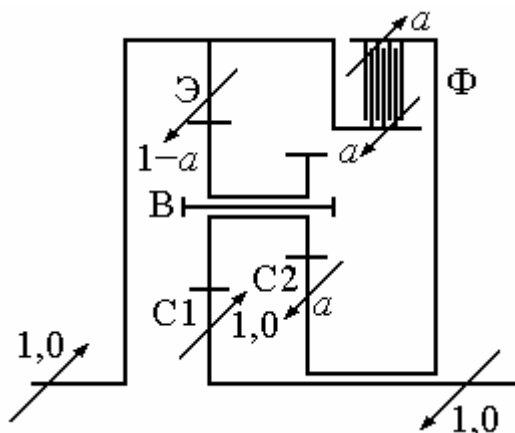


Рис.3.23. Вторая попытка уравновешивания

Вследствие этого, направления моментов на барабанах фрикциона тоже изменятся на противоположные.



Для того, чтобы найти величину и направление действия момента на эпицикле Э, нужно решить, больше или меньше единицы значение параметра  $a$ .

Пусть  $a < 1,0$ .

Тогда на эпицикл Э действует отрицательный момент  $M_{\text{Э}} = -(1 - a)$ , в этом случае ведущее звено реверс-редуктора будет полностью уравновешено тремя моментами: равным единице и положительным на левом конце входного вала, равным  $(1 - a)$  и отрицательным на эпицикле Э, и, наконец, равным  $a$  и отрицательным на внутреннем барабане блокировочного фрикциона Ф.

Теперь уравновесим два элементарных ПМ:  $C_1BC_2$  и  $C_1BЭ$  с помощью рис.3.24.

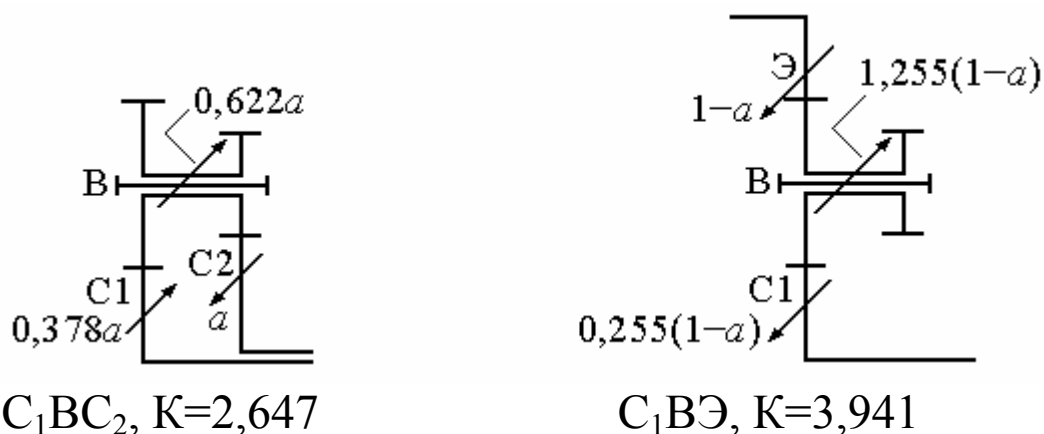


Рис.3.24. Уравновешивание двух элементарных ПМ (ПХ)

Из рис.3.24 сразу видно, что вторая попытка уравновешивания так же неудачна, как и первая, поскольку частные моменты, нагружающие водило В в элементарных ПМ  $C_1BC_2$  и  $C_1BЭ$  имеют одинаковое направление действия, поэтому водило не разгружено.

Можем сделать вывод, что предположение о том, что  $a < 1,0$  неверное и следует принять  $a > 1,0$ , рис.3.25.

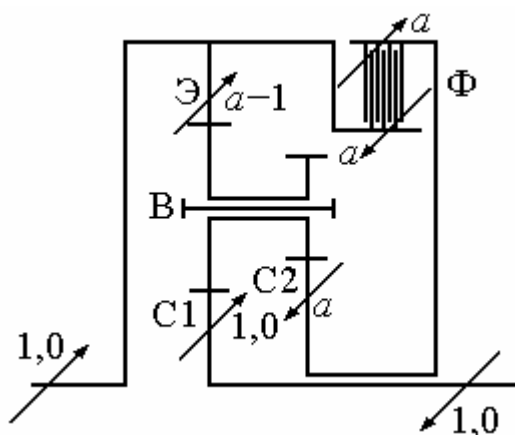


Рис. 3.25. Третья попытка уравновешивания

В этом случае ведущее звено реверс-редуктора будет уравновешено, если к эпициклу Э приложить момент положительного направления действия и величиной  $M_{\text{Э}} = a - 1$ .

Теперь уравновесим два элементарных ПМ:  $C_1BC_2$  и  $C_1BЭ$  с помощью рис.3.26.

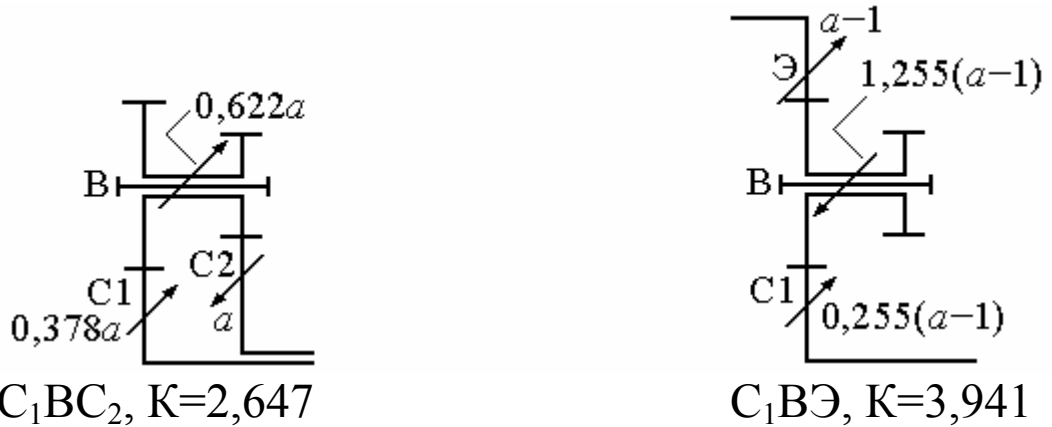


Рис.3.26. Уравновешивание двух элементарных ПМ (ПХ)

Из условия разгруженности водила В:

$$0,622a = 1,255(a - 1),$$

определим величину параметра  $a$ :

$$a = 1,983.$$

Теперь можно определить окончательные значения крутящих моментов на основных звеньях элементарных ПМ  $C_1BC_2$  и  $C_1BЭ$ , показанные на рис.3.25 в виде функциональных зависимостей от параметра  $a$  и представить их на рис.3.27.

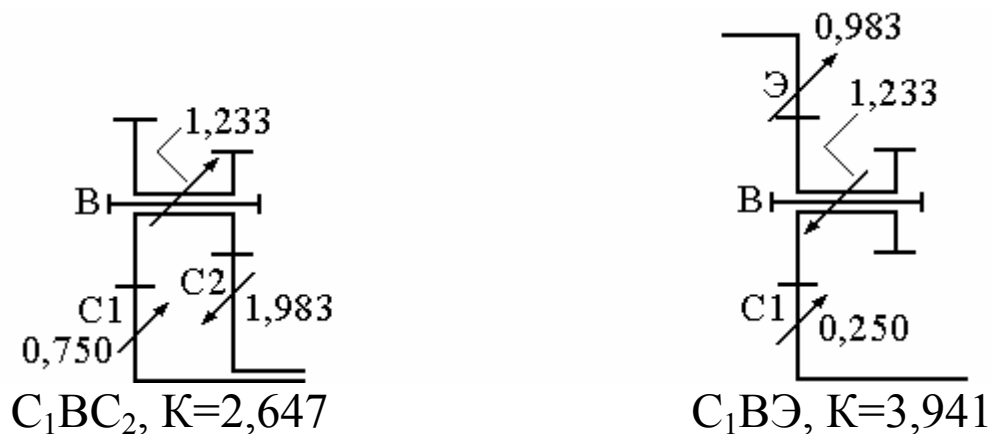


Рис.3.27. Окончательное уравновешивание двух элементарных ПМ (ПХ)

Из рис.3.27 видно, что:

1) алгебраические суммы моментов на трех основных звеньях обоих элементарных ПМ равны нулю, ПМ уравновешены;

2) моменты на водилах обоих ПМ одинаковы по величине и направлены в противоположные стороны, следовательно результирующий момент на водиле сложного ПМ нулевой и водило “свободное”;

3) результирующий момент на ведомом солнце  $C_1$  положителен и равен арифметической сумме частных моментов на солнцах  $C_1$  элементарных ПМ:

$$M_{C1} = 0,750 + 0,250 = 1,0,$$

что согласуется с исходными условиями равновесия реверс-редуктора (см. рис.3.20).

Окончательно уравновешенный реверс-редуктор “Ле Кроке” представлен на рис.3.28.

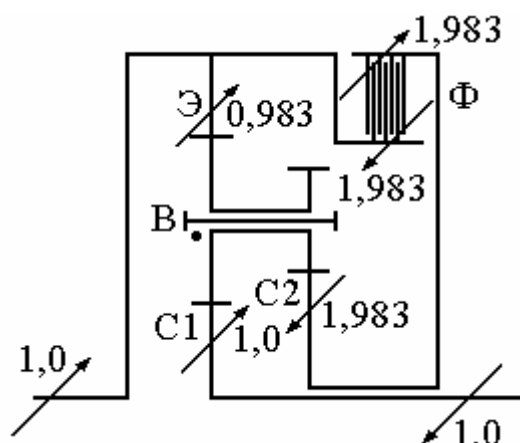


Рис.3.28. Окончательно уравновешенный “Ле Кроке” (ПХ)

На рис.3.28 показаны величины и направления действия моментов, нагружающих центральные зубчатые колеса сложного четырехзвенного ПМ. Видно, что при нулевом моменте на водиле, алгебраическая сумма моментов на трех центральных зубчатых колесах равна нулю. Кроме того, хотя мы к этому специально и не стремились, удалось выяснить величину рабочего момента, нагружающего включенный фрикцион  $\Phi$ ,  $M_{\Phi} = 1,983$ , на передаче переднего хода (ПХ).

Автор не скрывает, что уравновешивание сложного ПМ реверс-редуктора “Ле Кроке”, работающего на передаче переднего хода (ПХ) было намеренно проведено через все ошибочные попытки. При известном везении и, особенно, после приобретения некоторого опыта силового анализа ПМ и ПКП обычно удается достаточно легко выполнять уравновешивание любых элементарных и сложных ПМ.

Для того, чтобы закрыть вопрос об уравновешивании сложных ПМ, проделаем еще раз эту процедуру для реверс-редуктора “Ле Кроке”, работающего на передаче заднего хода (ЗХ), что обеспечивается торможением солнца  $C_2$  при выключенном блокировочном фрикционе.

Напомним, что передаточное число реверс-редуктора на передаче заднего хода (ЗХ), при включенном тормозе Т,  $i_{ЭC1} = -1,015$ , следовательно, при положи-

тельном и равном единице моменте на входе в реверс-редуктор, момент на выходе реверс-редуктора будет положительным и равным 1,015, как показано на рис.3.29.

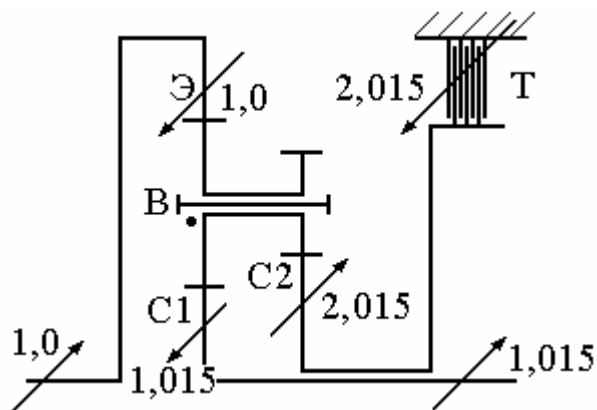


Рис.3.29. Окончательно уравновешенный “Ле Кроке” (3X)

Входное звено реверс-редуктора будет уравновешено, если к ведущему эпициклу Э сложного ПМ приложить отрицательный момент  $M_{\text{Э}} = -1,0$ . Выходное звено реверс-редуктора будет уравновешено, если к ведомому солнцу  $C_1$  сложного ПМ приложить отрицательный момент  $M_{C1} = -1,015$ .

Весь реверс-редуктор будет уравновешен, если на включенном тормозе Т тормозного солнца  $C_2$  приложить отрицательный момент  $M_T = -2,015$ .

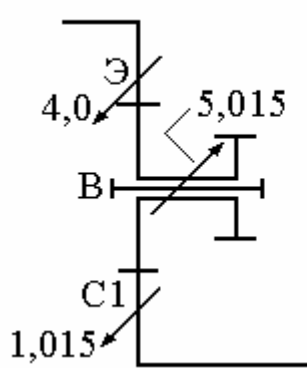
В этом случае алгебраическая сумма трех внешних, по отношению к реверс-редуктору, моментов: на входе (1,0), выходе (1,015) реверс-редуктора и реактивного момента во включенном тормозе Т ( $-2,015$ ) будет равна нулю. Тогда на солнце  $C_2$  должен действовать положительный момент величиной 2,015.

Сложный ПМ полностью уравновешен тремя ненулевыми моментами на центральных зубчатых колесах, а водило разгружено, свободное.

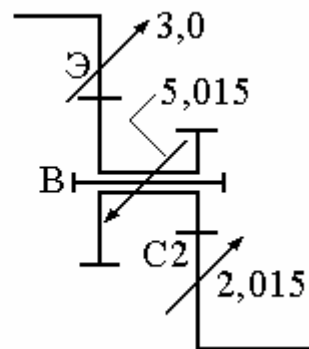
Из сравнения рис.3.28 и 3.29 видна очень интересная и редко встречающаяся в ПКП особенность реверс-редуктора “Ле Кроке” – моменты, нагружающие основные элементы конструкции этого реверс-редуктора, такие как зубчатые колеса, валы, блокировочный фрикцион и тормоз на обеих передачах (ПХ и 3X) практически одинаковой величины и, значит, при правильно рассчитанной и спроектированной конструкции все детали и узлы будут работать без недогруза на одной из передач, а пакеты дисков многодисковых блокировочного фрикциона  $\Phi$  и тормоза Т могут быть абсолютно одинаковыми и по размеру, и по количеству дисков, что упрощает и удешевляет производство и сокращает номенклатуру запасных частей.

Остался невыясненным один вопрос – о величине частных моментов, нагружающих свободное водило В на передаче 3X и, возможно, являющихся расчетными

при проектировании водила. Для этого уравновесим два элементарных ПМ:  $C_1BЭ$  и  $C_2BЭ$ , входящих в состав сложного ПМ с помощью рис.3.30.



$C_1BЭ$ ,  $K=3,941$



$C_2BЭ$ ,  $K=1,489$

Рис.3.30. Уравновешивание двух элементарных ПМ (3X)

Из рис.3.30 видно, что:

1) алгебраические суммы моментов на трех основных звеньях обоих элементарных ПМ равны нулю, ПМ уравновешены;

2) моменты на водилах обоих ПМ одинаковы по величине (5,015) и направлены в противоположные стороны, следовательно результирующий момент на водиле сложного ПМ нулевой и водило “свободное”;

3) результирующий момент на эпицикле Э отрицателен и равен алгебраической сумме частных моментов на эпициклах Э элементарных ПМ:  $M_Э = -4,0 + 3,0 = -1,0$ , что согласуется с исходными условиями равновесия реверс-редуктора (см. рис.3.29);

4) частные моменты на водилах элементарных ПМ на передаче 3X значительно, а именно, в  $5,015/1,233 = 4,067$  раза превышают по величине аналогичные моменты, нагружающие водило на передаче ПХ, (ср. рис.3.27 и 3.30), следовательно, величины моментов на передаче 3X должны быть приняты за основу при расчете водила на прочность и жесткость.

### 3.7. Внутренний коэффициент полезного действия ПМ

Для оценки величины потерь мощности в работающей ПКП используются, так называемые, внутренние коэффициенты полезного действия (КПД) отдельных ПМ, входящих в состав данной ПКП.

Под внутренним КПД понимают КПД ПМ, превращенного в простой зубчатый механизм остановкой водила, и, в этом случае, передающего мощность только относительными движениями зубчатых колёс.

Будем считать, при исследовании кинематических схем ПКП, что потери мощности в вырожденных ПМ определяются только потерями в полюсах зацепления зубчатых колес, причем КПД внешнего цилиндрического зубчатого зацепления

(солнце-сателлит, сателлит-сателлит при парных сателлитах) принимается равным 0,98, а КПД внутреннего цилиндрического зацепления (эпицикл-сателлит) принимается равным 0,99.

Для подсчета величины внутреннего КПД ПМ надо по схеме ПМ определить количество полюсов внешних и внутренних зацеплений в кинематической цепи между центральными зубчатыми колесами, причем достаточно это сделать, учитывая только один сателлит или пару сателлитов в ПМ с парными сателлитами. Затем, перемножив значения КПД отдельных зацеплений, получают величину внутреннего КПД ПМ.

Выполним эту процедуру для всех семи типов плоских элементарных ПМ (см.рис. 3.1).

ПМ с одновенцовыми сателлитами солнцем и эпициклом (рис.3.1.а)

$$\eta_{сэ} = 0,98 \cdot 0,99 = 0,97.$$

ПМ с двухвенцовыми сателлитами, солнцем и эпициклом (рис.3.1.б)

$$\eta_{сэ} = 0,98 \cdot 0,99 = 0,97.$$

ПМ с двухвенцовыми сателлитами и двумя солнцами (рис. 3.1.в)

$$\eta_{с1с2} = 0,98 \cdot 0,98 = 0,96.$$

ПМ с двухвенцовыми сателлитами и двумя эпициклами (рис.3.1.г)

$$\eta_{э1э2} = 0,99 \cdot 0,99 = 0,98.$$

ПМ с парными сателлитами, солнцем и эпициклом (рис.3.1.д)

$$\eta_{сэ} = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,95.$$

ПМ с парными сателлитами и двумя солнцами (рис. 3.1.е)

$$\eta_{с1с2} = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 0,94.$$

ПМ с парными сателлитами и двумя эпициклами (рис.3.1.ж)

$$\eta_{э1э2} = 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,96.$$

Следует отметить, что в реальных ПКП, кроме потерь мощности в полюсах зацепления зубчатых колес ПМ при их относительном движении существуют еще и потери на трение в подшипниковых опорах, уплотнениях, в выключенных фрикционных, тормозах, особенно многодисковых, отбор мощности на насосы системы смазки и управления ПКП, но эти дополнительные потери можно оценить и учесть только для реально выполненных, изготовленных в металле, работающих ПКП расчетным или экспериментальным способом, но никак не для кинематических схем ПКП.

Поэтому на расчетном, предварительном этапе работы со схемами ПКП можно и нужно ограничиться лишь учетом внутренних КПД ПМ.

## 4. АНАЛИЗ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ ПКП

Целью анализа схемы ПКП является определение подробных кинематических (скоростных), статических (силовых) и энергетических (мощностных) показателей работы ПКП на всех передачах.

При анализе ПКП решаются следующие частные задачи:

1) изучается состав и строение схемы ПКП, выявляются отдельные ПМ (элементарные, сложные), связи основных звеньев ПМ между собой, с ведущим и ведомым валами ПКП, с управляющими элементами – фрикционами  $\Phi$ , тормозами  $T$  и механизмами свободного хода  $M$ ;

2) выполняется индексация всех основных звеньев ПМ;

3) определяются значения ВПЧ и кинематической характеристики  $K$  всех элементарных ПМ анализируемой ПКП;

4) проверяются условия существования ПМ, определяется количество сателлитов в каждом элементарном и сложном ПМ;

5) определяется число степеней свободы ПКП;

6) определяется закон управления ПКП;

7) составляется система УКС ПМ, выводятся кинематические передаточные функции (КПФ) ПКП на всех не прямых передачах;

8) рассчитываются значения абсолютных угловых скоростей основных звеньев, относительных угловых скоростей сателлитов ПМ и относительных угловых скоростей в выключенных управляющих элементах ( $\Phi$ ,  $T$  и  $M$ ) на всех передачах и на нейтрали ПКП, по результатам расчета строится линейный план скоростей всех звеньев для ПКП с двумя степенями свободы или диаграмма скоростей, изображаемая преимущественно ломаными линиями – для ПКП с тремя и более степенями свободы;

9) определяются величины и направления крутящих моментов, нагружающих основные звенья ПМ и управляющие элементы ПКП ( $\Phi$ ,  $T$  и  $M$ ) на всех передачах;

10) строятся потоки полезной мощности, передаваемой ПКП и вредной мощности, циркулирующей в замкнутых контурах внутри ПКП на всех передачах, определяются величины этих мощностей;

10) рассчитываются значения КПД ПКП на каждой передаче;

11) при необходимости, определяются значения числовых критериев качества схемы ПКП.

### 4.1. Индексация основных звеньев ПКП

Для проведения анализа схем ПКП необходимо выполнить буквенно-цифровую индексацию всех основных звеньев ПМ, образующих анализируемую ПКП. Это поможет исключить путаницу и ошибки при анализе, так как появится возможность присвоить каждому элементарному ПМ индивидуальное, не повторяющееся в пределах схемы ПКП символическое обозначение, состоящее из записанных в определенном порядке трех индексов основных звеньев элементарных

ПМ. При индексации звеньев настоятельно рекомендуется обозначать:  $\partial$  (двигатель) – ведущий вал ПКП и постоянно жестко связанные с ним основные звенья ПМ,  $x$  (ход) – ведомый вал ПКП и постоянно жестко связанные с ним основные звенья ПМ, **1, 2, 3, 4** и т.д. – тормозные (снабженные тормозами, соответственно,  $T_1, T_2, T_3, T_4, \dots$ ) основные звенья ПМ,  $\alpha, \beta, \gamma, \delta$  и т.д. – соединительные (не соединенные постоянно и жестко с ведущим или ведомым валами ПКП и не снабженные тормозами) основные звенья ПМ. В некоторых обоснованных случаях допускается при индексации основных звеньев использовать какие-либо другие символы (буквы, цифры, значки).

Выполним индексацию основных звеньев (рис.4.1), на примере ПКП легкового автомобиля “Мерседес-Бенц” [59] (см., также, Приложение, рис.П.8.24).

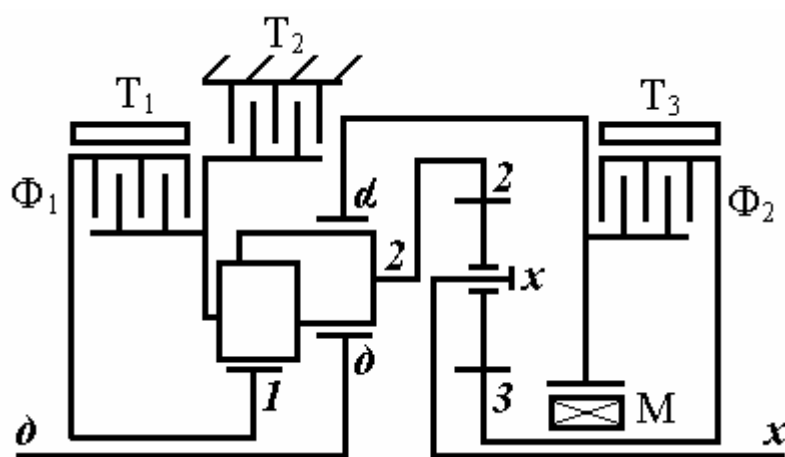


Рис.4.1. Индексация основных звеньев ПКП  
Мерседес W4A020/040 722.3/4

Из рис.4.1 видно, что ПКП составлена из двух ПМ – сложного четырехзвенного ПМ с парными сателлитами, двумя солнцами, водилом и эпициклом (левый ПМ) и элементарного трехзвенного ПМ с одновенцовыми сателлитами, солнцем и эпициклом (правый ПМ). В ПКП имеется шесть управляющих элементов: фрикцион  $\Phi_1$ , предназначенный для блокировки малого солнечного колеса левого сложного ПМ с водилом этого же ПМ, фрикцион  $\Phi_2$ , предназначенный для блокировки солнечного колеса правого элементарного ПМ с эпициклическим колесом левого ПМ, ленточный тормоз  $T_1$ , предназначенный для остановки малого солнечного колеса левого ПМ, многодисковый тормоз  $T_2$ , предназначенный для остановки водила левого ПМ и постоянно и жестко связанного с ним эпициклического колеса правого ПМ, ленточный тормоз  $T_3$ , предназначенный для остановки солнечного колеса правого ПМ, механизм свободного хода  $M$ , установленный между солнечным колесом правого ПМ и эпициклическим колесом левого ПМ параллельно с фрикционом  $\Phi_2$ . Механизм свободного хода  $M$  способен при заклинивании обеспечить одинаковую угловую скорость солнечному колесу правого ПМ и эпициклическому колесу левого ПМ, а также нулевую угловую скорость обоим звеньям при включении тормоза  $T_3$ .



Из рис.4.1 также видно, что ведущий вал  $\partial$  соединен с бóльшим солнечным колесом левого ПМ, поэтому присвоим этому солнечному колесу индекс  $\partial$ . Ведомый вал  $x$  соединен с водилом правого ПМ, поэтому присваиваем этому водилу индекс  $x$ . Тормозом  $T_1$  тормозится меньшее солнце левого ПМ, поэтому индекс этого солнца –  $1$ . Тормозом  $T_2$  тормозится водило левого ПМ и эпицикл правого ПМ. Это звено, представляющее собой жесткое соединение двух основных звеньев двух ПМ, получает индекс  $2$ . Тормозом  $T_3$  тормозится солнце правого ПМ, следовательно, индекс этого солнца –  $3$ . Эпицикл левого ПМ не снабжен тормозом, не соединен ни с валом  $\partial$ , ни с валом  $x$ , значит это звено – соединительное, ему присваивается индекс  $\alpha$ . Теперь можно записать символические обозначения элементарных ПМ. Левый сложный четырехзвенный ПМ состоит из трех элементарных ПМ:  $\partial 2 \alpha$  – с одновенцовыми сателлитами, солнцем  $\partial$ , водилом  $2$  и эпициклом  $\alpha$ ;  $1 2 \partial$  – с парными сателлитами, меньшим солнцем  $1$ , водилом  $2$  и бóльшим солнцем  $\partial$ ;  $1 2 \alpha$  – с парными сателлитами, солнцем  $1$ , водилом  $2$  и эпициклом  $\alpha$ . Правый элементарный ПМ с одновенцовыми сателлитами, солнцем  $3$ , водилом  $x$  и эпициклом  $2$  имеет символическое обозначение  $3 x 2$ .

Символическое обозначение любого элементарного ПМ, как уже отмечалось ранее, обязательно записывается в следующем порядке: сначала – индекс меньшего центрального зубчатого колеса, затем – индекс водила, и, наконец, индекс бóльшего центрального зубчатого колеса.

#### 4.2. Определение значений ВПЧ и кинематической характеристики ПМ.

Выполним определение внутреннего передаточного числа каждого элементарного ПМ на примере ПКП Мерседес W4A020/040 722.3/4, рис.4.2, табл.4.1.

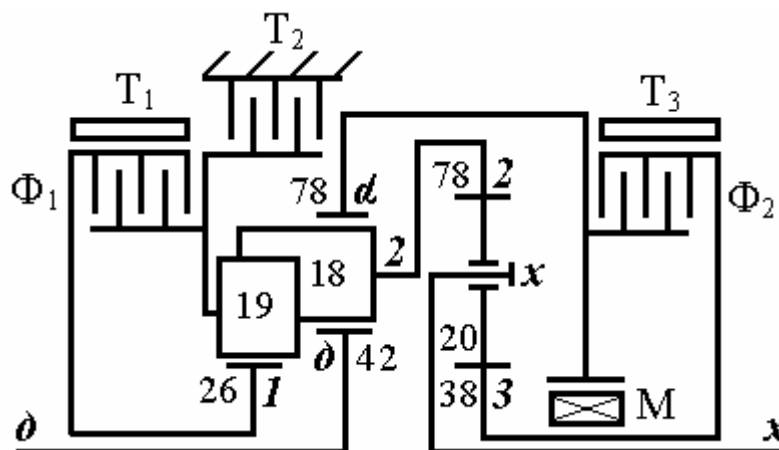


Рис.4.2. К определению значений ВПЧ и кинематических характеристик ПМ

Внутренние передаточные числа и кинематические характеристики ПМ

Символическое обозначение ПМ	Внутреннее передаточное число ПМ	Кинематическая характеристика ПМ
$\partial 2\alpha$	$i_{\partial\alpha} = -(Z_\alpha/Z_\partial) = -(78/42) = -1,857$	$K_{\partial\alpha} = Z_\alpha/Z_\partial = 78/42 = 1,857$
$12\partial$	$i_{1\partial} = -(Z_\partial/Z_1) = -(42/26) = -1,615$	$K_{1\partial} = Z_\partial/Z_1 = 42/26 = 1,615$
$12\alpha$	$i_{1\alpha} = Z_\alpha/Z_1 = 78/26 = 3,0$	$K_{1\alpha} = Z_\alpha/Z_1 = 78/26 = 3,0$
$3x2$	$i_{32} = -(Z_2/Z_3) = -(78/38) = -2,053$	$K_{32} = Z_2/Z_3 = 78/38 = 2,053$

### 4.3. Проверка условий существования ПМ

При анализе схем ПКП необходимо проверять условия существования (соосности, сборки и соседства) всех элементарных ПМ, входящих в схему ПКП. Проверка условий существования элементарных ПМ позволяет определить возможное число спутников (одновенцовых, двухвенцовых) или групп парных спутников в каждом ПМ. Следует учитывать, что при наличии в схеме анализируемой ПКП одного или нескольких сложных ПМ количество спутников в каждом элементарном ПМ, входящем в состав сложного ПМ, должно быть одинаковым.

Если при проверке условий существования элементарных ПМ выявляется несколько возможных вариантов количества спутников, следует рассмотреть все варианты, особенно, предусматривающий максимально возможное количество спутников, в том числе, и при их попарно неравномерном расположении в ПМ.

Выполним эту процедуру для анализируемой ПКП Мерседес W4A020/040 722.3/4.

Сложный ПМ. Этот ПМ с парными спутниками состоит из трех элементарных:  $\partial 2\alpha$ ,  $12\partial$  и  $12\alpha$ . Проверим условия существования каждого из них.

1. Элементарный ПМ  $\partial 2\alpha$  с одновенцовыми спутниками, солнцем  $\partial$ , водилом  $2$  и эпициклом  $\alpha$ , имеющий ВПЧ  $i_{\partial\alpha} = -1,857$ .

ПМ  $\partial 2\alpha$  будет соосным, если полуразность чисел зубьев эпицикла  $\alpha$  ( $Z_\alpha = 78$ ) и солнца  $\partial$  ( $Z_\partial = 42$ ) будет равна числу зубьев спутника ( $Z_{ст} = 18$ ), т.е.

$$Z_{ст} = (Z_\alpha - Z_\partial)/2 = (78 - 42)/2 = 18.$$

Условие соосности ПМ  $\partial 2\alpha$  соблюдено.

ПМ  $\partial 2\alpha$  будет отвечать условию сборки при равномерном расположении спутников в ПМ, если сумма чисел зубьев эпицикла  $\alpha$  ( $Z_\alpha = 78$ ) и солнца  $\partial$  ( $Z_\partial =$

= 42) будет нацело делиться на предполагаемое количество одновенцовых сателлитов  $n_{ст}$  в этом ПМ, т.е. частное  $E$  от этого деления будет натуральным числом (целым и положительным):

$$(Z_a + Z_d) / n_{ст} = E.$$

Возможное количество сателлитов в ПМ может быть от двух до восьми. Подсчитав сумму чисел зубьев эпицикла и солнца  $Z_a + Z_d = 78 + 42 = 120$ , видим, что эта сумма нацело делится на 2, 3, 4, 5, 6 и 8:

$$\begin{aligned} 120/2 &= 60, & 120/3 &= 40, & 120/4 &= 30, \\ 120/5 &= 24, & 120/6 &= 20, & 120/8 &= 15. \end{aligned}$$

Желательно в ПМ устанавливать максимальное количество сателлитов, при этом появляется возможность уменьшить величину модуля зацепления и ширину зубчатых колёс и, таким образом, получить компактный ПМ с небольшими радиальным и осевым габаритами, способный, в то же время, работать с солидными силовыми нагрузками звеньев за счёт распределения этих нагрузок на большее число зубчатых зацеплений сателлитов с центральными зубчатыми колёсами.

Однако, количество сателлитов в ПМ ограничивается необходимостью выполнять условие соседства смежных сателлитов:

$$\begin{aligned} \sin(\pi/n_{ст}) &\geq (Z_d - Z_c + 6)/(Z_d + Z_c) = (Z_a - Z_d + 6)/(Z_a + Z_d) = \\ &= (78 - 42 + 6)/(78 + 42) = 0,35. \end{aligned}$$

При  $n_{ст} = 8$  в ПМ **д2а**

$$\sin(\pi/n_{ст}) = \sin(180^\circ/8) = \sin 22,5^\circ = 0,3827,$$

условие соседства выполняется ( $0,3827 > 0,35$ ), но при этом следует помнить, что ПМ **д2а** входит в состав сложного ПМ с парными сателлитами и придётся в этом сложном ПМ устанавливать восемь групп парных сателлитов, а всего 16 сателлитов ( $Z_{ст} = 18$  и  $Z_{ст} = 19$ ), попарно зацеплённых друг с другом.

Придётся выполнить проверку выполнения условия соседства сателлитов построением масштабной схемы ПМ в профильной проекции, изображая центральные зубчатые колёса **д**, **а** и **1** и сателлиты ст-**а** и ст-**1** в виде касающихся друг друга в полюсах зацепления делительных окружностей зубчатых колёс с радиусами в миллиметрах, причём величины этих радиусов проще и удобнее принимать равными числам зубьев соответствующих колёс ( $R_d = Z_d = 42\text{мм}$ ,  $R_a = Z_a = 78\text{мм}$ ,  $R_1 = Z_1 = 26\text{мм}$ ,  $R_{ст-а} = Z_{ст-а} = 18\text{мм}$ ,  $R_{ст-1} = Z_{ст-1} = 19\text{мм}$ ). Условие соседства в ПМ будет выполняться только, если между делительными окружностями любых рядом расположенных и не зацеплённых друг с другом сателлитов по линии, соединяющей их центры, будет существовать зазор не менее 3-х миллиметров.

Выполняя рекомендованное построение, можно убедиться, что ни  $n_{ст} = 8$ , ни  $n_{ст} = 6$ , ни, даже  $n_{ст} = 5$ , не обеспечивают условия соседства.

Таким образом, с учётом вхождения ПМ **д2а** в состав сложного ПМ, для выполнения условия соседства, принимается  $n_{ст} = 4$ .

2. Элементарный ПМ **12 $\delta$**  с парными сателлитами, меньшим солнцем **1**, водилом **2** и бóльшим солнцем  **$\delta$** , имеющий ВПЧ  $i_{1\delta} = -1,615$  и  $n_{ст} = 4$ .

ПМ **12 $\delta$**  будет соосным, если при его изготовлении обеспечена соосность подшипниковых опор солнечных колёс **1** и  **$\delta$** .

ПМ **12 $\delta$**  будет отвечать условию сборки при равномерном расположении пар сателлитов в ПМ, если (см. табл.3.2):

$$\begin{aligned}(Z_{C1}+Z_{C2})/n_{ст} &= E, \\ (Z_I+Z_{\delta})/n_{ст} &= (26+42)/4 = 17.\end{aligned}$$

3. Элементарный ПМ **12 $\alpha$**  с парными сателлитами, солнцем **1**, водилом **2** и эпициклом  **$\alpha$** , имеющий ВПЧ  $i_{1\alpha} = 3,0$  и  $n_{ст} = 4$ .

ПМ **12 $\alpha$**  будет соосным, если при его изготовлении обеспечена соосность подшипниковых опор солнечного колеса **1** и эпициклического колеса  **$\alpha$** .

ПМ **12 $\alpha$**  будет отвечать условию сборки при равномерном расположении пар сателлитов в ПМ, если (см. табл.3.2):

$$\begin{aligned}(Z_{\alpha}-Z_C)/n_{ст} &= E, \\ (Z_{\alpha}-Z_I)/n_{ст} &= (78-26)/4 = 13.\end{aligned}$$

Проверка условий существования сложного ПМ завершена. Отметим, что в этом сложном ПМ действительно установлено четыре группы парных сателлитов с равномерным расположением сателлитов (центральный угол между осями одноименных соседних не сцеплённых между собой сателлитов составляет 90°) [59].

4. Элементарный ПМ **3 $x$ 2** с одновенцовыми сателлитами, солнцем **3**, водилом  **$x$**  и эпициклом **2**, имеющий ВПЧ  $i_{32} = -2,053$ .

ПМ **3 $x$ 2** будет соосным, если полуразность чисел зубьев эпицикла **2** ( $Z_2 = 78$ ) и солнца **3** ( $Z_3 = 38$ ) будет равна числу зубьев сателлита ( $Z_{ст} = 20$ ), т.е.

$$Z_{ст} = (Z_2 - Z_3)/2 = (78 - 38)/2 = 20.$$

Условие соосности ПМ **3 $x$ 2** соблюдено.

ПМ **3 $x$ 2** будет отвечать условию сборки при равномерном расположении сателлитов в ПМ, если сумма чисел зубьев эпицикла **2** ( $Z_2 = 78$ ) и солнца **3** ( $Z_3 = 38$ ) будет нацело делиться на предполагаемое количество одновенцовых сателлитов  $n_{ст}$  в этом ПМ, т.е. частное  $E$  от этого деления будет натуральным числом (целым и положительным):

$$(Z_2 + Z_3)/n_{ст} = E.$$

Возможное количество сателлитов в ПМ может быть от двух до восьми. Подсчитав сумму чисел зубьев эпицикла и солнца  $Z_2 + Z_3 = 78 + 38 = 116$ , видим, что эта сумма нацело делится только на 2, и 4:

$$116/2 = 58, \quad 116/4 = 29.$$

Таким образом, в ПМ **3x2** можно установить четыре равномерно расположенных сателлита, кстати, согласно [59], так оно и есть. Однако, учитывая, что ПМ **3x2** установлен на выходе ПКП Мерседес W4A020/040 722.3/4, следует понимать, что силовые нагрузки ПМ **3x2** самые большие в этой ПКП, т.к. передача заднего хода и три первые передачи переднего хода – замедляющие (усиливающие).

Имеет смысл оценить возможность увеличения количества сателлитов, например, с четырёх до шести, с целью снижения нагрузок в зацеплениях зубчатых колёс и на подшипники сателлитов, в среднем, в полтора раза для повышения надёжности ПМ **3x2**. Это, в принципе, возможно при неравномерной попарной установке сателлитов в ПМ (см. табл.3.2):

$$(Z_C + Z_Э)/n_{ст} \neq E,$$

$$(Z_3 + Z_2)/n_{ст} = (38 + 78)/6 = 19,3(3).$$

Тогда, если принять  $e = 19$ , центральный угол между осями попарно сближенных сателлитов будет

$$\alpha_{ст} = 2\pi e / (Z_C + Z_Э) = 2\pi e / (Z_3 + Z_2) = 360^\circ \cdot 19 / (38 + 78) = 58,96552^\circ.$$

Поскольку центральный угол между осями сателлитов не смежных, а взятых через один, при шести сателлитах равен  $120^\circ$ , центральный угол между осями попарно удалённых сателлитов составит

$$120^\circ - 58,96552^\circ = 61,03448^\circ.$$

Следует проверить ПМ **3x2** с шестью неравномерно попарно установленными сателлитами на выполнение условия соседства по сближенным сателлитам:

$$\sin(\alpha_{ст}/2) \geq (Z_Э - Z_C + 6)/(Z_Э + Z_C) = (Z_2 - Z_3 + 6)/(Z_2 + Z_3) =$$

$$(78 - 38 + 6)/(78 + 38) = 0,39655,$$

$$\sin(\alpha_{ст}/2) = \sin(58,96552^\circ/2) = 0,49162.$$

Сравнивая полученные результаты, убеждаемся, что, при шести попарно неравномерно установленных сателлитах, условие соседства выполняется:

$$0,49162 > 0,39655.$$

#### 4.4. Определение числа степеней свободы ПКП

При индексации основных звеньев ПКП Мерседес выявлено одно соединительное звено **α**. Это означает, что ПКП обладает тремя степенями свободы. Убедимся в этом, используя формулу П.Л. Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4.$$

В ПКП имеется девять подвижных звеньев, образующих два ПМ: солнце **1**, солнце **θ**, водило-эпицикл **2**, эпицикл **α**, солнце **3**, водило **х**, пара сателлитов левого сложного ПМ, одновенцовый сателлит правого ПМ ( $n = 9$ ).

В ПКП принимается девять кинематических пар пятого класса – подшипниковых опор всех девяти подвижных (вращающихся) звеньев ( $p_5 = 9$ ).

В ПКП шесть кинематических пар четвертого класса (зубчатые зацепления), четыре – в левом сложном ПМ и два – в правом элементарном ПМ ( $p_4 = 6$ ).

Таким образом,

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 9 - 2 \cdot 9 - 6 = 3,$$

что и требовалось доказать.

#### 4.5. Определение закона управления ПКП

Под законом управления понимают порядок включения и номенклатуру включаемых для получения каждой передачи фрикционных управляющих элементов.

ПКП Мерседес (рис.4.1 и 4.2) обладает тремя степенями свободы, значит, для получения любой передачи в рассматриваемой ПКП необходимо снять две лишние степени свободы. В ПКП для этого целесообразно уменьшать количество подвижных (вращающихся) звеньев, могущих иметь угловую скорость отличную от угловых скоростей других подвижных звеньев. Выполняется это приданием отдельным подвижным основным тормозным звеньям нулевой угловой скорости посредством тормоза Т, либо блокировкой двух различных основных звеньев посредством фрикциона Ф, с целью обеспечения одинаковой угловой скорости этих двух звеньев.

В первом случае, одна степень свободы снимается из-за того, что количество подвижных звеньев уменьшается на одно вследствие остановки звена, а во втором случае, количество подвижных звеньев также уменьшается на одно, но благодаря тому, что два различных основных звена приобретают одинаковую, ненулевую угловую скорость, то есть, становятся, временно, одним подвижным звеном.

Таким образом, в рассматриваемой ПКП уменьшить число степеней свободы на два (т.е. реализовать какую-то рабочую передачу), можно, если включить два блокировочных фрикциона, либо два тормоза, либо один фрикцион и один тормоз. Участие в формировании передач механизма свободного хода М рассмотрим позже, после подробного исследования кинематики ПКП. В ПКП имеется в наличии два блокировочных фрикциона  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$ , и три тормоза  $T_1$ ,  $T_2$  и  $T_3$ , то есть, всего пять фрикционных управляющих элементов.

Количество вариантов попарного включения управляющих элементов определяется числом сочетаний из пяти по два:

$$C^2_5 = 5! / (2!(5 - 2)!) = 10.$$

Выпишем все десять возможных сочетаний попарного включения управляющих фрикционных элементов:

$$\Phi_1\Phi_2; \Phi_1T_1; \Phi_1T_2; \Phi_1T_3; \Phi_2T_1; \Phi_2T_2; \Phi_2T_3; T_1T_2; T_1T_3; T_2T_3.$$

Выполним оценку этих сочетаний с точки зрения получения рабочих передач в ПКП.

Первое сочетание ( $\Phi_1\Phi_2$ ) посредством  $\Phi_1$  обеспечивает полную блокировку левого сложного ПМ ( $\omega_1 = \omega_2 = \omega_\alpha = \omega_\partial$ ), а  $\Phi_2$  уравнивает угловые скорости звеньев  $\alpha$  и  $3$  ( $\omega_\alpha = \omega_3$ ). В результате, правый элементарный ПМ  $3x2$  также блокируется ( $\omega_2 = \omega_x = \omega_3$ ). Угловые скорости всех основных звеньев ПКП становятся одинаковыми, а относительные угловые скорости всех сателлитов становятся нулевыми. Рассмотренное состояние ПКП соответствует прямой передаче с передаточным числом  $i_{\partial x} = 1,0$ .

Второе и третье сочетания ( $\Phi_1T_1$  и  $\Phi_1T_2$ ) рабочих передач не обеспечивают, так как сблокированный фрикционом  $\Phi_1$  левый сложный ПМ полностью затормаживается тормозом  $T_1$  или  $T_2$ , ведущий вал  $\partial$  останавливается, к ПКП невозможно подвести мощность. Правый элементарный ПМ сохраняет две степени свободы, если не заклинен механизм свободного хода  $M$ .

Четвертое, пятое, шестое и седьмое сочетания ( $\Phi_1T_3$ ;  $\Phi_2T_1$ ;  $\Phi_2T_2$  и  $\Phi_2T_3$ ) – рабочие.

Восьмое сочетание ( $T_1T_2$ ) передачи не обеспечивает, так как тормоза  $T_1$  и  $T_2$  останавливают, одновременно, звенья  $1$  и  $2$  в левом сложном ПМ, вследствие этого останавливаются и звенья  $\alpha$  и  $\partial$ . Ведущий вал  $\partial$  не вращается, к ПКП невозможно подвести мощность.

Девятое сочетание ( $T_1T_3$ ) – рабочее.

Десятое сочетание ( $T_2T_3$ ) не обеспечивает рабочей передачи в ПКП, так как тормоз  $T_2$  останавливает звено  $2$ , а тормоз  $T_3$  – звено  $3$ . Результатом этого является остановка ведомого вала  $x$ , в то время как левый сложный ПМ при расклиненном механизме свободного хода  $M$  сохраняет две степени свободы (нейтраль ПКП). Десятое сочетание включения управляющих элементов можно, при необходимости и возможности, использовать для центрального и (или) стояночного торможения машины без отключения двигателя, а если обеспечено дублированное (и гидравлическое, и механическое) управления тормозами  $T_2$  и  $T_3$ , то и с выключенным двигателем, как это сделано в ПКП основных советских танков Т-64, Т-72, Т-80 и Т-90.

Таким образом, набирается шесть вариантов попарного включения управляющих элементов ( $\Phi_1\Phi_2$ ;  $\Phi_1T_3$ ;  $\Phi_2T_1$ ;  $\Phi_2T_2$ ;  $\Phi_2T_3$ ;  $T_1T_3$ ), позволяющих получить рабочие передачи в ПКП. Однако известно, что рассматриваемая ПКП – пятискоростная, обеспечивает четыре передачи переднего хода и одну – заднего (+4;–1). Следовательно, одно из рабочих сочетаний обеспечивает неиспользуемую, “лишнюю” передачу в ПКП.

Можно констатировать, что ПКП Мерседес W4A020/040 722.3/4 относится, к так называемым “ПКП с “неполным” управлением” (используются не все возможные в этих ПКП передачи).

Выяснить, какая передача не используется, и по каким причинам, можно будет только по ходу дальнейшего анализа ПКП.

#### 4.5.1. Определение кинематических передаточных функций (КПФ)

Кинематической передаточной функцией (КПФ), будем называть функциональную зависимость передаточного числа ПКП от внутренних передаточных чисел (ВПЧ) планетарных механизмов (ПМ), которые формируют данную передачу:

$$i_{\partial x i} = f(i_{1\partial}, i_{\partial\alpha}, i_{32}),$$

где  $i_{\partial x i} = \omega_{\partial}/\omega_x$  – передаточное число ПКП, представляющее собой отношение угловых скоростей ведущего  $\partial$  и ведомого  $x$  валов на  $i$ -й передаче;

$i_{1\partial}$  – ВПЧ ПМ  $12\partial$ ;

$i_{\partial\alpha}$  – ВПЧ ПМ  $\partial 2\alpha$ ;

$i_{32}$  – ВПЧ ПМ  $3x2$ .

КПФ получают из системы уравнений кинематической связи ПМ:

$$(1-i_{1\partial})\omega_2 = \omega_1 - i_{1\partial} \omega_{\partial};$$

$$(1-i_{\partial\alpha})\omega_2 = \omega_{\partial} - i_{\partial\alpha} \omega_{\alpha};$$

$$(1-i_{32})\omega_x = \omega_3 - i_{32} \omega_2.$$

КПФ прямой передачи ( $\Phi_1\Phi_2$ ) имеет вид

$$\underline{i_{\partial x} = 1,0.}$$

КПФ передачи по второму рабочему сочетанию ( $\Phi_1T_3$ ) с учетом того, что включение  $\Phi_1$  обеспечивает  $\omega_1 = \omega_2 = \omega_{\alpha} = \omega_{\partial}$ , а включение  $T_3$  обеспечивает  $\omega_3 = 0$ , можно получить из третьего УКС системы, подставив в него соответствующие значения  $\omega_2$  и  $\omega_3$ :

$$(1-i_{32})\omega_x = -i_{32} \omega_{\partial},$$

тогда:

$$\underline{i_{\partial x} = \omega_{\partial}/\omega_x = (1 - i_{32})/(-i_{32}).}$$

КПФ передачи по третьему рабочему сочетанию ( $\Phi_2T_1$ ) с учетом того, что включение  $\Phi_2$  обеспечивает  $\omega_{\alpha} = \omega_3$ , а включение  $T_1$  обеспечивает  $\omega_1 = 0$ , можно получить, только решая совместно все три уравнения системы УКС.

Так, из первого уравнения

$$\omega_2 = \omega_{\partial}(-i_{1\partial})/(1 - i_{1\partial}).$$

Второе и третье УКС разрешим относительно  $\omega_2$ , приравняем друг к другу, и подставим значение  $\omega_2$ , полученное из первого УКС:

$$\omega_{\partial}(i_{1\partial}i_{\partial\alpha} - 1)/(-i_{\partial\alpha})(1 - i_{1\partial}) = \omega_x(1 - i_{32}) - \omega_{\partial}i_{1\partial}i_{1\partial}/(1 - i_{1\partial}),$$



откуда  $\omega_{\partial}(i_{\partial\alpha}i_{I\partial}(1 - i_{32}) - 1)/(-i_{\partial\alpha})(1 - i_{I\partial}) = \omega_x(1 - i_{32})$ ,  
 тогда:  $\underline{i_{\partial x}} = \omega_{\partial}/\omega_x = (-i_{\partial\alpha})(1 - i_{I\partial})(1 - i_{32})/(i_{\partial\alpha}i_{I\partial}(1 - i_{32}) - 1)$ .

КПФ передачи по четвертому рабочему сочетанию ( $\Phi_2 T_2$ ) с учетом того, что включение  $\Phi_2$  обеспечивает  $\omega_{\alpha} = \omega_3$ , а включение  $T_2$  обеспечивает  $\omega_2 = 0$ , можно получить из второго и третьего УКС системы, разрешив второе УКС относительно  $\omega_{\alpha}$ , а третье УКС – относительно  $\omega_3$  и приравняв друг к другу

$$\omega_{\partial}/i_{\partial\alpha} = \omega_x(1 - i_{32}),$$

тогда:  $\underline{i_{\partial x}} = \omega_{\partial}/\omega_x = i_{\partial\alpha}(1 - i_{32})$ .

КПФ передачи по пятому рабочему сочетанию ( $\Phi_2 T_3$ ) с учетом того, что включение  $\Phi_2$  обеспечивает  $\omega_{\alpha} = \omega_3$ , а включение  $T_3$  обеспечивает  $\omega_3 = 0$ , то есть,  $\omega_{\alpha} = \omega_3 = 0$ , можно получить из второго и третьего УКС системы, разрешив их относительно  $\omega_2$  и приравняв друг к другу

$$\omega_{\partial}/(1 - i_{\partial\alpha}) = \omega_x(1 - i_{32})/(-i_{32}),$$

тогда:  $\underline{i_{\partial x}} = \omega_{\partial}/\omega_x = (1 - i_{\partial\alpha})(1 - i_{32})/(-i_{32})$ .

КПФ передачи по шестому рабочему сочетанию ( $T_1 T_3$ ) с учетом того, что включение  $T_1$  обеспечивает  $\omega_I = 0$ , а включение  $T_3$  обеспечивает  $\omega_3 = 0$ , можно получить из первого и третьего УКС системы, разрешив каждое из этих УКС относительно  $\omega_2$  и приравняв друг к другу

$$\omega_{\partial}(-i_{I\partial})/(1 - i_{I\partial}) = \omega_x(1 - i_{32})/(-i_{32}),$$

тогда:  $\underline{i_{\partial x}} = \omega_{\partial}/\omega_x = (1 - i_{I\partial})(1 - i_{32})/i_{I\partial}i_{32}$ .

#### 4.5.2. Определение передаточных чисел ПКП

Получено шесть кинематических передаточных функций (КПФ), одна для прямой передачи и пять – для не прямых передач ПКП.

Определить значения передаточных чисел ПКП на не прямых передачах можно, подставляя в КПФ величины ВПЧ ПМ из табл.4.1.

Выполним эту процедуру, сохраняя порядок чередования сочетаний попарно включаемых фрикционных управляющих элементов.

$$\Phi_1 \Phi_2: i_{\partial x} = 1,0;$$

$$\Phi_1 T_3: i_{\partial x} = (1 - i_{32})/(-i_{32}) = (1 + 2,053)/2,053 = 1,487;$$

$$\begin{aligned} \Phi_2 T_1: i_{\partial x} &= (-i_{\partial\alpha})(1 - i_{I\partial})(1 - i_{32})/(i_{\partial\alpha}i_{I\partial}(1 - i_{32}) - 1) = \\ &= 1,857 \cdot (1 + 1,615) \cdot (1 + 2,053)/(1,857 \cdot 1,615 \cdot (1 + 2,053) - 1) = \\ &= 1,818; \end{aligned}$$

$$\Phi_2 T_2: i_{\partial x} = i_{\partial\alpha}(1 - i_{32}) = (-1,857) \cdot (1 + 2,053) = -5,669;$$

$$\Phi_2 T_3: i_{\partial x} = (1 - i_{\partial a})(1 - i_{32})/(-i_{32}) = (1+1,857) \cdot (1+2,053)/2,053 = 4,249;$$

$$T_1 T_3: i_{\partial x} = (1 - i_{I\partial})(1 - i_{32})/i_{I\partial} i_{32} = (1+1,615) \cdot (1+2,053)/1,615 \cdot 2,053 = 2,408.$$

Сопоставляя полученные значения передаточных чисел ПКП по величине и алгебраическому знаку, можно идентифицировать передачи по принадлежности их к передачам переднего, либо заднего хода и определить номера передач переднего хода:

$$i_{3X} = -5,669;$$

$$i_I = 4,249;$$

$$i_{II} = 2,408;$$

$$i_{III} = 1,818;$$

$$i_{IV} = 1,487;$$

$$i_V = 1,0.$$

Одна из пяти, в принципе, реализуемых передач переднего хода в этой ПКП, как уже говорилось ранее, не используется. Учитывая, что разбивка кинематического диапазона коробок передач для быстроходных транспортных машин выполняется, как правило, по закону геометрической прогрессии или близко к этому закону, попытаемся выявить “лишнюю” передачу, вычислив и сопоставив величины отношений передаточных чисел ПКП на смежных передачах переднего хода:

$$i_I/i_{II} = 4,249/2,408 = 1,765;$$

$$i_{II}/i_{III} = 2,408/1,818 = 1,325;$$

$$i_{III}/i_{IV} = 1,818/1,487 = 1,223;$$

$$i_{IV}/i_V = 1,487/1,0 = 1,487.$$

Известно, что при разбивке диапазона коробки передач по закону геометрической прогрессии, позволяющей иметь минимально возможное число передач в коробке при заданном кинематическом диапазоне, отношения передаточных чисел на смежных передачах выражаются действительным числом постоянной величины. Чаще используются законы разбивки, представляющие собой скорректированную геометрическую прогрессию с убывающей, от низших передач к высшим, величиной отношения передаточных чисел на смежных передачах.

Из полученного ряда отношений видно, что в анализируемой ПКП сближены вторая и третья и, особенно сильно, третья и четвертая передачи.

Таким образом, можно предположить, что искомой “лишней” передачей является третья или четвертая передача. Определим отношения передаточных чисел ПКП для двух случаев: исключим сначала третью

$$i_I/i_{II} = 4,249/2,408 = 1,765;$$

$$i_{II}/i_{IV} = 2,408/1,487 = 1,619;$$

$$i_{IV}/i_V = 1,487/1,0 = 1,487,$$

а, затем, четвертую передачу

$$i_I/i_{II} = 4,249/2,408 = 1,765;$$

$$i_{II}/i_{III} = 2,408/1,818 = 1,325;$$

$$i_{III}/i_V = 1,818/1,0 = 1,818.$$

Сразу становится видно, что первый вариант очевидно предпочтительнее, характер изменения отношений передаточных чисел смежных передач, с уменьшением величин этих отношений от низших передач к высшим, именно тот, который наиболее желателен для комфортабельного высокоскоростного автомобиля, каким и является Мерседес-Бенц.

Исключим, как “лишнюю”, неиспользуемую, передачу с передаточным числом  $i_{\partial x} = 1,818$ , присвоим передачам переднего хода окончательные порядковые номера с первой по четвертую и сведем полученные результаты в табл.4.2, представив, тем самым, закон управления и важнейшие общие кинематические характеристики ПКП в компактном и упорядоченном виде.

Таблица 4.2

Закон управления и общие кинематические характеристики ПКП

Режим ПКП	Закон управления ПКП					КПФ	$i_{\partial x}$
	$\Phi_1$	$M, \Phi_2$	$T_1$	$T_2$	$T_3$		
ЗХ		$M, (\Phi_2)$		+		$i_{3X} = i_{\partial a}(1 - i_{32})$	-5,669
нейтраль		$M$				—	—
I		$M, (\Phi_2)$			+	$i_I = (1 - i_{\partial a})(1 - i_{32})/(-i_{32})$	4,249
II			+		+	$i_{II} = (1 - i_{I\partial})(1 - i_{32})/i_{I\partial}i_{32}$	2,408
III	+				+	$i_{III} = (1 - i_{32})/(-i_{32})$	1,487
IV	+	$\Phi_2$				$i_{IV} = 1,0$	1,0
торм.				+	+	—	—

Закон разбивки кинематического диапазона ПКП полезно представить графически, в виде лучевой диаграммы угловых скоростей ведомого вала  $x$  как функции изменения угловой скорости ведущего вала  $\partial$  (рис.4.3). Для построения лучевой диаграммы, учитывая, что  $i_{\partial x} = \omega_{\partial}/\omega_x$ , и принимая  $\omega_{\partial} = 1,0$ , вычислим значения угловой скорости ведомого вала  $x$  на каждой передаче:

$$\omega_{x \text{ ЗХ}} = \omega_{\partial}/i_{3X} = 1,0/(-5,669) = -0,176;$$

$$\omega_{x \text{ I}} = \omega_{\partial}/i_I = 1,0/4,249 = 0,235;$$

$$\omega_{x \text{ II}} = \omega_{\partial}/i_{II} = 1,0/2,408 = 0,415;$$

$$\omega_{x \text{ III}} = \omega_{\partial}/i_{III} = 1,0/1,487 = 0,672;$$

$$\omega_{x \text{ IV}} = \omega_{\partial}/i_{IV} = 1,0/1,0 = 1,0.$$

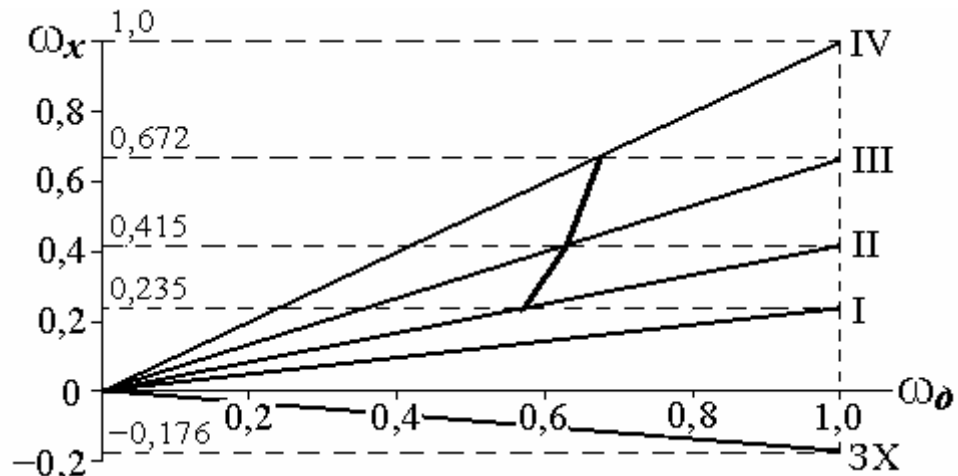


Рис.4.3. Лучевая диаграмма угловых скоростей ведомого вала  $x$  ПКП по передачам

#### 4.6. Определение величин угловых скоростей основных звеньев, относительных угловых скоростей сателлитов и выключенных управляющих элементов

Угловые скорости основных звеньев ПКП определяются с помощью уравнений кинематической связи ПМ, которые были выведены ранее (см. подраздел 4.5.1):

$$(1 - i_{I\delta})\omega_2 = \omega_I - i_{I\delta} \omega_\delta;$$

$$(1 - i_{\delta\alpha})\omega_2 = \omega_\delta - i_{\delta\alpha} \omega_\alpha;$$

$$(1 - i_{32})\omega_x = \omega_3 - i_{32} \omega_2.$$

Подставим в УКС значения ВПЧ ПМ (см. табл.4.1) и получим

$$2,615\omega_2 = \omega_I + 1,615\omega_\delta;$$

$$2,857\omega_2 = \omega_\delta + 1,857\omega_\alpha;$$

$$3,053\omega_x = \omega_3 + 2,053\omega_2.$$

При определении величин угловых скоростей полагаем, что угловая скорость ведущего вала  $\delta$  постоянна и равна условной единице ( $\omega_\delta = 1,0$ ).

На передаче заднего хода ( $\Phi_2, T_2$ ), в соответствии с законом управления ПКП:  $\omega_\alpha = \omega_3$ ,  $\omega_2 = 0$ , а  $\omega_{x3X} = -0,176$ , тогда:

из первого УКС:  $0 = \omega_I + 1,615 \cdot 1,0,$

имеем  $\omega_I = -1,615,$

из второго УКС:  $0 = 1,0 + 1,857\omega_\alpha,$

имеем  $\omega_\alpha = -0,538,$

из третьего УКС, учитывая, что  $\omega_\alpha = \omega_3$ , для проверки определим значение  $\omega_{x3X}$ :

$$3,053\omega_x = \omega_3 = \omega_\alpha = -0,538,$$

$$\omega_x = (-0,538)/3,053 = -0,176.$$

Таким образом, для передачи заднего хода определены значения угловых скоростей всех основных звеньев ПКП:

$$\omega_\delta = 1,0, \omega_I = -1,615, \omega_2 = 0, \omega_3 = \omega_\alpha = -0,538, \omega_x = -0,176.$$

На нейтрали ПКП ( $M$  или  $\Phi_2$ ):

$$\omega_\delta = 1,0, \omega_x = 0, \omega_\alpha = \omega_3.$$

Разрешив второе и третье УКС относительно  $\omega_2$  и приравняв их друг к другу, получим

$$(1,0 + 1,857\omega_\alpha)/2,857 = (-\omega_3)/2,053,$$

откуда, учитывая, что звенья  $\alpha$  и  $3$  блокируются на нейтрали механизмом свободного хода  $M$ , определим, что

$$\omega_\alpha = \omega_3 = -0,308.$$

Из второго УКС определим  $\omega_2$ :

$$\omega_2 = (1,0 + 1,857 \cdot (-0,308))/2,857 = 0,150.$$

Из первого УКС определим  $\omega_I$ :

$$\omega_I = 2,615 \cdot 0,150 - 1,615 \cdot 1,0 = -1,225.$$

Из третьего УКС для проверки определим  $\omega_x$ :

$$\omega_x = ((-0,308) + 2,053 \cdot 0,150)/3,053 = 0.$$

Таким образом, для нейтрали (стопового режима) ПКП определены значения угловых скоростей всех основных звеньев ПКП:

$$\omega_\delta = 1,0, \omega_I = -1,223, \omega_2 = 0,150, \omega_\alpha = \omega_3 = -0,308, \omega_x = 0.$$

На первой передаче ПКП ( $\Phi_2, T_3$ ):

$$\omega_\delta = 1,0, \omega_x = 0,235, \omega_\alpha = \omega_3 = 0.$$

Решая УКС, находим:  $\omega_2 = 0,350, \omega_I = -0,700$ .

На второй передаче ПКП ( $T_1, T_3$ ):

$$\omega_\delta = 1,0, \omega_x = 0,415, \omega_I = \omega_3 = 0.$$

Решая УКС, находим:  $\omega_2 = 0,619, \omega_\alpha = 0,413$ .

На третьей передаче ПКП ( $\Phi_1, T_3$ ):

$$\omega_\delta = 1,0, \omega_x = 0,672, \omega_I = \omega_\delta = \omega_2 = \omega_\alpha = 1,0, \omega_3 = 0.$$

Решая третье УКС, находим:  $\omega_x = 2,053 \cdot 1,0/3,053 = 0,672$ .

На четвертой передаче ( $\Phi_1, \Phi_2$ ) ПКП полностью заблокирована, поэтому угловые скорости всех основных звеньев ПКП одинаковы:

$$\omega_I = \omega_\delta = \omega_2 = \omega_\alpha = \omega_3 = \omega_x = 1,0.$$

При торможении ПКП ( $T_2, T_3$  и  $\omega_x = 0$ ) угловые скорости всех звеньев сложного ПМ абсолютно такие же, как и на передаче заднего хода (т.к. включён  $T_2$ ). Угловые скорости всех звеньев элементарного ПМ **3x2** нулевые, что обеспечивается одновременным включением тормозов  $T_2$  и  $T_3$ .

Таким образом, угловые скорости всех основных звеньев на всех передачах переднего и заднего хода, на нейтрали (стоповом режиме) ПКП и при торможении ПКП определены.

Относительные угловые скорости сателлитов определяются для всех передач и нейтрали ПКП с помощью уравнений (см. раздел 3.4):

$$\omega_{ст} = - (Z_C/Z_{ст})(\omega_C - \omega_B) \text{ или } \omega_{ст} = (Z_{\text{Э}}/Z_{ст})(\omega_{\text{Э}} - \omega_B),$$

где  $Z_C$ ,  $Z_{ст}$ ,  $Z_{\text{Э}}$  – числа зубьев, соответственно, солнца, сателлита и эпицикла;

$\omega_C$ ,  $\omega_B$ ,  $\omega_{\text{Э}}$  – значения угловых скоростей, соответственно, солнца, водила и эпицикла.

Для ПМ с парными сателлитами можно еще использовать уравнение, связывающее между собой угловые скорости сателлитов пары, например

$$\omega_{ст-С}/\omega_{ст-Э} = - (Z_{ст-Э}/Z_{ст-С}),$$

где  $\omega_{ст-С}$ ,  $\omega_{ст-Э}$  – относительные угловые скорости парных сателлитов, соответственно, сателлита, зацепленного с солнцем и сателлита, зацепленного с эпициклом;

$Z_{ст-Э}$ ,  $Z_{ст-С}$  – числа зубьев парных сателлитов, соответственно, сателлита, зацепленного с эпициклом и сателлита, зацепленного с солнцем.

На передаче заднего хода относительная угловая скорость сателлита, зацепленного с солнцем **1** в сложном ПМ, определяется как

$$\omega_{ст-1} = - (Z_1/Z_{ст-1})(\omega_1 - \omega_2) = - (26/19)(- 1,615 - 0) = 2,211,$$

а относительная угловая скорость сателлита, зацепленного с эпициклом **α**, определяется как

$$\omega_{ст-α} = (Z_α/Z_{ст-α})(\omega_α - \omega_2) = (78/18)(- 0,538 - 0) = - 2,333.$$

Для проверки определим еще раз  $\omega_{ст-α}$ , используя уравнение

$$\omega_{ст-1}/\omega_{ст-α} = - (Z_{ст-α}/Z_{ст-1}),$$

откуда  $\omega_{ст-α} = - \omega_{ст-1}Z_{ст-1}/Z_{ст-α} = - 2,211 \cdot 19/18 = - 2,333.$

Относительная угловая скорость сателлита в элементарном ПМ **3x2** определяется, как

$$\omega_{ст} = - (Z_3/Z_{ст})(\omega_3 - \omega_x) = - (38/20)(- 0,538 + 0,176) = 0,690.$$

Аналогичным образом определим значения относительных угловых скоростей сателлитов на нейтрали и на всех четырех передачах переднего хода ПКП, используя для этого числа зубьев центральных зубчатых колес и сателлитов, указанные на рис.4.2. Кроме того, определим значения относительных угловых скоростей в управляющих элементах, как алгебраическую разность угловых скоростей основных звеньев, соединяемых блокировочными фрикционными  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$  и механизмом свободного хода **М**, и, как абсолютную угловую скорость соответствующих тормозных звеньев **1**, **2** и **3** – для тормозов  $T_1$ ,  $T_2$  и  $T_3$ . Отметим, что при кинематическом анализе ПКП следует определять значения абсолютных угловых скоростей всех основных звеньев и относительных угловых скоростей всех сателлитов, даже тех ПМ, которые на рассматриваемых передачах не нагружены, не участвуют в передаче мощности и, поэтому в КПФ этих передач не представлены.

Сведем все полученные результаты в табл.4.3.

Таблица 4.3

Результаты кинематического анализа ПКП Мерседес W4A020/040 722.3/4

Переда- ча	Значения угловых скоростей звеньев ПМ и управляющих элементов															
	сложный ПМ $12\delta\delta 2a$						элементарный ПМ $3x2$				управляющие элементы ПКП					
	$\omega_I$	$\omega_\delta$	$\omega_2$	$\omega_a$	$\omega_{CT-1}$	$\omega_{CT-a}$	$\omega_3$	$\omega_x$	$\omega_2$	$\omega_{CT}$	$\Phi_1$	$\Phi_2$	$T_1$	$T_2$	$T_3$	$M$
ЗХ	-1,615	1,0	0	-0,538	2,211	-2,333	-0,538	-0,176	0	0,690	1,615	0	1,615	0	0,538	0
нейтраль	-1,225	1,0	0,150	-0,308	1,882	-1,987	-0,308	0	0,150	0,585	1,365	0	1,225	0,150	0,308	0
I	-0,700	1,0	0,350	0	1,437	-1,517	0	0,235	0,350	0,447	1,050	0	0,700	0,350	0	0
II	0	1,0	0,619	0,413	0,846	-0,893	0	0,415	0,618	0,789	0,619	0,413	0	0,619	0	0,413
III	1,0	1,0	1,0	1,0	0	0	0	0,672	1,0	1,277	0	1,0	1,0	1,0	0	1,0
IV	1,0	1,0	1,0	1,0	0	0	1,0	1,0	1,0	0	0	0	1,0	1,0	1,0	0
тормо- жение	-1,615	1,0	0	-0,538	2,211	-2,333	0	0	0	0	1,615	0	1,615	0	0	0

Результаты кинематического анализа ПКП для наглядности представим в виде диаграммы угловых скоростей основных звеньев и сателлитов ПКП на рис.4.4.

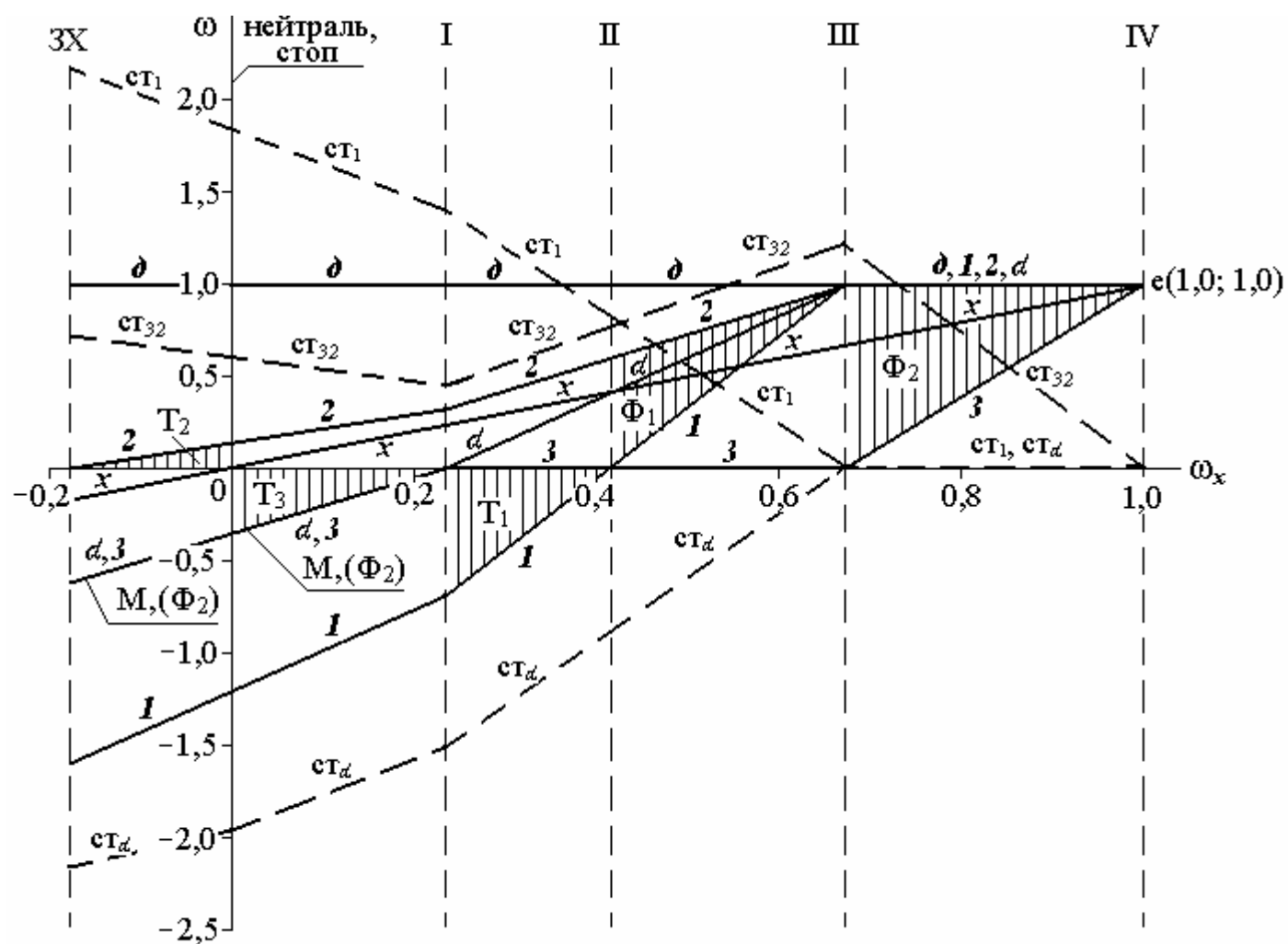


Рис.4.4. Диаграмма угловых скоростей основных звеньев и спутников ПКП Мерседес W4A020/040 722/3/4



На рис.4.4 заштрихованными треугольниками показана работа фрикционных управляющих элементов по торможению соответствующих тормозных и блокировке соединяемых блокировочными фрикционами основных звеньев, включаемых для получения каждой очередной передачи ПКП.

Механизм свободного хода  $M$  автоматически включается (заклинивается) на стоповом режиме (нейтрали ПКП) при заведенном двигателе и неподвижной машине и остается заклиненным при движении машины задним ходом и на первой передаче переднего хода. Подключение блокировочного фрикциона  $\Phi_2$ , установленного параллельно механизму свободного хода  $M$  осуществляется при торможении машины двигателем с расклиненным  $M$ , а также, при движении машины в тяговом режиме на указанных передачах в тяжелых, по сопротивлению качению, условиях движения для снижения силовой нагрузки заклиненного  $M$ .

При переходе на вторую передачу переднего хода механизм свободного хода  $M$  самостоятельно расклинивается (выключается), т.к. включение тормоза  $T_1$  вызывает увеличение положительных угловых скоростей (см. рис.4.4) звеньев  $2$ ,  $x$ , а также  $a$ , причём, угловая скорость звена  $3$  оснаётся нулевой (остался, как и на первой передаче, включенным тормоз  $T_3$ ), произошёл обгон звена  $3$  звеном  $a$ .

При переходе на третью передачу механизм свободного хода  $M$  остаётся выключенным из-за того, что и на ней звено  $a$  обгоняет неподвижное звено  $3$ .

Для получения четвертой (прямой) передачи переднего хода необходимо включать блокировочный фрикцион  $\Phi_2$ , так как механизм свободного хода  $M$  установлен между звеньями  $a$  и  $3$  таким образом, что он заклинивается только при обгоне звена  $a$  звеном  $3$  при их вращении в положительную сторону и при обгоне звена  $3$  звеном  $a$  при их вращении в отрицательную сторону. Это, как раз, и имеет место при трогании машины с места и последующем ее движении на передаче заднего хода или на первой передаче переднего хода.

#### 4.7. Определение величин и направлений крутящих моментов, нагружающих ПКП

Силовой анализ ПКП или определение величин и направлений крутящих моментов, нагружающих основные звенья и управляющие элементы, выполняется в предположении, что входной момент на ведущем валу постоянный и равный единице ( $M_d = 1,0$ ), потери момента в полюсах зацепления зубчатых колес, в подшипниках, уплотнениях и т.п., при передаче мощности через ПКП отсутствуют, режим работы ПКП установившийся, то есть, дополнительных динамических нагрузок нет.

Силовой анализ ПКП выполняется для каждой передачи путем уравнивания ведущего и ведомого валов с присоединенными к ним основными звеньями ПМ, отдельных нагруженных ПМ, включенных блокировочных фрикционов, тормозных

звеньев с включенными тормозами и всей ПКП под действием внешних моментов, приложенных к ней (моменты на ведущем и ведомом валах и реактивные моменты, действующие во включенных тормозах).

Уравновешивание ПКП и отдельных ее элементов производится на упрощенных кинематических схемах ПКП, на которых не показываются выключенные на данной передаче управляющие элементы. Крутящие моменты на схемах показываются сплошными наклонными стрелками, направленными вправо-вверх, если момент положителен и влево-вниз, если момент отрицателен. Будем считать, что входной момент на ведущем валу  $\partial$  всегда положительный.

Уравновешивание ПКП на передаче заднего хода выполнено на рис.4.5.

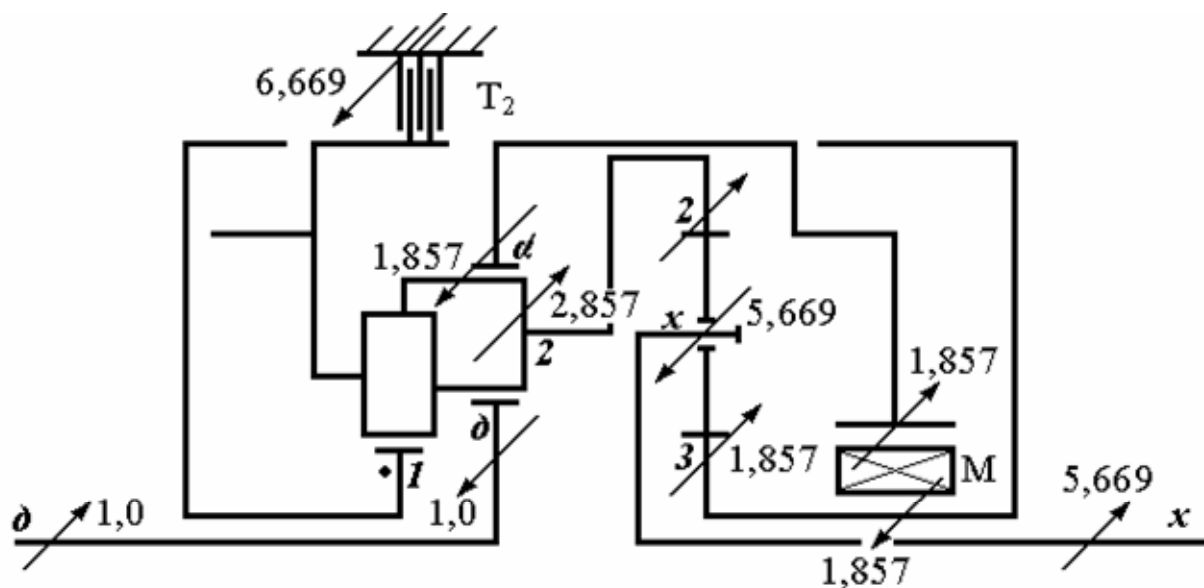


Рис.4.5. Задний ход

Уравновешивание ПКП выполняется в следующем порядке.

Сначала уравновесим звено  $\partial$ , включающее в себя ведущий вал ПКП и большее солнечное колесо левого сложного ПМ. Это можно сделать, только приложив к солнцу  $\partial$  отрицательный момент, равный единице. Теперь следует уравновесить сложный ПМ. Из рис.4.5 видно, что звено **1** этого ПМ, состоящее из меньшего солнечного колеса и барабана ленточного тормоза  $T_1$ , являющегося, одновременно, и наружным барабаном блокировочного фрикциона  $\Phi_1$ , разгружено, так как на передаче заднего хода эти управляющие элементы выключены и, поэтому, на рисунке не показаны. Следовательно, все элементарные ПМ, а именно **12∂** и **12α**, входящие в состав этого сложного ПМ и включающие в себя звено **1** будут полностью разгруженными. Отметим это обстоятельство, проставив на рис.4.5 жирную точку возле солнечного колеса **1**. Нагружен ненулевыми крутящими моментами только элементарный ПМ **∂2α**, также входящий в состав сложного ПМ.

Уравновесим этот ПМ (см. раздел 3.5).

Момент, нагружающий эпициклическое колесо  $\alpha$ , больше момента на солнце  $\delta$  в  $K = 1,857$  раз и направлен в ту же сторону, что и на солнце (отрицателен), то есть,  $M_\alpha = -1,857$ . Момент на водиле 2 ПМ  $\delta 2\alpha$  направлен в положительную сторону, а величина этого момента может быть определена как сумма моментов на солнце  $\delta$  и эпицикле  $\alpha$ , то есть,  $M_\delta + M_\alpha = 1,0 + 1,857 = 2,857$ , или из соотношения  $M_B = (1+K) \cdot M_C$ , справедливого для всех элементарных ПМ с отрицательным ВПЧ.

В рассматриваемом случае:  $M_2 = (1+K)M_\delta = (1,857+1) \cdot 1,0 = 2,857$ .

Сумма моментов, с учетом их величин и направлений, на основных звеньях ПМ  $\delta 2\alpha$  нулевая.

Далее, уравновесим звено  $\alpha$ , состоящее из эпицикла  $\alpha$  сложного ПМ, внутреннего барабана выключенного блокировочного фрикциона  $\Phi_2$  и наружной обоймы заклиненного механизма свободного хода  $M$ . Это можно осуществить, только приложив к наружной обойме заклиненного механизма свободного хода  $M$  момент, равный по величине моменту на эпицикле  $\alpha$  и противоположно направленный.

Заклиненный механизм свободного хода  $M$ , также должен быть уравновешен двумя одинаковыми по величине и противоположно направленными моментами, приложенными к его наружной и внутренней обоймам.

Звено 3, состоящее из солнечного колеса ПМ  $3x2$ , внутренней обоймы заклиненного механизма свободного хода  $M$  и барабана выключенного ленточного тормоза  $T_3$  уравнивается двумя одинаковыми по величине и противоположно направленными моментами, приложенными к внутренней обойме заклиненного механизма свободного хода  $M$  и к солнцу 3.

Теперь следует уравновесить ПМ  $3x2$ , для чего определяются величины и направления действия моментов: на эпицикле  $M_2 = 3,812$  (положительный) и на водиле  $M_x = -5,669$  (отрицательный). Сумма моментов, с учетом их величин и направлений, на основных звеньях ПМ  $3x2$  нулевая.

Уравновесим звено  $x$ , состоящее из водила  $x$  ПМ  $3x2$  и ведомого вала ПКП. Это достигается приложением к концу ведомого вала уравнивающего момента положительного направления величиной 5,669.

Наконец, уравновесим звено 2, состоящее из эпицикла 2 ПМ  $3x2$ , водила 2 ПМ  $\delta 2\alpha$ , внутреннего барабана выключенного блокировочного фрикциона  $\Phi_1$  и внутреннего барабана включенного многодискового тормоза  $T_2$ . Очевидно, что это звено уравнивается тремя моментами: известными на эпицикле 2 ПМ  $3x2$  (+ 3,812), водиле 2 ПМ  $\delta 2\alpha$  (+ 2,857) и искомым – во включенном тормозе  $T_2$ .

Уравновешивание всех составных элементов ПКП на передаче заднего хода завершено.

Видно, что алгебраическая сумма этих моментов равна нулю, ПКП уравновешена.

$$i_{3X} = -5,669.$$

Уравновешивание ПКП на первой передаче переднего хода выполнено на рис.4.6.

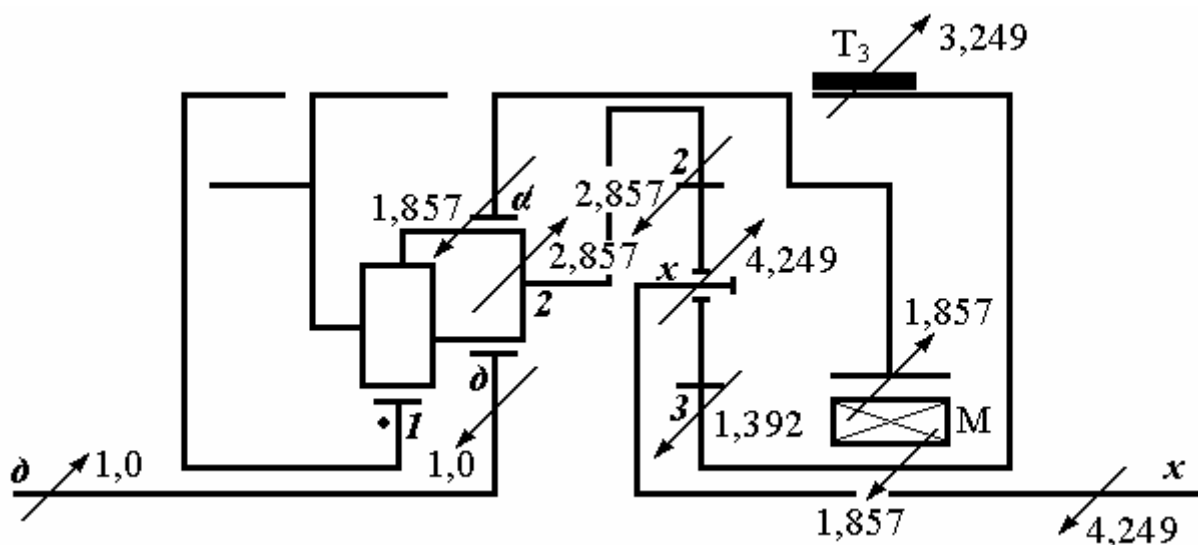


Рис.4.6. Первая передача

Затем следует уравновесить звено **2**. Это звено, из-за того, что на первой передаче  $\Phi_1$  и  $T_2$  выключены, находится в равновесии только под действием двух равных по величине и противоположно направленных моментов: на водиле **2** ПМ  $\partial 2\alpha (+2,857)$  и на эпицикле **2** ПМ  $3x2 (-2,857)$ .

Теперь можно уравновесить ПМ  $3x2$ , определив моменты на солнце  $3$  ( $-1,392$ ) и водиле  $x$  ( $+4,249$ ). Сумма моментов, с учетом их величин и направлений, на основных звеньях ПМ  $3x2$  нулевая.

Уравновесим звено  $x$ , состоящее из водила  $x$  ПМ  $3x2$  и ведомого вала ПКП. Это достигается приложением к концу ведомого вала уравновешивающего момента отрицательного направления величиной  $4,249$ .

Звено  $3$ , состоящее из солнечного колеса ПМ  $3x2$ , внутренней обоймы заклиненного механизма свободного хода  $M$  и барабана включенного ленточного тормоза  $T_3$  уравновешивается тремя моментами: двумя известными, приложенными к внутренней обойме заклиненного механизма свободного хода  $M$  ( $-1,857$ ) и к солнцу  $3$  ( $-1,392$ ), и моментом, создаваемым включенным тормозом  $T_3$ , подлежащим определению. Величина этого момента есть сумма величин двух известных моментов ( $1,392+1,857=3,249$ ), а направление – положительное.

Для проверки правильности уравновешивания убедимся в равновесии всей ПКП под действием трех внешних моментов: на ведущем валу ( $+1,0$ ), на ведомом валу ( $-4,249$ ) и реактивного момента во включенном тормозе  $T_3$  ( $+3,249$ ). Видно, что алгебраическая сумма этих моментов равна нулю, ПКП уравновешена.

Дополнительным подтверждением правильности уравновешивания является точное равенство величины момента на ведомом валу ПКП абсолютной величине передаточного числа ПКП на первой передаче переднего хода ( $i_1 = 4,249$ ).

Уравновешивание ПКП на второй передаче переднего хода выполнено на рис.4.7.

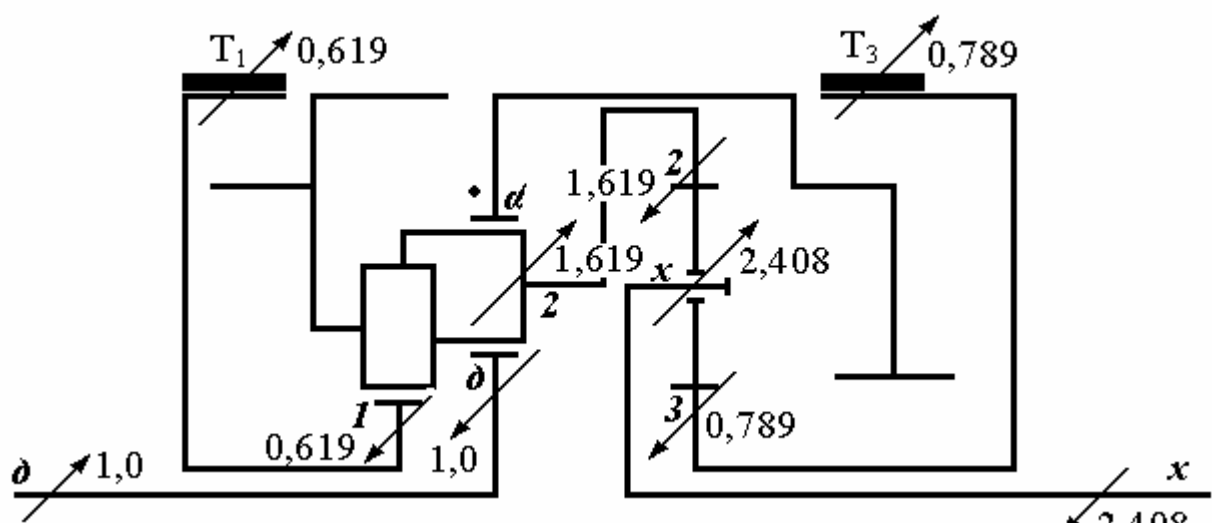


Рис.4.7. Вторая передача

На второй передаче уравновешивание ведущего вала выполняется абсолютно так же, как и на ранее рассмотренных передачах.

Уравновешивание сложного ПМ начнем с выявления достоверно разгруженных основных звеньев. Таковым является эпицикл  $\alpha$  из-за того, что на второй передаче внутренний барабан выключенного фрикциона  $\Phi_2$  и наружная обойма выключенного (расклиненного) механизма свободного хода  $M$  моментами не нагружены, поэтому около эпицикла  $\alpha$  проставим жирную точку. Таким образом, в составе сложного ПМ, нагруженным оказывается только элементарный ПМ  $12\delta$  с парными сателлитами и двумя солнцами  $1$  и  $\delta$ , имеющий отрицательное ВПЧ. По известному моменту  $(-1,0)$  на солнце  $\delta$  находим моменты на солнце  $1$   $(-0,619)$  и водиле  $2$   $(+1,619)$ . Сумма моментов, с учетом их величин и направлений, на основных звеньях ПМ  $12\delta$  нулевая.

Затем уравновесим звено  $1$ , на которое действуют только два одинаковых по величине и противоположно направленных момента, приложенных к солнцу  $1$  и к включенному ленточному тормозу  $T_1$ , причем не забываем, что фрикцион  $\Phi_1$  выключен и, поэтому, третьим моментом звено  $1$  не нагружает. Уравновесим звено  $2$  двумя одинаковыми по величине и противоположно направленными моментами, действующими на водиле ПМ  $12\delta$  и на эпицикле ПМ  $3x2$ , при этом учитываем, что  $\Phi_1$  и  $T_2$  выключены и дополнительных моментов на звене  $2$  не создают.

Теперь уравновесим ПМ  $3x2$ , по известному моменту  $(-1,619)$  на эпицикле  $2$  найдем моменты на солнце  $3$   $(-0,789)$  и водиле  $x$   $(+2,408)$ . Сумма моментов, с учетом их величин и направлений, на основных звеньях ПМ  $3x2$  нулевая. Звено  $3$  находится в равновесии под действием двух одинаковых по величине и противоположно направленных моментов, приложенных к солнцу  $3$  ПМ  $3x2$  и к включенному тормозу  $T_3$ , расклиненный (выключенный) механизм свободного хода  $M$  дополнительного момента на звене  $3$  не создает.

Уравновесим звено  $x$ , состоящее из водила  $x$  ПМ  $3x2$  и ведомого вала ПКП. Это достигается приложением к концу ведомого вала момента отрицательного направления величиной  $2,408$ .

Для проверки правильности уравновешивания убедимся в равновесии всей ПКП под действием четырех внешних моментов: на ведущем валу  $(+1,0)$ , на ведомом валу  $(-2,408)$  и реактивных моментов во включенных тормозах  $T_1$   $(+0,619)$  и  $T_3$   $(+0,789)$ . Видно, что алгебраическая сумма этих четырех моментов равна нулю, ПКП уравновешена.

Дополнительным подтверждением правильности уравновешивания является точное равенство величины момента на ведомом валу ПКП абсолютной величине передаточного числа ПКП на второй передаче переднего хода ( $i_{II} = 2,408$ ).

Уравновешивание ПКП на третьей передаче переднего хода выполнено на рис.4.8.

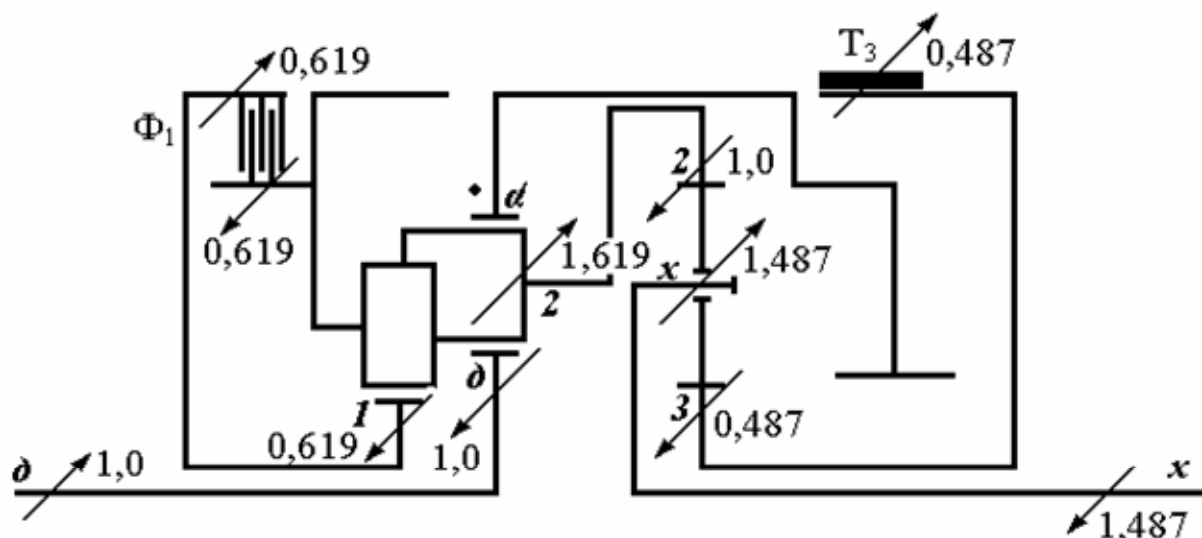


Рис.4.8. Третья передача

На третьей передаче уравновешивание ведущего вала и сложного ПМ выполним абсолютно так же, как и на второй передаче, затем уравновесим звено **1**, на которое действуют только два одинаковых по величине и противоположно направленных момента, приложенных к солнцу **1** и к наружному барабану включенного фрикциона  $\Phi_1$ , причем не забываем, что ленточный тормоз  $T_1$  выключен и, поэтому, третьим моментом звено **1** не нагружает. Включенный фрикцион  $\Phi_1$  уравновешен двумя одинаковыми по величине и противоположно направленными моментами, приложенными к его наружному и внутреннему барабанам.

Теперь уравновесим звено **2**, нагруженное тремя ненулевыми моментами, два из которых известны: на водиле **2** ПМ **12d** (+ 1,619) и на внутреннем барабане включенного фрикциона  $\Phi_1$  (– 0,619), а третий, нагружающий эпицикл **2** ПМ **3x2**, подлежит определению. Этот искомый момент равен алгебраической сумме двух известных моментов, уравновешивает их, и равен (– 1,0).

Уравновесим ПМ **3x2**, по известному моменту (– 1,0) на эпицикле **2** найдем моменты на солнце **3** (– 0,487) и водиле **x** (+ 1,487). Сумма моментов, с учетом их величин и направлений, на основных звеньях ПМ **3x2** нулевая. Звено **3** находится в равновесии под действием двух одинаковых по величине и противоположно направленных моментов, приложенных к солнцу **3** ПМ **3x2** и к включенному тормозу  $T_3$ , расклиненный (выключенный) механизм свободного хода **M** дополнительного момента на звене **3** не создает.

Уравновесим звено **x**, состоящее из водила **x** ПМ **3x2** и ведомого вала ПКП. Это достигается приложением к концу ведомого вала уравновешивающего момента отрицательного направления величиной 1,487.

Для проверки правильности уравнивания убедимся в равновесии всей ПКП под действием трех внешних моментов: на ведущем валу ( $+ 1,0$ ), на ведомом валу ( $- 1,487$ ) и реактивного момента во включенном тормозе  $T_3$  ( $+ 0,487$ ). Видно, что алгебраическая сумма этих моментов равна нулю, ПКП уравновешена. Дополнительным подтверждением правильности уравнивания является точное равенство величины момента на ведомом валу ПКП абсолютной величине передаточного числа ПКП на третьей передаче переднего хода ( $i_{III} = 1,487$ ).

Уравнивание ПКП на четвертой (прямой) передаче переднего хода выполнено на рис.4.9.

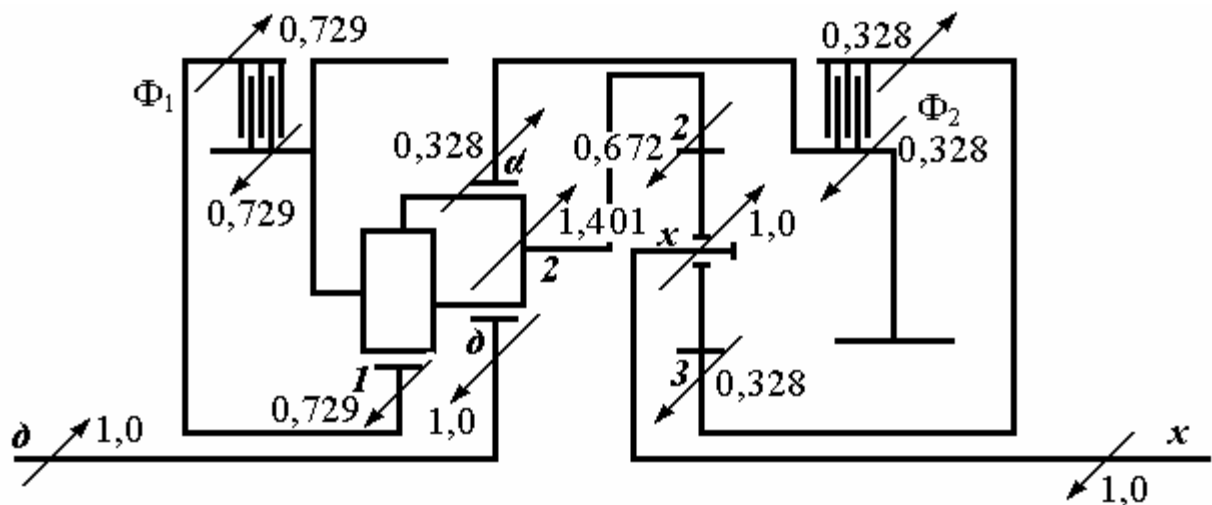


Рис. 4.9. Четвертая (прямая) передача

На четвертой передаче уравновесим сначала всю ПКП, на которую действуют только два внешних момента: на ведущем  $d$  и на ведомом  $x$  валах, так как все три тормоза  $T_1$ ,  $T_2$  и  $T_3$  выключены и реактивных моментов на корпусе ПКП не создают. Естественно, моменты на ведущем  $d$  и на ведомом  $x$  валах одинаковы по величине и противоположно направлены:  $(+ 1,0)$  и  $(- 1,0)$ . Затем уравновесим ведомый вал  $x$ , для чего приложим к водилу  $x$  ПМ  $3x2$  момент, равный  $+ 1,0$ .

Уравновесим ПМ  $3x2$ , определив величины и направления моментов на солнце  $3$  ( $- 0,328$ ) и эпицикле  $2$  ( $- 0,672$ ).

Сумма моментов, с учетом их величин и направлений, на основных звеньях ПМ  $3x2$  нулевая. Звено  $3$  будет уравновешено двумя моментами: на солнце  $3$  ( $-0,328$ ) и на наружном барабане включенного фрикциона  $\Phi_2$  ( $+ 0,328$ ). Механизм свободного хода  $M$  выключен (расклинен) и дополнительного момента на звене  $3$  не создает.

Включенный фрикцион  $\Phi_2$  уравновешен двумя одинаковыми по величине ( $\pm 0,328$ ) и противоположно направленными моментами, приложенными к его наружному и внутреннему барабанам. Звено  $a$  будет уравновешено двумя одинако-



выми по величине и противоположно направленными моментами: на внутреннем барабане включенного фрикциона  $\Phi_2$  и на эпицикле  $\alpha$  сложного ПМ.

В сложном ПМ все четыре основных звена нагружены ненулевыми моментами, поэтому будем уравнивать, по отдельности, используя принцип суперпозиции, элементарные ПМ  $\partial 2\alpha$  и  $12\partial$ , образующие этот сложный ПМ (рис.4.10). Напомним, что сложный четырехзвенный ПМ включает в себя еще один элементарный ПМ  $12\alpha$  с парными сателлитами, солнечным колесом  $1$  и эпициклическим колесом  $\alpha$ , но учитывать этот элементарный ПМ при уравнивании ПКП нет никакой необходимости.

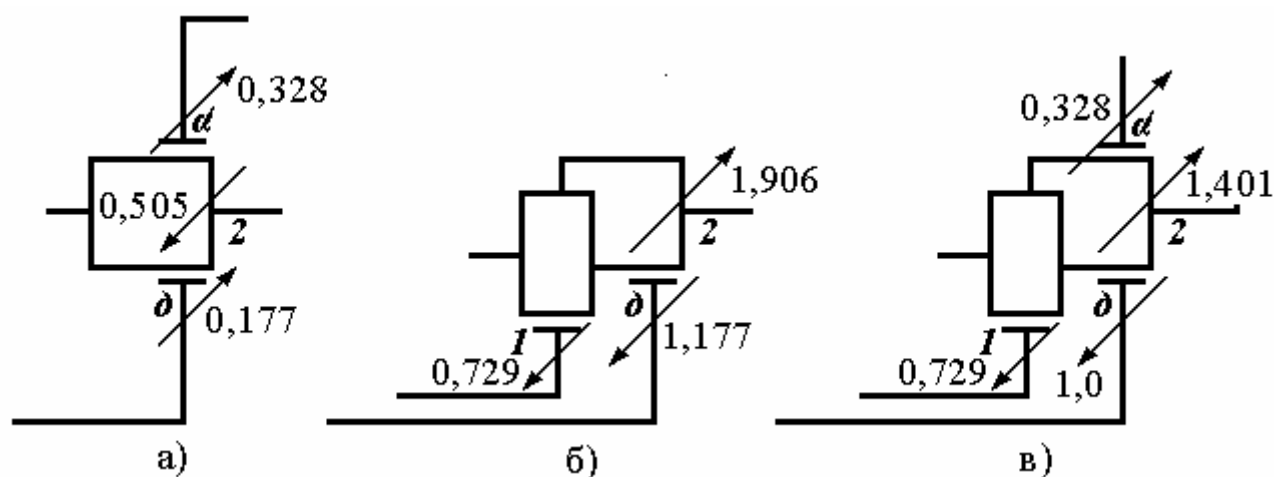


Рис.4.10. Уравнивание сложного ПМ: а) элементарный ПМ  $\partial 2\alpha$ , б) элементарный ПМ  $12\partial$ , в) сложный четырехзвенный ПМ

Зная, что момент на эпицикле  $\alpha$  равен  $(+ 0,328)$ , определим момент на солнце  $\partial$   $(+ 0,177)$  и водиле  $2$   $(- 0,505)$ . Сумма моментов, с учетом их величин и направлений, на основных звеньях ПМ  $\partial 2\alpha$  нулевая (рис.4.10.а).

Учитывая, что для равновесия ведущего вала  $\partial$ , момент на солнце  $\partial$  должен быть равен  $(- 1,0)$ , определим величину и направление момента, нагружающего солнце  $\partial$  в составе элементарного ПМ  $12\partial$ , как  $(- 1,177)$ .

Поскольку момент на солнце  $\partial$  равен  $(- 1,177)$ , уравновесим ПМ  $12\partial$ , определив момент на солнце  $1$   $(- 0,729)$  и водиле  $2$   $(+ 1,906)$ . Сумма моментов, с учетом их величин и направлений, на основных звеньях ПМ  $12\partial$  нулевая (рис.4.10.б). Таким образом, оказалось, что два основных звена: солнце  $\partial$  и водило  $2$ , входящие в состав двух элементарных ПМ  $\partial 2\alpha$  и  $12\partial$  нагружены, каждое, двумя не равными между собой и противоположно направленными моментами. Определив величины и направления результирующих моментов на этих звеньях, покажем их на рис.4.10.в. Видно, что сумма всех моментов, с учетом их величин и направлений, на основных звеньях сложного четырехзвенного ПМ  $12\partial$  нулевая. Покажем моменты, уравнивающие сложный ПМ на рис.4.10.в и рис.4.9.

Далее, уравновесим звено **1** двумя равными по величине и противоположно направленными моментами, приложенными к солнцу **1** и наружному барабану включенного фрикциона  $\Phi_1$ . Выключенный тормоз  $T_1$  дополнительного момента на звене **1** не создает. Включенный фрикцион  $\Phi_1$  уравновешен двумя одинаковыми по величине ( $\pm 0,729$ ) и противоположно направленными моментами, приложенными к его наружному и внутреннему барабанам.

Для проверки правильности уравновешивания убедимся в равновесии звена **2** под действием трех моментов: на внутреннем барабане включенного фрикциона  $\Phi_1$ , ( $- 0,729$ ), на водиле **2** сложного ПМ ( $+ 1,401$ ) и на эпицикле **2** ПМ **3x2** ( $-0,672$ ). Видно, что алгебраическая сумма этих моментов равна нулю, звено **2** уравновешено. Дополнительным подтверждением правильности уравновешивания является равенство момента на ведомом валу ПКП величине передаточного числа ПКП на четвертой передаче переднего хода ( $i_{IV} = 1,0$ ).

Кроме того, из рис.4.9 видно, что вся ПКП полностью уравновешена двумя внешними моментами: положительным ( $+1,0$ ) на левом конце ведущего вала **d** и отрицательным ( $-1,0$ ) на правом конце ведомого вала .

Следует предупредить, что процедура силового анализа ПКП достаточно сложная, особенно если ПКП многоскоростная, содержит большое количество элементарных ПМ, имеет три и больше степеней свободы и особенно, если включает в себя сложные ПМ.

Поэтому уравновешивание всей ПКП, отдельных ПМ, ее составляющих, а также звеньев, соединяющих основные звенья различных ПМ между собой и с управляющими элементами надо выполнять тщательно, соблюдая все правила и последовательность уравновешивания.

Совершенно необходимо полностью использовать все возможные проверки правильности силового анализа.

Необходимо обязательно, на каждой передаче, проверять равновесие каждого звена, нагруженного несколькими ненулевыми моментами, приложенными к основным звеньям ПМ с индексом уравновешенного звена, к барабану включенного блокировочного фрикциона, соединяющего это звено с другим звеном ПКП, приложенными к включенному тормозу этого звена, если это звено тормозное, равновесие каждого нагруженного элементарного или сложного ПМ в составе ПКП, каждого включенного блокировочного фрикциона (заклиненного МСХ **М**), нагруженного одинаковыми по величине и противоположно направленными моментами на его внутреннем и наружном барабанах (обоймах). Следует также проверять равновесие всей ПКП под действием входного, выходного и тормозных моментов и совпадение величины выходного момента с передаточным числом ПКП.

Сведем значения всех полученных моментов на основных звеньях ПМ и в управляющих элементах анализируемой ПКП в табл.4.4.

Таблица 4.4

## Результаты силового анализа ПКП Мерседес W4A020/040 722.3/4

Пере- дача	Значения крутящих моментов на основных звеньях и управляющих элементах ПКП												
	сложный ПМ $12\partial \partial 2a$				элементарный ПМ $3x2$			управляющие элементы					
	$M_I$	$M_\partial$	$M_2$	$M_a$	$M_3$	$M_x$	$M_2$	$\Phi_1$	$\Phi_2$	$T_1$	$T_2$	$T_3$	$M$
3X	0	-1,0	2,857	-1,857	1,857	-5,669	3,812	0	0	0	-6,669	0	$\pm 1,857$
I	0	-1,0	2,857	-1,857	-1,392	4,249	-2,857	0	0	0	0	3,249	$\pm 1,857$
II	-0,619	-1,0	1,619	0	-0,789	2,408	-1,619	0	0	0,619	0	0,789	0
III	-0,619	-1,0	1,619	0	-0,487	1,487	-1,0	$\pm 0,619$	0	0	0	0,487	0
IV	-0,729	-1,0	1,401	0,328	-0,328	1,0	-0,672	$\pm 0,729$	$\pm 0,328$	0	0	0	0
тормо- жение	0	0	0	0	-0,328	1,0	-0,672	0	0	0	0,672	0,328	0

## 4.8. Построение потоков мощности в ПКП

Потоки мощности в ПКП строятся в предположении, что входная мощность, подводимая к ПКП по ведущем валу постоянна и равна единице ( $N_d = 1,0$ ), потери мощности в полюсах зацепления зубчатых колес, в подшипниках, уплотнениях и т.п. при передаче мощности через ПКП отсутствуют, режим работы ПКП установившийся, статический, то есть, динамических нагрузок нет.

Потоки мощности строятся с использованием предельно упрощенных схем ПКП, на которых не показываются не нагруженные моментами ПМ и отдельные звенья, а также, не включаемые на данных передачах управляющие элементы.

Для построения потоков мощности необходимо на всех нагруженных моментами элементах схемы ПКП показать сплошными стрелками эти моменты (см. раздел 4.7, рис.4.5 – 4.9) и рядом со стрелками, символизирующими моменты, нанести пунктирные стрелки, изображающие угловые скорости нагруженных элементов. Пунктирные стрелки угловых скоростей следует изображать направленными вправо-вверх, если угловые скорости положительны и влево-вниз, если отрицательны, сверяясь с результатами кинематического анализа ПКП (см. раздел 4.6, табл.4.3, рис.4.4). Если нагруженное моментами звено не вращается, остановлено (заторможено) каким-либо тормозом, то на этом звене, естественно, никаких пунктирных стрелок проводить не надо.

Пары стрелок могут быть как однонаправленными (коллинеарными, параллельными), так и разнонаправленными (компланарными, антипараллельными). На всех элементах схемы, имеющих пару стрелок, сплошную и пунктирную, следует, перемножив соответствующие значения момента и угловой скорости, показать числовые значения полученных произведений, являющиеся значениями мощностей на этих элементах.

Должно быть абсолютно понятно, что любые ошибки, допущенные на предшествующих стадиях анализа (определение значений и направлений угловых скоростей основных звеньев ПМ и моментов, нагружающих элементы ПКП), не дадут возможности правильно рассчитать и построить потоки мощности.

Потоки мощности через ПКП проводятся сплошными линиями с встроенными стрелками, показывающими направление потока, причем, обязательно, по любому валу, фланцу, барабану, через включенный фрикцион и заклиненный механизм свободного хода мощность передается от элемента с однонаправленными стрелками момента и угловой скорости к элементу с разнонаправленными стрелками.

Мощность с входа на выход ПКП может передаваться сплошным, “монолитным” потоком (если не учитывать обязательное разветвление мощности в каждом ПМ на, теоретически, равные доли по сателлитам) или может разветвляться на несколько параллельных потоков с неравными, в общем случае, долями мощности в каждом потоке с последующим суммированием этих потоков на выходе ПКП.

На некоторых передачах в ПКП могут возникать замкнутые внутренние контуры циркуляции вредной, “паразитной” мощности. Наличие таких контуров ухуд-

шает коэффициент полезного действия ПКП (увеличивает непроизводительные потери мощности) на не прямых передачах с циркуляцией мощности и на всех передачах с циркуляцией, включая прямую, обеспечивает добавочную к рабочей, дополнительную силовую нагрузку элементов конструкции ПКП, находящихся в контуре циркуляции мощности.

При выявлении контуров циркуляции мощности, их следует показывать на схемах ПКП пунктирной замкнутой линией с встроенными в нее стрелками направления циркулирующей мощности. Рекомендуется, при возможности и желании, показывать на схеме контур циркулирующей мощности заметным контрастным цветом, например, красным. На отдельных участках схемы может иметь место наложение (одновременное прохождение) полезной и циркулирующей мощностей. В этом случае следует учитывать, что направления этих мощностей обязательно одинаковы.

Потоки мощности на нейтрали ПКП ( $M$ ) и тормозном режиме ПКП ( $T_2, T_3$ ) не строятся.

Построение потоков мощности на передаче заднего хода ( $T_2, M$  или  $\Phi_2$ ) выполнено на рис.4.11.

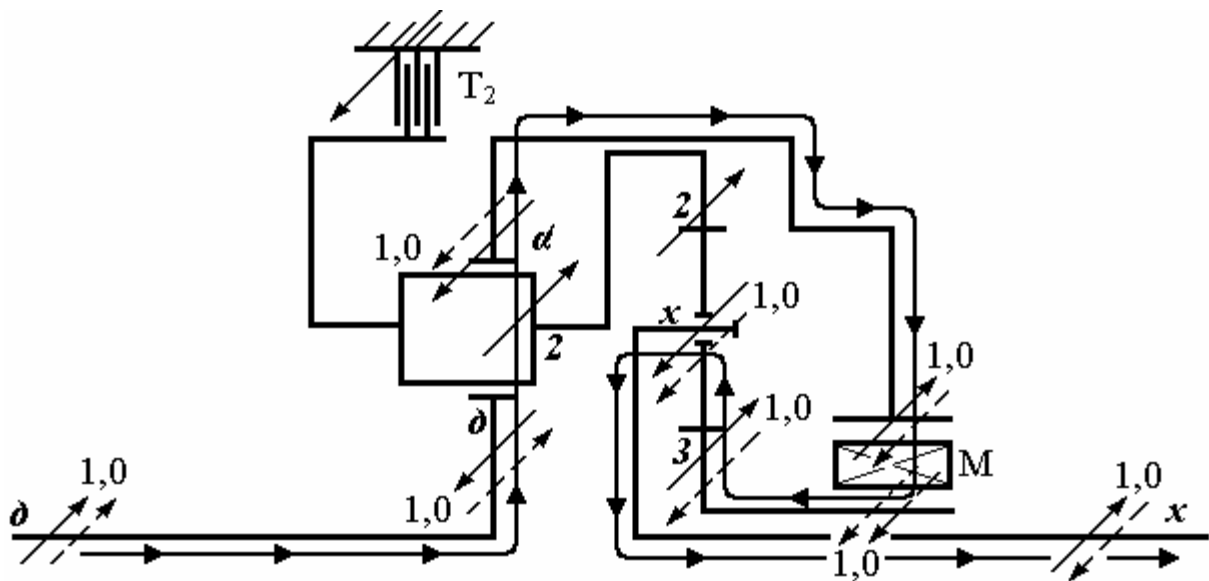


Рис.4.11. Передача заднего хода

Прежде всего, необходимо, используя данные из табл.4.3 (угловые скорости) и табл.4.4 (моменты), определить величину мощности, перемножая значения момента и угловой скорости.

Поток мощности строится, начиная с ведущего вала, от его левого конца с одинаправленными стрелками момента и угловой скорости к солнцу  $\delta$  ПМ  $\delta 2\alpha$  с разнонаправленными стрелками. Через ПМ  $\delta 2\alpha$  вся мощность передается от солнца  $\delta$  к эпициклу  $\alpha$ , так как заторможенное тормозом  $T_2$  водило  $2$  в передаче мощности участвовать не может и, в силу этого, ПМ  $\delta 2\alpha$  работает не как планетарный, а

как простой зубчатый механизм с неподвижными осями всех зубчатых колес, с передачей мощности только за счет относительного движения. С эпицикла  $\alpha$  мощность передается на наружную обойму заклиненного механизма свободного хода  $M$  и через этот механизм – к солнцу  $3$  ПМ  $3x2$ . Через ПМ  $3x2$  вся мощность передается посредством относительного и переносного движений (води́ло  $x$  вращается) от солнца  $3$  к водилу  $x$ , так как заторможенный тормозом  $T_2$  эпицикл  $2$  в передаче мощности участвовать не может. С водила  $x$  мощность отводится из ПКП по ведомому валу  $x$ . Из рис.4.11 видно, что на передаче заднего хода полезная мощность через ПКП передается неразветвленным потоком, никаких замкнутых контуров циркулирующей мощности не возникает.

Построение потоков мощности на первой передаче переднего хода ( $T_3$ ,  $M$  или  $\Phi_2$ ) выполнено на рис. 4.12.

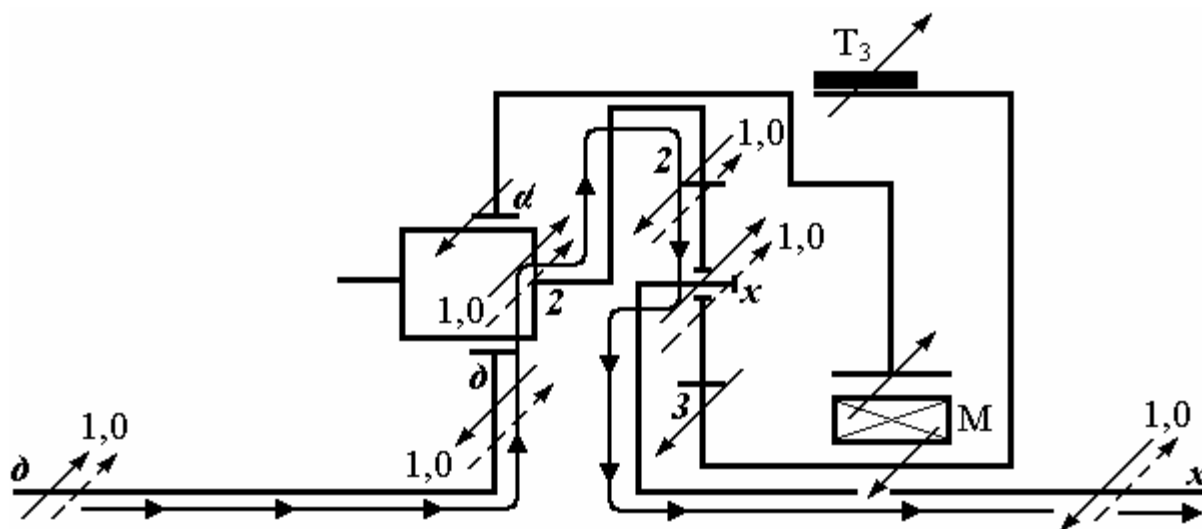


Рис.4.12. Первая передача

На первой передаче включенный тормоз  $T_3$  останавливает солнце  $3$  ПМ  $3x2$  и, через заклиненный механизм свободного хода  $M$ , останавливает эпицикл  $\alpha$  ПМ  $d2\alpha$ . Поэтому в ПМ  $d2\alpha$  мощность передается с солнца  $d$  на водило  $2$  и, далее, на эпицикл  $2$  ПМ  $3x2$ , в котором вся мощность передается с эпицикла  $2$  на водило  $x$  и по ведомому валу на выход ПКП.

Из рис.4.12 видно, что на первой передаче полезная мощность через ПКП передается неразветвленным потоком, последовательно через элементарные ПМ  $d2\alpha$  с остановленным, посредством заклиненного механизма свободного хода  $M$  и включённого тормоза  $T_3$  эпициклом  $\alpha$  и  $3x2$ , никаких замкнутых контуров циркулирующей мощности не возникает. В обоих ПМ мощность передается двумя движе-

ниями: относительным и переносным, так как водила **2** и **x** обоих ПМ, формирующих передачу, вращаются.

Построение потоков мощности на второй передаче переднего хода ( $T_1$ ,  $T_3$ ) выполнено на рис.4.13.

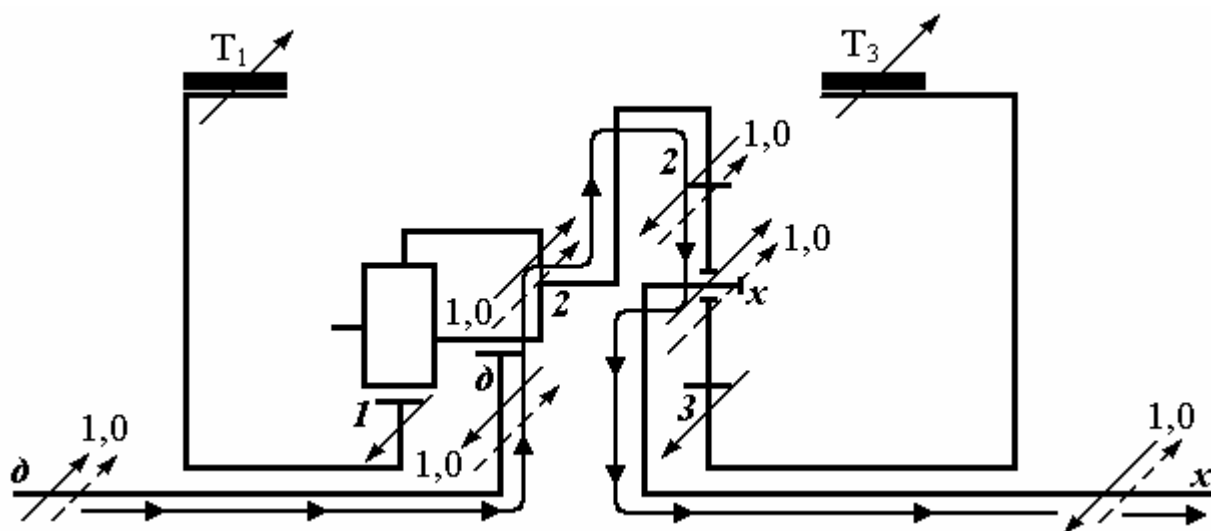


Рис.4.13. Вторая передача

Из рис. 4.13 видно, что на второй передаче полезная мощность через ПКП передается неразветвленным потоком, точно таким же образом, что и на первой передаче, никаких замкнутых контуров циркулирующей мощности не возникает.

Главное отличие второй передачи от первой заключается в том, что в левом сложном ПМ работает элементарный ПМ **12δ** и, вследствие этого, возрастает величина угловой скорости водила **2**.

Более высокие, по сравнению с первой передачей, угловые скорости приобретают и вращающиеся основные звенья ПМ **3x2** – эпицикл **2** и водило **x**. Одновременно, в обратно пропорциональной зависимости, уменьшаются величины крутящих моментов, нагружающих эти звенья, поэтому величина передаваемой через ПКП полезной мощности остается неизменной.

На второй передаче, так же, как и на первой, мощности передаются последовательно через два ПМ двумя движениями – относительным и переносным. Механизм свободного хода **М** на второй передаче автоматически выключается, так как эпицикл **α** разгружается от крутящего момента при включении тормоза  $T_1$ .

Построение потоков мощности на третьей передаче переднего хода ( $\Phi_1$ ,  $T_3$ ) выполнено на рис.4.14.

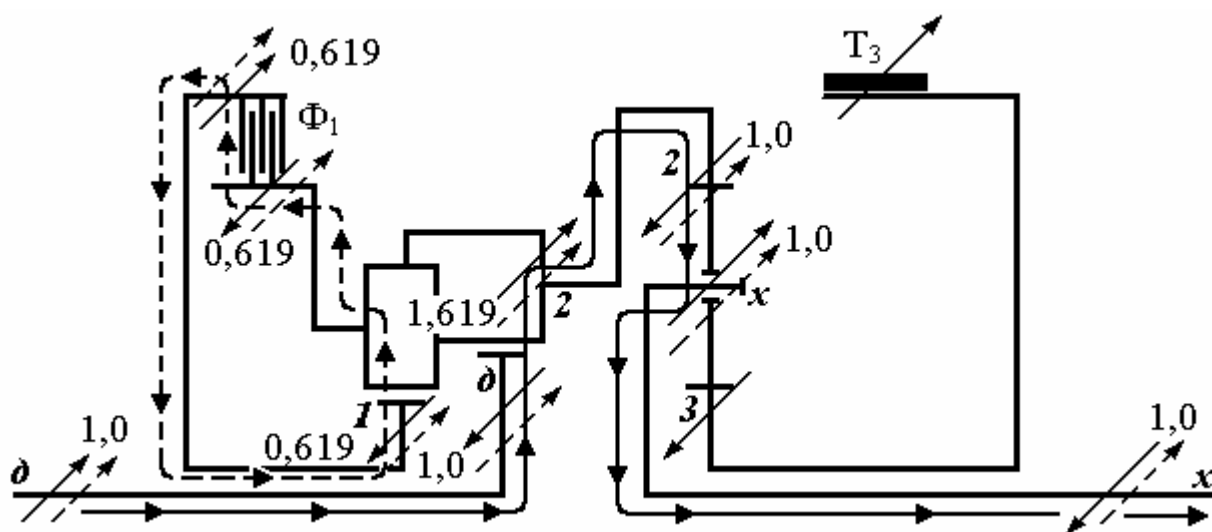


Рис.4.14. Третья передача

На третьей передаче левый сложный ПМ заблокирован включенным фрикционным  $\Phi_1$ , все его основные звенья (**1**, **δ**, **α** и **2**) приобретают одинаковую угловую скорость и в сложном ПМ отсутствуют относительные движения его звеньев, весь ПМ вращается как единое целое жесткое тело. Из рис.4.14 видно, что полезная мощность точно так же, как и на двух предыдущих передачах с ведущего вала **δ** через солнце **δ** ПМ **12δ** передается на водило **2** и с него по звену **2** поступает на эпицикл **2** ПМ **3x2** и, затем, с водила **x** отводится из ПКП по ведомому валу **x**. В заблокированном фрикционном  $\Phi_1$  ПМ **12δ** возникает замкнутый контур циркуляции мощности: солнце **1** – водило **2** – включенный фрикцион  $\Phi_1$  – солнце **1**. Величина циркулирующей мощности составляет 0,619, причем потерь этой мощности нет.

Правильность построения потоков мощности на третьей передаче легко проверить, рассмотрев баланс мощностей в сложном ПМ. Сумма подводимых к ПМ по солнцам **1** и **δ** мощностей ( $0,619 + 1,0 = 1,619$ ) должна в точности равняться сумме отводимых с водила **2** мощностей налево, в круг циркуляции, и направо – к ПМ **3x2** ( $0,619 + 1,0 = 1,619$ ).

Наличие контура циркулирующей мощности на третьей передаче отрицательного влияния на работу ПКП не оказывает, так как в контуре нет относительных движений, значит, не будет и снижения КПД ПКП. Силовую нагрузку элементов, входящих в контур циркуляции мощности можно считать вполне умеренной, сопоставимой по величине с силовой нагрузкой этих элементов на других передачах, например, на четвертой (см. далее).



Построение потоков мощности на четвертой (прямой) передаче переднего хода ( $\Phi_1, \Phi_2$ ) выполнено на рис.4.15.

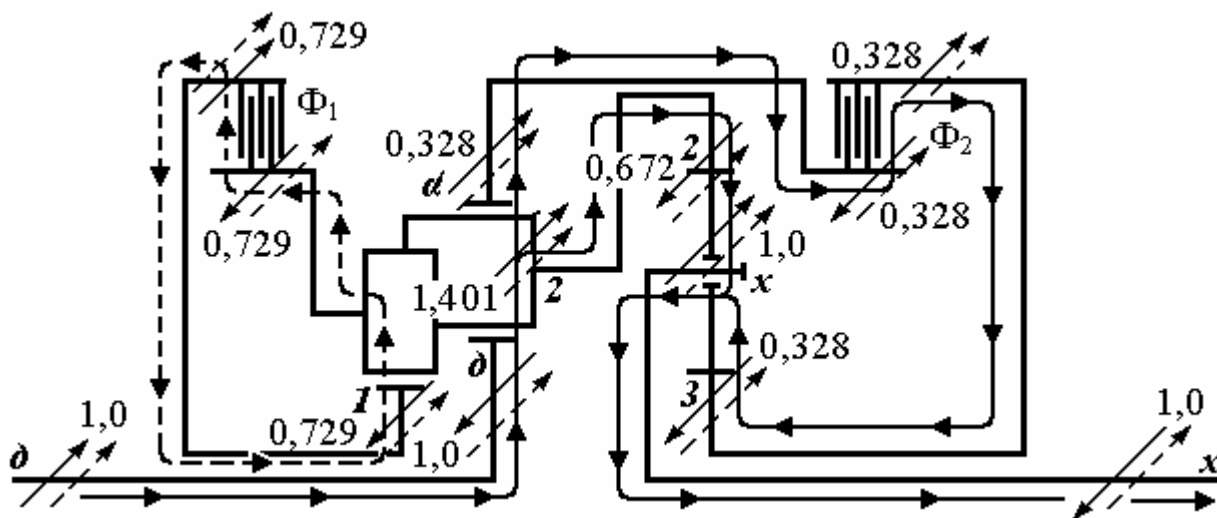


Рис.4.15. Четвертая (прямая) передача

На четвертой передаче все основные звенья в ПКП заблокированы фрикционными  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$ , поэтому их угловые скорости одинаковы, относительных движений ни в одном из ПМ нет. Полезная мощность, подведенная к сложному ПМ по солнцу  $d$  разделяется на две неравные друг другу полезные мощности, которые двумя параллельными потоками передаются на ПМ  $3x2$ . Меньшая из этих мощностей (0,328) с эпицикла  $a$  через включенный фрикцион  $\Phi_2$  передается на солнце  $3$ , а бóльшая, (0,672), с водила  $2$  на эпицикл  $2$  ПМ  $3x2$ . В ПМ  $3x2$  эти мощности суммируются и с водила  $x$  по выходному валу  $x$  полная полезная мощность отводится из ПКП. Так же, как и на третьей передаче, на том же месте, возникает контур циркулирующей мощности (0,729).

Правильность построения потоков мощности проверяется решением балансов мощностей. Так, в сложном ПМ сумма двух подведенных к нему мощностей ( $0,729 + 1,0 = 1,729$ ) равна сумме отведенных мощностей ( $0,729 + 0,328 + 0,672 = 1,729$ ). В элементарном ПМ  $3x2$  сумма двух подведенных к нему мощностей ( $0,328 + 0,672 = 1,0$ ) равна отведенной мощности (1,0).

#### 4.9. Расчет значений коэффициента полезного действия ПКП

Коэффициент полезного действия (КПД) ПКП, как и любой другой силовой передачи, определяется отношением величин мощности, отведенной от ПКП и подведенной к ней, то есть  $\eta_{dx} = N_x / N_d$ .

Учитывая, что  $N_x = \omega_x M_x$ , а  $N_d = \omega_d M_d$ , можно записать:

$$\eta_{dx} = \omega_x M_x / \omega_d M_d.$$

В последнем выражении можно выделить:  $\omega_d / \omega_x = i_{dx}$  – кинематическое передаточное число ПКП,  $M_x / M_d = \tilde{i}_{dx}$  – силовое передаточное число ПКП.

Тогда, окончательно, можно представить КПД как отношение силового передаточного числа к кинематическому передаточному числу:

$$\eta_{dx} = \tilde{i}_{dx} / i_{dx}.$$

В исправной ПКП с неповрежденными зубчатыми колесами и небуксующими, при штатных нагрузках, включенными фрикционами и тормозами, потерь кинематической компоненты (угловой скорости) передаваемой мощности нет, поэтому для выражения величины кинематического передаточного числа ПКП на различных передачах следует использовать соответствующие кинематические передаточные функции (КПФ), см. подразделы 4.4.1 и 4.4.2, а также таблицу 4.2.

Все потери мощности формируются только за счет силовой компоненты передаваемой мощности, то есть потери мощности в ПКП есть ни что иное, как потери крутящего момента, причем при анализе кинематических схем принято учитывать только потери момента в полюсах зацепления зубчатых колес при их относительном движении. Для этого следует вывести силовые передаточные функции (СПФ) ПКП на каждой передаче. СПФ достаточно легко получить из КПФ, умножив каждое внутреннее передаточное число (ВПЧ) ПМ, входящее в КПФ, на внутренний КПД этого ПМ, причем внутренний КПД ПМ необходимо возвести в степень  $X$ . Показатель степени  $X$  для любых ПМ и ПКП может принимать только одно из двух значений: либо  $+1$ , либо  $-1$ .

Запишем выражения СПФ на каждой передаче для анализируемой ПКП Мерседес W4A020/040 722.3/4 используя для этого выражения КПФ из таблицы 4.2:

$$\begin{aligned}\tilde{i}_{3X} &= i_{da} \eta_{da}^X (1 - i_{32} \eta_{32}^X); \\ \tilde{i}_I &= (1 - i_{da} \eta_{da}^X) (1 - i_{32} \eta_{32}^X) / (-i_{32} \eta_{32}^X); \\ \tilde{i}_{II} &= (1 - i_{Id} \eta_{Id}^X) (1 - i_{32} \eta_{32}^X) / i_{Id} \eta_{Id}^X i_{32} \eta_{32}^X; \\ \tilde{i}_{III} &= (1 - i_{32} \eta_{32}^X) / (-i_{32} \eta_{32}^X); \\ \tilde{i}_{IV} &= 1, 0.\end{aligned}$$

Запишем выражения для расчета величины КПД для каждой не прямой передачи в форме  $\eta_{dx} = \tilde{i}_{dx} / i_{dx}$ :

$$\begin{aligned}\eta_{3X} &= i_{da} \eta_{da}^X (1 - i_{32} \eta_{32}^X) / i_{da} (1 - i_{32}); \\ \eta_I &= ((1 - i_{da} \eta_{da}^X) (1 - i_{32} \eta_{32}^X) / (-i_{32} \eta_{32}^X)) / ((1 - i_{da}) (1 - i_{32}) / (-i_{32})); \\ \eta_{II} &= ((1 - i_{Id} \eta_{Id}^X) (1 - i_{32} \eta_{32}^X) / i_{Id} \eta_{Id}^X i_{32} \eta_{32}^X) / ((1 - i_{Id}) (1 - i_{32}) / i_{Id} i_{32}); \\ \eta_{III} &= ((1 - i_{32} \eta_{32}^X) / (-i_{32} \eta_{32}^X)) / ((1 - i_{32}) / (-i_{32}));\end{aligned}$$

Вычислять КПД ПКП на четвертой (прямой) передаче не нужно, вследствие полной блокировки ПКП на этой передаче никаких относительных движений в зубчатых зацеплениях нет, поэтому КПД ПКП на прямой передаче принимается равным единице,  $\eta_{IV} = 1,0$ .

Величины внутренних передаточных чисел ПМ были определены в разделе 4.2:

$$i_{\partial\alpha} = -1,857, i_{1\partial} = -1,615, i_{32} = -2,053.$$

Значения внутреннего КПД для всех типов плоских ПМ определены в разделе 3.2. Учитывая тип каждого элементарного ПМ в ПКП Мерседес W4A020/040 722.3/4, запишем:

$$\eta_{\partial\alpha} = \eta_{32} = 0,97, \eta_{1\partial} = 0,94.$$

Для выполнения расчета значений КПД ПКП осталось только определить значения показателей степени  $x$  внутренних КПД ПМ, точнее, алгебраические знаки ( $\text{sign}$ ) этих показателей, потому что их абсолютная величина равна единице. Это можно сделать, используя выражение

$$\text{sign } x = \text{sign} (i_{\text{ВПЧ}j}/i_{\partial xi})(\partial i_{\partial xi}/\partial i_{\text{ВПЧ}j}),$$

где  $i_{\text{ВПЧ}j}$  – внутреннее передаточное число (ВПЧ)  $j$ -го ПМ;

$i_{\partial xi}$  – передаточное число ПКП на  $i$ -й передаче;

$\partial i_{\partial xi}/\partial i_{\text{ВПЧ}j}$  – частная производная от КПФ ПКП на  $i$ -й передаче от ВПЧ  $j$ -го ПМ.

При определении знака ( $\text{sign}$ ) показателя степени  $x$  будем учитывать, что элементарные ПМ  **$\partial 2\alpha$** ,  **$12\partial$**  и  **$3x2$** , формирующие передачи в анализируемой ПКП, имеют отрицательные ВПЧ. Знак передаточного числа  $i_{\partial x}$  ПКП на передаче заднего хода – минус, а на всех передачах переднего хода – плюс. Таким образом, отношение  $i_{\text{ВПЧ}j}/i_{\partial xi}$  на передаче заднего хода положительно, а на передачах переднего хода – отрицательно.

Знаки частных производных от КПФ будем определять для каждой передачи, беря частные производные по каждому ВПЧ, входящему в КПФ.

На передаче заднего хода:

частная производная  $\partial i_{3x}/\partial i_{\partial\alpha} = \partial(i_{\partial\alpha}(1 - i_{32}))/\partial i_{\partial\alpha} = 1 - i_{32}$ , положительна, так как, напомним,  $i_{32} < 0$ ;

частная производная  $\partial i_{3x}/\partial i_{32} = \partial(i_{\partial\alpha}(1 - i_{32}))/\partial i_{32} = -i_{\partial\alpha}$ , положительна, так как  $i_{\partial\alpha} < 0$ .

Следовательно, для передачи заднего хода показатели степени внутренних КПД ПМ  **$\partial 2\alpha$**  и  **$3x2$**  имеют знак “плюс”.

На первой передаче:

частная производная

$\partial i_1/\partial i_{\partial\alpha} = \partial((1 - i_{\partial\alpha})(1 - i_{32})/(-i_{32}))/\partial i_{\partial\alpha} = (1 - i_{32})/i_{32}$ , отрицательна;

частная производная

$$\partial i_I / \partial i_{32} = \partial((1 - i_{\partial a})(1 - i_{32}) / (-i_{32})) / \partial i_{32} = (1 - i_{\partial a}) / i_{32}^2, \text{ положительна.}$$

Следовательно, для первой передачи показатель степени внутреннего КПД ПМ **д2а** имеет знак “плюс”, а показатель степени внутреннего КПД ПМ **3х2** имеет знак “минус”.

На второй передаче:

частная производная

$$\partial i_{II} / \partial i_{I\partial} = \partial((1 - i_{I\partial})(1 - i_{32}) / i_{I\partial} i_{32}) / \partial i_{I\partial} = (1 - i_{32}) / (-i_{32}) i_{32}^2, \text{ положительна;}$$

частная производная

$$\partial i_{II} / \partial i_{32} = \partial((1 - i_{I\partial})(1 - i_{32}) / i_{I\partial} i_{32}) / \partial i_{32} = (1 - i_{I\partial}) / (-i_{I\partial}), \text{ положительна.}$$

Следовательно, для второй передачи показатели степени внутренних КПД ПМ **12д** и **3х2** имеют знак “минус”.

На третьей передаче:

частная производная

$$\partial i_{III} / \partial i_{32} = \partial((1 - i_{32}) / (-i_{32})) / \partial (-i_{32}) = -1 / (-i_{32}) i_{32}^2, \text{ положительна.}$$

Следовательно, для третьей передачи показатель степени внутреннего КПД ПМ **3х2** имеет знак “минус”.

Для тех, кто плохо изучил основы дифференциального исчисления и, поэтому, испытывает затруднения с дифференцированием КПФ, можно рекомендовать более простой, но зато более громоздкий способ определения знаков показателей степени внутренних КПД ПМ.

Суть способа заключается в проверке влияния изменения абсолютной величины ВПЧ ПМ на изменение абсолютной величины передаточного числа ПКП и формулируется следующим образом.

Если при некотором увеличении или уменьшении абсолютной величины ВПЧ ПМ абсолютная величина передаточного числа ПКП также увеличивается или уменьшается, то знак показателя степени внутреннего КПД этого ПМ “плюс”, а если наоборот, уменьшается или увеличивается, то “минус”.

Выполним эти вычисления для всех непрямых передач ПКП.

На передаче заднего хода:

$$i_{3X} = i_{\partial a}(1 - i_{32}) = (-1,857) \cdot (1 + 2,053) = -5,669.$$

Изменим абсолютную величину ВПЧ ПМ **д2а**, округлив ее до ближайшего целого числа, то есть увеличим до 2,0.

Вычислим новое значение передаточного числа ПКП на передаче заднего хода:

$$i_{3X} = i_{\partial a}(1 - i_{32}) = (-2,0) \cdot (1 + 2,053) = -6,106.$$

Видим, что абсолютная величина передаточного числа ПКП тоже увеличилась, поэтому делаем вывод, что знак показателя степени внутреннего КПД ПМ **д2а** на передаче заднего хода “плюс”.

Изменим, теперь, абсолютную величину ВПЧ ПМ **3x2**, округлив ее до ближайшего целого числа, то есть уменьшим до 2,0.

Вычислим новое значение передаточного числа ПКП на передаче заднего хода:

$$i_{3X} = i_{\partial a}(1 - i_{32}) = (-1,857) \cdot (1 + 2,0) = -5,571.$$

Видим, что абсолютная величина передаточного числа ПКП тоже уменьшилась, поэтому делаем вывод, что знак показателя степени внутреннего КПД ПМ **3x2** на передаче заднего хода “плюс”.

На первой передаче:

$$i_I = (1 - i_{\partial a})(1 - i_{32})/(-i_{32}) = (1 + 1,857)(1 + 2,053)/2,053 = 4,249.$$

Изменим абсолютную величину ВПЧ ПМ **∂2a**, округлив ее до ближайшего целого числа, то есть увеличим до 2,0.

Вычислим новое значение передаточного числа ПКП на первой передаче:

$$i_I = (1 - i_{\partial a})(1 - i_{32})/(-i_{32}) = (1 + 2,0)(1 + 2,053)/2,053 = 4,461.$$

Видим, что абсолютная величина передаточного числа ПКП тоже увеличилась, поэтому делаем вывод, что знак показателя степени внутреннего КПД ПМ **∂2a** на первой передаче “плюс”.

Изменим, теперь, абсолютную величину ВПЧ ПМ **3x2**, округлив ее до ближайшего целого числа, то есть уменьшим до 2,0.

Вычислим новое значение передаточного числа ПКП на первой передаче:

$$i_I = (1 - i_{\partial a})(1 - i_{32})/(-i_{32}) = (1 + 1,857)(1 + 2,0)/2,0 = 4,286.$$

Видим, что абсолютная величина передаточного числа ПКП увеличилась, поэтому делаем вывод, что знак показателя степени внутреннего КПД ПМ **3x2** на первой передаче “минус”.

На второй передаче:

$$i_{II} = (1 - i_{I\partial})(1 - i_{32})/i_{I\partial}i_{32} = (1 + 1,615)(1 + 2,053)/1,615 \cdot 2,053 = 2,408.$$

Изменим абсолютную величину ВПЧ ПМ **12∂**, округлив ее до ближайшего целого числа, то есть увеличим до 2,0.

Вычислим новое значение передаточного числа ПКП на второй передаче:

$$i_{II} = (1 - i_{I\partial})(1 - i_{32})/i_{I\partial}i_{32} = (1 + 2,0)(1 + 2,053)/2,0 \cdot 2,053 = 2,231.$$

Видим, что абсолютная величина передаточного числа ПКП уменьшилась, поэтому делаем вывод, что знак показателя степени внутреннего КПД ПМ **12∂** на второй передаче “минус”.

Изменим, теперь, абсолютную величину ВПЧ ПМ **3x2**, округлив ее до ближайшего целого числа, то есть уменьшим до 2,0.

Вычислим новое значение передаточного числа ПКП на второй передаче:

$$i_{II} = (1 - i_{I\partial})(1 - i_{32})/i_{I\partial}i_{32} = (1 + 1,615)(1 + 2,0)/1,615 \cdot 2,0 = 2,429.$$

Видим, что абсолютная величина передаточного числа ПКП увеличилась, поэтому делаем вывод, что знак показателя степени внутреннего КПД ПМ **3x2** на второй передаче “минус”.

На третьей передаче:

$$i_{III} = (1 - i_{32})/(-i_{32}) = (1 + 2,053)/2,053 = 1,487$$

Изменим абсолютную величину ВПЧ ПМ **3x2**, округлив ее до ближайшего целого числа, то есть уменьшим до 2,0.

Вычислим новое значение передаточного числа ПКП на третьей передаче:

$$i_{III} = (1 - i_{32})/(-i_{32}) = (1 + 2,0)/2,0 = 1,5.$$

Видим, что абсолютная величина передаточного числа ПКП увеличилась, поэтому делаем вывод, что знак показателя степени внутреннего КПД ПМ **3x2** на третьей передаче “минус”.

Сравнивая результаты определения знаков показателей степени, полученных взятием частных производных и пробными изменениями абсолютных величин ВПЧ ПМ, убеждаемся, что все сделано правильно, табл.4.4.5.

Таблица 4.5

Значения показателей степени при внутренних КПД ПМ

Передача	Показатели степени при внутренних КПД элементарных ПМ		
	<b><i><math>\partial 2a</math></i></b>	<b><i><math>12\partial</math></i></b>	<b><i><math>3x2</math></i></b>
ЗХ	+1	-	+1
I	+1	-	-1
II	-	-1	-1
III	-	-	-1

Окончательно проверить правильность определения знаков показателей степени внутреннего КПД ПМ можно по построенным потокам мощности, используя правило: если на какой-либо передаче через ПМ передается основной (бóльший) поток мощности в направлении, согласующемся с ВПЧ, то есть с меньшего центрального зубчатого колеса на водило или на бóльшее центральное зубчатое колесо или же с водила на бóльшее центральное зубчатое колесо, знак показателя степени внутреннего КПД этого ПМ “плюс”, если же поток мощности передается в ПМ в направлении, не согласующемся с ВПЧ, то есть с бóльшего центрального зубчатого колеса на водило или на меньшее центральное зубчатое колесо, или же с водила на

меньшее центральное зубчатое колесо, знак показателя степени внутреннего КПД этого ПМ “минус”.

Рассмотрев потоки мощности, построенные на рис.4.11-4.14, можно убедиться, что так оно и есть.

Теперь можно вычислить значения КПД ПКП на всех не прямых передачах.

На передаче заднего хода:

$$\eta_{3X} = i_{\partial\alpha} \eta_{\partial\alpha}^X (1 - i_{32} \eta_{32}^X) / i_{\partial\alpha} (1 - i_{32}) = \\ = (-1,857) \cdot 0,97 \cdot (1 + 2,053 \cdot 0,97) / (-1,857) \cdot (1 + 2,053) = 0,95.$$

На первой передаче:

$$\eta_I = ((1 - i_{\partial\alpha} \eta_{\partial\alpha}^X) (1 - i_{32} \eta_{32}^X) / (-i_{32} \eta_{32}^X)) / ((1 - i_{\partial\alpha}) (1 - i_{32}) / (-i_{32})) = \\ = ((1 + 1,857 \cdot 0,97) (1 + 2,053 \cdot 0,97^{-1}) / (2,053 \cdot 0,97^{-1})) / ((1 + 1,857) \times \\ \times (1 + 2,053) / 2,053) = 0,97.$$

На второй передаче:

$$\eta_{II} = ((1 - i_{I\partial} \eta_{I\partial}^X) (1 - i_{32} \eta_{32}^X) / i_{I\partial} \eta_{I\partial}^X i_{32} \eta_{32}^X) / ((1 - i_{I\partial}) (1 - i_{32}) / i_{I\partial} i_{32}) = \\ = ((1 + 1,615 \cdot 0,94^{-1}) (1 + 2,053 \cdot 0,97^{-1}) / 1,615 \cdot 0,94^{-1} \times \\ \times 2,053 \cdot 0,97^{-1}) / ((1 + 1,615) (1 + 2,053) / 1,615 \cdot 2,053) = 0,97.$$

На третьей передаче:

$$\eta_{III} = ((1 - i_{32} \eta_{32}^X) / (-i_{32} \eta_{32}^X)) / ((1 - i_{32}) / (-i_{32})) = \\ = ((1 + 2,053 \cdot 0,97^{-1}) / 2,053 \cdot 0,97^{-1}) / ((1 + 2,053) / 2,053) = 0,99.$$

На четвертой (прямой) передаче:

$$\eta_{IV} = 1,0.$$

Анализ ПКП Мерседес W4A020/040 722.3/4 закончен.

Определены передаточные числа ПКП на всех передачах, выяснен закон управления, вычислены значения угловых скоростей всех звеньев ПМ, и основных, и пассивных (сателлитов), относительных угловых скоростей в выключенных управляющих элементах, крутящих моментов, нагружающих основные звенья ПМ и включенные управляющие элементы, построены потоки полезных и циркулирующих мощностей, рассчитаны значения КПД ПКП на каждой передаче.

В показанной последовательности рекомендуется выполнять анализ схем любых ПКП.

Методы и приемы анализа схем можно применять и при исследовании более простых, по сравнению с ПКП, передач, содержащих планетарные механизмы (ПМ), например, бортовых или колесных редукторов, механизмов поворота гусеничных машин, редукторов отбора мощности, суммирующих и разветвляющих передач (дифференциалов) и т.п. С помощью описанной методики можно выполнять анализ устройств, образованных из простых зубчатых передач, так как любой простой зубчатый механизм можно, в принципе, рассматривать как частный случай планетарного механизма с остановленным водилом.

## 5. КОЛИЧЕСТВЕННЫЕ КРИТЕРИИ КАЧЕСТВА СХЕМ ПКП

Выполнив анализ схемы ПКП, расчетчик получает много интересной и полезной информации о свойствах проанализированной ПКП.

Однако ценность этой информации существенно возрастает, когда выполняется анализ нескольких, иногда, многих схем ПКП близких по назначению, например, с одинаковым числом передач переднего и заднего хода, с одинаковым числом степеней свободы и т.д. Это бывает при подборе схемы-прототипа для разработки ПКП вновь проектируемой или модернизируемой машины. Ничего плохого в этом нет, особенно если выбирается не запатентованная схема, или не предполагается пиратское, без лицензии, использование схемы, защищенной действующим патентом.

Можно привести немало примеров использования одинаковых схем ПКП для машин различного назначения, разработанных и выпускаемых или выпускавшихся в разных странах.

Так, проанализированная схема ПКП Мерседес W4A020/040 722.3/4 для легковых автомобилей практически одинакова со схемой бортовых коробок передач (БКП) отечественного основного боевого танка (ОБТ) Т-80 (см. Приложение, рис.П.8.27), только в БКП танка Т-80 не использованы механизмы свободного хода, т.к. БКП танка являются, одновременно и механизмами поворота и, поэтому, эти механизмы там не могут быть применены.

Абсолютными близнецами являются схемы ПКП “Бьюик-Дайнафлоу” и “Супер-Тьюбин-300” (см. Приложение, с.120–174, рис.П.3.2 и П.3.6), “Крайслер-Пауэрфлайт” и ЗИЛ-111/114/117 (см. Приложение, рис.П.3.3 и П.3.8), Ниссан RN(L)3F01A и Фольксваген/Ауди 010/087/089/090 (см. Приложение, рис.П.5.17 и П.5.26), Рено/Игл MB1/MJ3 и Субару M41/M41A (см. Приложение, рис.П.5.18 и П.5.19), Мицубиси/Хенде/Крайслер KM170/171/172 F3A21-2/F3A22-2 и ГАЗ-14 “Чайка” (см. Приложение, рис.П.5.15 и П.5.45), Джeneral Моторс 4T60/4T60-E и Форд AXOD/AXOD-E (см. Приложение, рис.П.8.8 и П.8.10), Сангйонг-Муссо и Фольксваген 095...098 (см. Приложение, рис.П.8.44 и П.8.45) и др.

Можно предположить, что, как правило, в различных машинах должны тиражироваться наиболее совершенные схемы ПКП.

Тем не менее, следует понимать, что одну и ту же, пусть даже весьма удачную схему ПКП можно воплотить в металле совершенно по-разному и в конструкторском и в технологическом аспектах и, в результате, получить или отличное, или посредственное изделие.

С другой стороны, можно спроектировать и изготовить вполне нормально работающую и удовлетворяющую требованиям заказчика и потребителя ПКП, выполненную по ничем не выдающейся схеме.

Предлагаемая система критериев качества схем ПКП не претендует на абсолютно объективную и всестороннюю оценку реальной ПКП, как технического изделия, эта система позволяет лишь выполнить сравнительную оценку различных ПКП на схемном уровне, оценить степень совершенства кинематической схемы. Эти несложные и достаточно очевидные критерии, тем не менее, позволяют получить количественную оценку наиболее важных показателей проанализированной кинема-



тической схемы в форме, удобной для сравнения между собой нескольких вариантов ПКП при выборе наилучшей схемы из ряда рассматриваемых.

### 5.1. Критерий мощностной нагрузки ПКП на передачах переднего хода

Этот критерий оценивает максимальную загрузку мощностью любого звена ПКП, передающего на какой-либо передаче переднего хода мощность максимальной величины. Этим критерием оценивается наличие и величина циркулирующих в ПКП мощностей, наложенных на передаваемую ПКП полезную мощность. Значение этого критерия определяется из выражения:

$$K_1 = N_{ПХmax}/N_0,$$

где  $N_{ПХmax}$  – максимальная мощность, нагружающая любое звено ПКП па передаче переднего хода, при отсутствии циркулирующих мощностей или при отсутствии наложения имеющейся циркулирующей мощности на полезную,  $N_{ПХmax} = 1,0$ ;

$N_0 = 1,0$  – мощность, подведенная к ПКП.

Если для проанализированной ПКП Мерседес W4A020/040 722.3/4 рассмотреть потоки мощности на передачах переднего хода (см. рис.4.12–4.15), легко убедиться, что, несмотря на наличие циркулирующих мощностей на третьей и четвертой передачах ни на каком звене ПКП нет потока мощности  $N > 1,0$ , следовательно, для этой ПКП  $K_1 = 1,0$ .

Для любых ПКП  $K_1 \geq 1,0$  и чем больше значение критерия  $K_1$ , тем хуже, с точки зрения наличия и величины циркулирующих мощностей, схема такой ПКП.

Идеальное значение критерия  $K_1 = 1,0$ .

### 5.2. Критерий мощностной нагрузки ПКП на передачах заднего хода

Этот критерий имеет тот же смысл и определяется так же, как и предыдущий, только для передач заднего хода:

$$K_2 = N_{ЗХmax}/N_0$$

Для проанализированной ПКП Мерседес W4A020/040 722.3/4 (см. рис.4.11)  $K_2 = 1,0$ .

Если ПКП в принципе не имеет передач заднего хода (например, ПКП для мотоцикла), следует считать, что  $K_2 = 0$ .

При наличии в ПКП передачи (передач) заднего хода идеальным будет значение критерия  $K_2 = 1,0$ .

### 5.3. Критерий силовой нагруженности блокировочных фрикционов

Этот критерий отражает величину максимального рабочего крутящего момента включенного блокировочного фрикциона и позволяет ориентировочно оценить осевой и радиальный габариты фрикциона.

Значение этого критерия определяется из выражения:

$$K_3 = M_{\Phi_{\max}} / M_{\partial},$$

где  $M_{\Phi_{\max}}$  – максимальный момент, нагружающий включенный блокировочный фрикцион;

$M_{\partial} = 1,0$  – момент на входе в ПКП.

Для проанализированной ПКП Мерседес W4A020/040 722.3/4 максимальное значение  $M_{\Phi_{\max}} = 0,729$  фрикциона  $\Phi_1$  на четвертой передаче переднего хода (см. рис.4.9 и табл. 4.4), поэтому  $K_3 = 0,729$ .

Оптимальными, по результатам анализа многих схем выполненных ПКП, можно считать значения критерия  $K_3$  в диапазоне  $0,6 \dots 0,8$ .

### 5.4. Критерий силовой нагруженности тормозов ПКП

Этот критерий отражает величину максимального рабочего крутящего момента самого нагруженного тормоза и позволяет ориентировочно оценить осевой и радиальный габариты этого тормоза.

Значение этого критерия определяется из выражения:

$$K_4 = M_{T_{\max}} / |i_{\text{ПКП}}|,$$

где  $M_{T_{\max}}$  – максимальный момент, нагружающий включенный тормоз;

$|i_{\text{ПКП}}|$  – абсолютная величина передаточного числа ПКП на передаче, для которой определено значение  $M_{T_{\max}}$ .

Для проанализированной ПКП Мерседес W4A020/040 722.3/4 максимальное значение  $M_{T_{\max}} = 6,669$  у тормоза  $T_2$  на передаче заднего хода с передаточным числом  $i_{3X} = -5,669$ , см. рис.4.5 и табл.4.4, поэтому:

$$K_4 = M_{T_{\max}} / |i_{\text{ПКП}}| = 6,669 / 5,669 = 1,176.$$

Следует заметить, что величина критерия  $K_4$  весьма сильно зависит от величины диапазона ПКП, от того, ускоряющими или замедляющими являются не прямые передачи переднего хода, от наличия или отсутствия в ПКП передач заднего хода и от того, насколько “быстрыми” или “медленными” являются передачи заднего хода.

Минимальные значения критерия  $K_4$  будут у ПКП без передач заднего хода и с небольшим диапазоном передач переднего хода, и, особенно, в ПКП с прямой низшей передачей и ускоряющими непрямыми передачами переднего хода.

### 5.5. Критерий скоростной нагруженности подшипников сателлитов

Этот критерий отражает величину максимальной относительной угловой скорости самого “быстроходного” сателлита ПКП и определяет надежность и долговечность подшипниковых опор сателлитов ПМ.

Значение этого критерия определяется из выражения:

$$K_5 = |\omega_{\text{ст max}}|/|\omega_{\text{оз max}}|,$$

где  $\omega_{\text{ст max}}$  – максимальная относительная угловая скорость сателлита в ПМ, нагруженном ненулевыми крутящими моментами;

$\omega_{\text{оз max}}$  – угловая скорость самого быстроходного основного звена того ПМ, в котором определена  $\omega_{\text{ст max}}$  на той же самой передаче.

Для проанализированной ПКП Мерседес W4A020/040 722.3/4 максимальное значение абсолютной величины  $|\omega_{\text{ст max}}| = 2,333$  для сателлита, зацепленного с солнечным колесом  $\delta$  и эпициклическим колесом  $\alpha$  в сложном ПМ с солнечным зубчатым колесом  $I$ , имеющим на передаче заднего хода угловую скорость  $\omega_{\text{оз max}} = \omega_I = -1,615$  (см. рис.4.4 и табл.4.3), поэтому:

$$K_5 = |\omega_{\text{ст max}}|/|\omega_{\text{оз max}}| = 2,333/1,615 = 1,445.$$

Для различных ПМ значения критерия  $K_5$  может быть как больше, так и меньше единицы. Чем меньше значение этого критерия, тем выше, при прочих равных условиях, надежность и долговечность ПКП.

### 5.6. Критерий скоростной нагруженности выключенных блокировочных фрикционов и дисковых тормозов

Этот критерий отражает величину максимальной относительной угловой скорости ведущих и ведомых дисков самого “быстроходного” выключенного фрикциона или дискового тормоза и позволяет оценить уровень потерь мощности, нагрев и износ рабочих дисков в выключенных фрикционных управляющих элементах.

Значение этого критерия определяется из выражения:

$$K_6 = \omega_{\text{Ф(Т)max}}/\omega_{\delta},$$

где  $\omega_{\text{Ф(Т)max}}$  – максимальная относительная угловая скорость в выключенном фрикционе или дисковом тормозе;

$\omega_{\delta} = 1,0$  – угловая скорость ведущего звена  $\delta$  ПКП.

Максимальная относительная скорость  $\omega_{\text{Ф(Т)max}}$  определяется сравнением между собой максимальных абсолютных угловых скоростей тормозных звеньев и максимальных относительных угловых скоростей звеньев, связанных между собой выключенными блокировочными фрикционами. Для проанализированной ПКП

Мерседес W4A020/040 722.3/4, согласно табл.4.3,  $\omega_{\Phi_{\max}} = 1,615$  выключенного фрикциона  $\Phi_1$  на передаче заднего хода, поэтому  $K_6 = 1,615$ .

### 5.7. Критерий средневзвешенного уровня КПД

Этот критерий отражает уровень потерь мощности в ПКП с учетом относительного времени работы ПКП на каждой передаче.

Значение этого критерия определяется из выражения:

$$K_7 = 1 / \sum t_i \eta_i,$$

где  $\sum t_i \eta_i$  – сумма произведений относительного времени  $t_i$  работы ПКП на  $i$ -й передаче на расчетный КПД  $\eta_i$  ПКП на этой передаче.

Ориентировочные значения относительного времени  $t_i$  для быстроходных транспортных машин можно брать из табл.5.1, составленной с использованием данных из работы [48].

Таблица 5.1

Статистические данные относительного времени работы ПКП быстроходных транспортных машин на различных передачах

Число передач ПХ	Величина относительного времени работы ПКП на передачах								
	ЗХ	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
3	0,01	0,09	0,40	0,50	-	-	-	-	-
4	0,01	0,06	0,20	0,38	0,35	-	-	-	-
5	0,01	0,04	0,10	0,20	0,35	0,30	-	-	-
6	0,01	0,03	0,06	0,15	0,25	0,35	0,15	-	-
7	0,01	0,02	0,05	0,12	0,15	0,30	0,25	0,10	-
8	0,01	0,01	0,04	0,06	0,12	0,16	0,25	0,25	0,10

В случае отсутствия в ПКП передачи заднего хода следует относительное время работы на заднем ходу приплюсовать к времени работы ПКП на первой передаче переднего хода.

При определении значения критерия  $K_7$  для ПКП тихоходных тяговых, например, землеройных, дорожно-строительных машин: скреперов, бульдозеров, погрузчиков, автогрейдеров и др., распределение относительного времени работы на различных передачах можно найти в различных литературных источниках или составить самостоятельно, сообразуясь со здравым смыслом и учитывая технологические особенности работы конкретного класса и вида машин.

Для проанализированной ПКП Мерседес W4A020/040 722.3/4, обеспечивающей четыре передачи переднего и одну – заднего хода ( $n_{пч} = 5$ ), используя расчетные значения КПД (см. раздел 4.9) и данные из табл.5.1, определим величину критерия  $K_7$ :

$$K_7 = 1/\sum t_i \cdot \eta_i = 1/(t_{3X} \eta_{3X} + t_I \eta_I + t_{II} \eta_{II} + t_{III} \eta_{III} + t_{IV} \eta_{IV}) = \\ = 1/(0,01 \cdot 0,95 + 0,06 \cdot 0,97 + 0,2 \cdot 0,97 + 0,38 \cdot 0,99 + 0,35 \cdot 1) = 1,012.$$

### 5.8. Критерий средней используемости элементарных ПМ в составе ПКП

Этот критерий отражает среднее число элементарных ПМ, рассматривавшихся при анализе ПКП, участвующих в передаче мощности.

Значение этого критерия определяется из выражения:

$$K_8 = n_{пч} n_{ЭПМ} / \sum n_{ЭПМнагр},$$

где  $n_{пч}$  – число не прямых рабочих передач ПКП;

$n_{ЭПМ}$  – число элементарных ПМ, рассматривавшихся при анализе ПКП;

$\sum n_{ЭПМнагр}$  – суммарное количество нагруженных элементарных ПМ на всех не прямых рабочих передачах ПКП.

Критерием  $K_8$  оценивается степень участия элементарных ПМ в формировании всех не прямых передач ПКП и количество элементарных ПМ, работающих на не прямых передачах в режиме холостой прокрутки с относительными движениями зубчатых колес, не совершая при этом полезной работы, а, наоборот, снижая действительный КПД ПКП из-за холостых потерь мощности.

Для ПКП Мерседес W4A020/040 722.3/4, обеспечивающей три замедляющие передачи переднего и одну – заднего хода ( $n_{пч} = 4$ ), проанализированной с использованием трех элементарных ПМ – ***∂2а***, ***12∂*** и ***3х2*** ( $n_{ЭПМ} = 3$ ), используя рис.4.5–4.9 и данные из табл.4.4, установим, что на передаче заднего хода нагружены и участвуют в передаче мощности два элементарных ПМ (***∂2а*** и ***3х2***), на первой передаче – два элементарных ПМ (***∂2а*** и ***3х2***), на второй передаче – два элементарных ПМ (***12∂*** и ***3х2***) и на третьей передаче – два элементарных ПМ (***12∂*** и ***3х2***).

Таким образом, для проанализированной ПКП Мерседес W4A020/040 722.3/4:

$$K_8 = n_{пч} n_{ЭПМ} / \sum n_{ЭПМнагр} = 4 \cdot 3 / (2 + 2 + 2 + 2) = 1,5.$$

### 5.9. Критерий сложности устройства ПКП

Этот критерий отражает количество управляющих элементов – блокировочных фрикционов, тормозов, механизмов свободного хода а также число элементар-

ных ПМ, образующих ПКП, отнесенное к минимально необходимому количеству управляющих элементов и элементарных ПМ, для того, чтобы образовать ПКП с таким же числом степеней свободы и количеством рабочих передач, то есть, этим критерием можно оценить степень “избыточности” основных компонентов схемы ПКП.

Значение этого критерия определяется из выражения:

$$K_9 = (n_{\Phi} + n_T + n_{\text{МСХ}} + n_{\text{ЭПМ}}) / (n_{\Phi} + n_T + n_{\text{ЭПМ}})_{\min},$$

где  $(n_{\Phi} + n_T + n_{\text{МСХ}} + n_{\text{ЭПМ}})$  – количество блокировочных фрикционов  $n_{\Phi}$ , тормозов  $n_T$ , механизмов свободного хода  $n_{\text{МСХ}}$  и элементарных ПМ  $n_{\text{ЭПМ}}$ , вошедших в состав рассматриваемой ПКП;

$(n_{\Phi} + n_T + n_{\text{ЭПМ}})_{\min}$  – минимально необходимое количество блокировочных фрикционов, тормозов, и элементарных ПМ, которое можно использовать для синтеза простейшей ПКП, аналогичной рассматриваемой, по числу степеней свободы и количеству передач.

Количество минимально необходимого количества блокировочных фрикционов, тормозов, и элементарных ПМ, для ПКП с различным числом степеней свободы и количеством максимально реализуемых, при полном управлении, рабочих передач, приведено в табл.5.2, составленной с использованием данных из работы [23].

Таблица 5.2

Минимально необходимое количество блокировочных фрикционов, тормозов, и элементарных ПМ для различных ПКП

Число степеней свободы $W$	Основные элементы ПКП	Количество элементов в ПКП при числе передач (ПХ+3Х)										
		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2	$n_{\Phi}$	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
	$n_T$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
	$n_{\text{ЭПМ}}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
3	$n_{\Phi}$	—	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
	$n_T$	—	1	2	2	2	3	3	3	3	4	4
	$n_{\text{ЭПМ}}$	—	2	3	3	3	4	4	4	4	5	5
4	$n_{\Phi}$	—	—	3	3	3	3	3	3	3	3	3
	$n_T$	—	—	1	2	2	2	2	2	3	3	3
	$n_{\text{ЭПМ}}$	—	—	3	4	4	4	4	4	5	5	5
5	$n_{\Phi}$	—	—	—	4	4	4	4	4	4	4	4
	$n_T$	—	—	—	1	3	3	3	3	3	3	3
	$n_{\text{ЭПМ}}$	—	—	—	3	4	4	4	4	4	4	4

Если в состав анализируемой ПКП входят сложные ПМ (с числом основных звеньев более трех), то их следует привести (снормировать) к числу элементарных ПМ, разделив количество основных звеньев сложного ПМ на три – количество основных звеньев элементарного ПМ.

Так, для расчета значения критерия  $K_9$  будем считать, что сложный четырехзвенный ПМ, содержащий в своем составе три различных элементарных ПМ, эквивалентен  $n_{ЭПМ} = 4/3 = 1,333$ , сложный пятизвенный ПМ, содержащий в своем составе шесть различных элементарных ПМ, эквивалентен  $n_{ЭПМ} = 5/3 = 1,667$ , сложный шестизвенный ПМ, содержащий в своем составе десять различных элементарных ПМ, эквивалентен  $n_{ЭПМ} = 6/3 = 2,0$ , и т.д.

Для проанализированной ПКП Мерседес W4A020/040 722.3/4, имеющей три степени свободы, обеспечивающей четыре передачи переднего и одну – заднего хода, содержащей в своем составе два блокировочных фрикциона,  $\Phi_1$  и  $\Phi_2$ , три тормоза,  $T_1$ ,  $T_2$  и  $T_3$ , один механизм свободного хода  $M$ , сложный четырехзвенный ПМ, состоящий из трех элементарных ПМ, ***д2а***, ***12д*** и ***12а*** и элементарный ПМ ***3х2*** значение критерия  $K_9$  определяется, как

$$K_9 = (n_{\Phi} + n_T + n_{МСХ} + n_{ЭПМ}) / (n_{\Phi} + n_T + n_{ЭПМ})_{\min} = \\ = (2 + 3 + 1 + (1,333 + 1)) / (2 + 2 + 3) = 1,19.$$

## 5.10. Критерий сложности системы управления ПКП

Этот критерий отражает степень сложности системы управления ПКП, оценивает количество включений и выключений фрикционных элементов с внешним управлением для последовательной реализации всех передач ПКП. При наличии в схеме ПКП управляющих элементов с внутренней автоматичностью – механизмов свободного хода, их включение и выключение (заклинивание и расклинивание) не учитываются, так как они не требуют внешнего управления и не усложняют, а наоборот, как правило, упрощают систему управления ПКП.

Значение этого критерия определяется из выражения:

$$K_{10} = (n_{\Phi, T \text{ вкл}} + n_{\Phi, T \text{ выкл}}) / n_{ПЧ},$$

где  $n_{\Phi, T \text{ вкл}}$  – количество блокировочных фрикционов  $n_{\Phi}$  и тормозов  $n_T$ , включаемых для получения каждой очередной передачи ПКП;

$n_{\Phi, T \text{ выкл}}$  – количество блокировочных фрикционов  $n_{\Phi}$  и тормозов  $n_T$ , выключаемых при переходе с предыдущей на последующую передачу;

$n_{ПЧ}$  – количество передач в ПКП.

Для определения значений  $n_{\Phi, T \text{ вкл}}$  и  $n_{\Phi, T \text{ выкл}}$  необходимо очень четко представить последовательность всех манипуляций с фрикционами и тормозами при получении всех передач ПКП.

Так, для проанализированной ПКП Мерседес W4A020/040 722.3/4, передача заднего хода, при трогании машины с места, обеспечивается включением тормоза  $T_2$ , а механизм свободного хода  $M$  заклинивается самостоятельно. Первая передача переднего хода, при трогании машины с места, обеспечивается включением

тормоза  $T_3$ , а механизм свободного хода  $M$  заклинивается самостоятельно. При переключении на вторую передачу включается тормоз  $T_1$ , а механизм свободного хода  $M$  расклинивается самостоятельно. При переключении на третью передачу необходимо выключить тормоз  $T_1$  и включить блокировочный фрикцион  $\Phi_1$ . При переключении на четвертую (прямую) передачу необходимо выключить тормоз  $T_1$  и включить блокировочный фрикцион  $\Phi_2$ . Таким образом, всего насчитывается семь принудительных включений и выключений фрикционных управляющих элементов для получения всех рабочих передач ПКП и значение критерия  $K_{10}$  определяется, как

$$K_{10} = (n_{\Phi, T \text{ вкл}} + n_{\Phi, T \text{ выкл}}) / n_{\text{пч}} = 7/5 = 1,4.$$

### 5.11. Использование критериев качества схем ПКП

Полученные в результате анализа схем ПКП критерии качества, могут быть использованы для определения наилучшей схемы из ряда рассматриваемых. При этом возможны различные подходы к решению этого вопроса.

Например, если считать все десять предложенных критериев одинаково значимыми, то общую, интегральную, оценку качества схемы получают, суммируя значения этих критериев.

Так, для проанализированной ПКП Мерседес W4A020/040 722.3/4:

$$\begin{aligned} \sum K &= K_1 + K_2 + K_3 + K_4 + K_5 + K_6 + K_7 + K_8 + K_9 + K_{10} = \\ &= 1 + 1 + 0,729 + 1,176 + 1,445 + 1,615 + 1,012 + 1,5 + 1,19 + \\ &+ 1,4 = 12,067. \end{aligned}$$

Сравнивая полученные для нескольких проанализированных схем суммы  $\sum K$  между собой, можно выявить наилучшую схему ПКП, из ряда сравниваемых, по минимальности значения суммы критериев качества.

Если считать, что критерии качества имеют неравную значимость, их следует ранжировать и придать каждому критерию определенный весовой коэффициент (ранг) или, что, то же самое, коэффициент весомости критерия, определив весовые коэффициенты критериев, например, методом экспертных оценок, для чего придётся опросить достаточно представительное количество специалистов.

В принципе, можно каким-либо критериям придать нулевой ранг, если считать эти критерии совершенно незначимыми. При таком подходе сравнивать схемы ПКП следует по суммам произведений значений критериев на их весовые коэффициенты.



## 6. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ И УПРАЖНЕНИЯ

### Раздел 1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ (с.6–9)

1. Что собой представляет планетарная коробка передач (ПКП)?
2. Что такое элементарный планетарный механизм (ПМ)?
3. Сколько основных звеньев образуют элементарный ПМ?
4. Какие основные звенья входят в состав элементарного ПМ?
5. Каковы возможные разновидности центральных зубчатых колес элементарных ПМ?
6. Каковы возможные разновидности вспомогательных или пассивных звеньев (сателлитов) элементарных ПМ?
7. Какие ПМ относятся к сложным?
8. Сколько степеней свободы имеют элементарные и сложные ПМ?
9. Какие управляющие элементы встраиваются в ПКП для получения различных передач?
10. Какие основные звенья ПМ в составе ПКП считаются ведущими, ведомыми, тормозными, соединительными?

### Раздел 2. ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ ПКП (с.9–11)

1. Чем объясняются более высокие удельная мощность и КПД, меньшие габариты и масса ПКП по сравнению с аналогичными по передаваемой мощности, кинематическому диапазону и числу передач КП с простыми зубчатыми механизмами?
2. По какой причине подшипниковые опоры основных звеньев ПМ в ПКП не испытывают радиальных нагрузок?
3. Почему тормоза ПКП в большинстве случаев нагружаются большими моментами, зачастую в несколько раз превосходящими момент на ведущем валу ПКП?
4. В каких ПКП моменты, нагружающие тормоза, меньше момента на ведущем валу?
5. В чем заключается отрицательное влияние циркулирующих внутри ПКП паразитных мощностей?

### Раздел 3. ТИПЫ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ, ИХ ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА (с.11–61)

1. Какие элементарные и сложные ПМ называются плоскими?
2. Чем можно объяснить преимущественное применение в составе ПКП именно плоских ПМ?
3. Сколько всего существует типов элементарных плоских ПМ?
4. Что собой представляет символическое обозначение элементарного ПМ?
5. Как превратить элементарный или сложный ПМ в простой зубчатый механизм?
6. Сколько элементарных ПМ содержит в себе сложный четырехзвенный, пятизвенный, шестизвенный, семизвенный ПМ?
7. С какой целью в составе многих ПКП применяются сложные ПМ?

### Подраздел 3.1. Внутреннее передаточное число ПМ, кинематическая характеристика ПМ (с.17)

1. Что собой представляет внутреннее передаточное число (ВПЧ) элементарного ПМ?
2. Сколько различных ВПЧ можно обнаружить в любом элементарном ПМ?
3. По каким причинам следует для практического использования выбрать только одно ВПЧ, и какое именно?
4. Как определяется алгебраический знак ВПЧ?
5. Как между собой связаны ВПЧ и кинематическая характеристика ПМ?

### Подраздел 3.2. Уравнение кинематической связи ПМ. План угловых скоростей звеньев ПМ (с.17–22)

1. Как записать математическое выражение ВПЧ любого элементарного ПМ для случая ненулевой угловой скорости водила?
2. Как преобразовать эту запись в уравнение кинематической связи (УКС) основных звеньев ПМ?
3. Как, через числа зубьев центральных зубчатых колес и сателлитов, определяются значения внутреннего передаточного числа любого плоского элементарного ПМ?
4. Используя ссылки (с. 29 – 30) на Приложение, определить абсолютную величину внутренних передаточных чисел элементарных ПМ смешанного и внутреннего зацепления с двухвенцовыми сателлитами
5. Какова связь между УКС и планом угловых скоростей основных звеньев ПМ?
6. Какие правила определяют порядок построения плана угловых скоростей основных звеньев элементарного ПМ?
7. Как, с помощью плана скоростей, определяются величины абсолютных и относительных угловых скоростей основных звеньев ПМ?

### Подраздел 3.3. Относительная угловая скорость сателлита (с.22–26)

1. Почему именно угловая скорость сателлита относительно водила (относительная скорость) является величиной, определяющей надежность и долговечность ПМ?
2. От чего зависит величина относительной угловой скорости сателлита в ПМ?
3. Как изображаются относительные угловые скорости сателлитов на плане скоростей ПМ?

### Подраздел 3.4. Числа зубьев зубчатых колес ПМ (с.27–36)

1. Что обеспечивает условие соосности ПМ?
2. Какими математическими зависимостями выражается условие соосности элементарных ПМ с одновенцовыми и двухвенцовыми сателлитами?
3. Что обеспечивает условие соседства сателлитов ПМ?
4. Какой математической зависимостью выражается условие соседства сателлитов в элементарных ПМ?
5. Что обеспечивает условие сборки ПМ?

6. Какими математическими зависимостями выражается условие сборки всех типов плоских элементарных ПМ с равномерно и попарно равномерно расположенными сателлитами (табл. 3.1)?

7. Используя Приложение (с.120– 174), проверить условия соосности, соседства и сборки всех возможных типов элементарных ПМ, входящих в состав кинематических схем различных ПКП.

8. По каким причинам, при подборе чисел зубьев зубчатых колес ПМ, рекомендуется избегать чисел зубьев с общими делителями низких порядков, кратных числу сателлитов в ПМ и, по возможности, использовать числа зубьев, выражаемые простыми, а не составными числами?

### Подраздел 3.5. Соотношение величин и направлений моментов, нагружающих основные звенья ПМ (с.37–47)

1. Как, используя кинематическую характеристику ПМ, выразить соотношения величин моментов, нагружающих основные звенья элементарного ПМ с положительным ВПЧ, с отрицательным ВПЧ?

2. Каковы направления действия моментов, нагружающих основные звенья элементарного ПМ с положительным ВПЧ, с отрицательным ВПЧ?

3. Доказать, что если момент на любом из основных звеньев элементарного ПМ равен нулю, то на остальных двух его звеньях моменты также будут нулевыми.

4. Доказать, что алгебраическая сумма трех ненулевых моментов на основных звеньях любого элементарного ПМ равна нулю.

### Подраздел 3.6. Уравновешивание сложных ПМ (с.47–60)

1. Объяснить порядок и правила выявления элементарных ПМ в составе сложного ПМ.

2. Почему уравновешивание элементарных ПМ, составляющих сложный ПМ, следует начинать с выявления разгруженных элементарных ПМ?

3. Каков порядок уравновешивания сложного ПМ, не имеющего в своем составе заведомо разгруженных основных звеньев?

4. Каким образом находят величину и направление результирующих моментов на основных звеньях сложных ПМ?

### Подраздел 3.7. Внутренний коэффициент полезного действия ПМ (с.60–61)

1. Что собой представляет внутренний коэффициент полезного действия элементарного ПМ любого существующего типа?

2. Как определяется величина внутреннего коэффициента полезного действия элементарного ПМ любого существующего типа?

## Раздел 4. АНАЛИЗ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ ПКП (с.62–102)

1. Что является целью анализа кинематической схемы ПКП?

2. Какие задачи решаются по ходу анализа кинематической схемы ПКП?

## Подраздел 4.1. Индексация основных звеньев ПКП (с.62–64)

1. Для чего следует выполнять индексацию основных звеньев анализируемой ПКП?
2. Каковы последовательность и правила индексации основных звеньев анализируемой ПКП?
3. Как индексация основных звеньев позволяет определить число степеней свободы ПКП?
4. Как индексация основных звеньев позволяет записать символические обозначения элементарных ПМ, составляющих анализируемую ПКП?
5. В каком порядке записываются индексы основных звеньев элементарного ПМ для получения его символического обозначения?

## Подраздел 4.2. Определение значений ВПЧ и кинематической характеристики ПМ (с.64–65)

Определить алгебраический знак и величину ВПЧ, а также значения кинематических характеристик различных элементарных ПМ, в том числе, входящих в состав сложных ПМ, на примере различных кинематических схем ПКП, представленных в Приложении (с.120–174).

## Подраздел 4.3. Проверка условий существования ПМ (с.65–69)

Проверить условия существования элементарных ПМ различного типа, в том числе, входящих в состав сложных ПМ, на примере различных кинематических схем ПКП, представленных в Приложении (с.120–174). При этом, определить возможное количество спутников в этих ПМ при равномерном и попарно неравномерном размещении спутников, используя вычислительный и графический способы.

## Подраздел 4.3. Определение числа степеней свободы ПКП (с.68–69)

Определить число степеней свободы ПКП подсчетом количества соединительных основных звеньев и с использованием формулы П.Л. Чебышева на примере различных кинематических схем ПКП, представленных в Приложении (с.120–174).

## Подраздел 4.4. Определение закона управления ПКП (с.69–71)

1. Что следует понимать под законом управления ПКП?
2. Как, зная число степеней свободы ПКП, определить необходимое количество управляющих элементов для получения рабочих передач ПКП?
3. Для ПКП с двумя степенями свободы (см. Приложение, рис.П.1.1–1.19; П.2.1–2.25; П.3.1–3.4, 3.6, 3.8, 3.11–3.13, 3.15–3.16; П.4.3–4.4, 4.6–4.7, 4.9, 4.17–4.19; П.5.1–5.5, обязательно 5.30, 5.35, обязательно 5.38, 5.43–5.44; П.7.6, 7.15; П.10.11) определить закон управления построением линейного плана угловых скоростей основных звеньев.
4. Для составных ПКП с тремя степенями свободы, образованных последовательным соединением двух или трёх ПКП с двумя степенями свободы каждая (см. Приложение, рис.П.4.5, 4.7; П.6.1–6.2, 6.4–6.7; П.7.1, 7.3–7.5, 7.8–7.9; П.8.42, П.9.3–9.4, 9.7–9.9, 9.11, 9.16; П.11.2, П.12.1–2, 12.4–6, 12.11–12, 12.14, 12.16–18; П.13.1, 13.7,

13.11, 13.13–17) определить закон управления построением линейных планов скоростей основных звеньев для каждой, из последовательно соединённых, двухступенных ПКП.

5. Для ПКП с тремя степенями свободы, содержащими два или три фрикциона на входе или выходе ПКП, (см. Приложение, рис.П.5.7–5.12, 5.15–5.29, 5.34, 5.41–5.42, 5.45–5.47; П.8.4, П.8.6, 8.8–8.10, 8.14–8.18, 8.25, 8.37, 8.39–8.40, 8.44, 8.45, 8.49–8.51 и др.) определить закон управления построением линейных планов скоростей основных звеньев ПКП, снимая лишнюю степень свободы последовательным включением фрикционов.

6. Для составных ПКП с четырьмя степенями свободы, образованных последовательным соединением ПКП с тремя степенями свободы, снабжёнными двумя фрикционами на входе или выходе и ПКП с двумя степенями свободы (см. Приложение, рис.П.8.11, 8.20, 8.29–34, 8.36–37, 8.52; П.10.2–4, 10.10; П.12.3.) определить закон управления совместным использованием методик по п.4 и п.5.

#### Параграф 4.5.1. Определение кинематических передаточных функций (с.71–72)

1. Что такое кинематическая передаточная функция ПКП?
2. Сколько различных передаточных функций имеет каждая ПКП?
3. Каким образом получают кинематические передаточные функции ПКП?

#### Параграф 4.5.2. Определение передаточных чисел ПКП (с.72–75)

1. Каким образом, с помощью кинематических передаточных функций, вычисляют значения передаточных чисел непрямых передач ПКП?
2. Как построить лучевую диаграмму угловых скоростей ведомого вала ПКП?

#### Подраздел 4.6. Определение величин угловых скоростей основных звеньев, относительных угловых скоростей сателлитов и выключенных управляющих элементов (с.75 –80)

1. Как с помощью системы уравнений кинематической связи элементарных ПМ, образующих ПКП вычислить значения угловых скоростей основных звеньев элементарных ПМ и ПКП на стоповом режиме и на всех рабочих передачах?
2. Как, зная величины угловых скоростей основных звеньев ПМ и числа зубьев центральных зубчатых колес и сателлитов, вычислить значения относительных угловых скоростей сателлитов на стоповом режиме и на всех рабочих передачах?
3. Что собой представляет диаграмма угловых скоростей основных звеньев и сателлитов ПКП с числом степеней свободы три и более?
4. Как, зная величины угловых скоростей основных звеньев ПМ, определить значения относительных угловых скоростей выключенных управляющих элементов (фрикционов, тормозов и механизмов свободного хода) на стоповом режиме и на всех рабочих передачах?

#### Подраздел 4.7. Определение величин и направлений крутящих моментов, нагружающих ПКП (с.80–90)

1. Как и для чего адаптируются (упрощаются) кинематические схемы ПКП для выполнения силового анализа?
2. В чем заключается силовой анализ схемы ПКП?
3. Как на схемах ПКП обозначаются моменты, нагружающие основные звенья ПМ, включенные фрикционы, тормоза и механизмы свободного хода?
4. Как проверяется равновесие всей ПКП под действием внешних моментов?

#### Подраздел 4.8. Построение потоков мощности в ПКП (с.91–96)

1. Как и для чего адаптируются (упрощаются) кинематические схемы ПКП для выполнения энергетического анализа ПКП?
2. Каким образом определяются величины мощностной нагрузки на основных звеньях ПМ, включенных фрикционах и заклиненных МСХ?
3. Как определить, что к основному звену ПМ, барабану включенного фрикциона, обойме заклиненного МСХ, мощность подводится?
4. Как определить, что от основного звена ПМ, барабана включенного фрикциона, обоймы заклиненного МСХ, мощность отводится?
5. Как проверить правильность построения потоков мощности составлением баланса мощностей, подводимых и отводимых, на узловых точках схемы ПКП?

#### Подраздел 4.9. Расчет значений коэффициента полезного действия ПКП (с.96–102)

1. Что понимают под коэффициентом полезного действия любой силовой передачи, в том числе, ПКП?
2. Что такое кинематическое передаточное число?
3. Что такое силовое передаточное число?
4. Как с помощью кинематической передаточной функции получить силовую передаточную функцию ПКП?
5. Какими способами можно определить знаки показателей степени при внутренних КПД элементарных ПМ в силовой передаточной функции?
6. Как через кинематическую и силовую передаточные функции выразить КПД ПКП?

### Раздел 5. КОЛИЧЕСТВЕННЫЕ КРИТЕРИИ КАЧЕСТВА СХЕМ ПКП (с.103–111)

1. Для чего нужны количественные критерии качества схем ПКП?
2. Каковы смысл и значение критериев мощностной нагрузки ПКП на передачах переднего и заднего хода?
3. Каковы смысл и значение критериев силовой нагруженности блокировочных фрикционов и тормозов ПКП?

4. Каковы смысл и значение критериев скоростной нагруженности подшипников сателлитов и выключенных блокировочных фрикционов и дисковых тормозов?
5. Как, в различных вариантах, могут быть использованы критерии качества схем ПКП?

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотренные в учебном пособии последовательность, правила и приемы выполнения кинематического, силового и энергетического (мощностного) анализа схем ПКП абсолютно пригодны для выполнения аналогичных процедур в отношении других передач, используемых в трансмиссиях транспортных и тяговых самоходных машин, например, различных согласующих и бортовых (колесных) редукторов, разветвляющих и суммирующих передач, редукторов отбора мощности, механизмов поворота и др. При этом, упомянутые передачи могут быть составлены только из планетарных механизмов (ПМ), только из простых зубчатых механизмов, или из тех и других механизмов в каком-либо сочетании.

Это утверждение справедливо, так как любой ПМ можно превратить в простой зубчатый механизм остановкой (торможением) водила, а, значит, вполне корректно считать любой простой зубчатый механизм планетарным механизмом с остановленным водилом, каковым, в данном случае, следует рассматривать неподвижный корпус передачи.

Для элементарного простого зубчатого механизма, связывающего два вала, можно определить два различных внутренних передаточных числа (ВПЧ) и составить два различных уравнения кинематической связи (УКС), положив в этих уравнениях  $\omega_B = 0$ . Для усложненных простых зубчатых механизмов, связывающих между собой три вала и более, следует выполнить выделение минимально необходимого количества элементарных простых зубчатых механизмов, определить их ВПЧ и составить УКС. Элементарные простые зубчатые механизмы различных типов могут, как и ПМ, иметь положительные и отрицательные ВПЧ. Знак ВПЧ простого зубчатого механизма следует определять по тем же правилам, что и для ПМ. ВПЧ простого зубчатого механизма, взятое по абсолютной величине есть его кинематическая характеристика.

Для передач, составленных из простых зубчатых механизмов, нельзя построить линейный план скоростей, как для ПМ и ПКП с двумя степенями свободы, а можно построить диаграмму угловых скоростей, как для ПКП с числом степеней свободы три и более, если в этом есть необходимость.

Соотношение величин крутящих моментов на ведущем и ведомом зубчатых колесах простого зубчатого механизма определяется его кинематической характеристикой, а именно, на большем зубчатом колесе момент в кинематическую характеристику больше, чем на меньшем. Исключение из этого правила – простой зубчатый механизм внутреннего зацепления с ведущим и ведомым зубчатыми колесами, имеющими внутренние зубья и двухвенцовым промежуточным зубчатым колесом с внешними зубьями.

Направление действия этих моментов зависит, как и для элементарных ПМ, от знака ВПЧ: если ВПЧ отрицательно – моменты на ведущем и ведомом зубчатых колесах простого зубчатого механизма направлены одинаково, если ВПЧ положительно – моменты противоположно направлены. Третий, реактивный момент, приложен к корпусу передачи и имеет такую величину и направление, чтобы зубчатый механизм был полностью уравновешен.

Методика кинематического, силового и энергетического анализа полностью пригодна и для исследования схем трансмиссий, содержащих наряду с простыми зубчатыми и планетарными механизмами еще и бесступенчатые механические, электрические и гидравлические (гидродинамические и гидростатические) передачи. В этом случае, для анализа схемы необходимо располагать данными о величине скоростных и силовых потерь в этих передачах при различных силовых и скоростных нагрузках.

Справедливости ради, следует отметить, что применение бесступенчатых механических и электрических передач в составе трансмиссий транспортных и тяговых машин относительно невелико и особых перспектив к расширению не имеет, в силу ряда объективных причин. Использование же гидродинамических (гидротрансформаторы, гидромуфты, комплексные гидродинамические передачи) и гидростатических передач с объемным регулированием приобрело, к настоящему времени, наряду с планетарными механизмами и планетарными коробками передач, практически обязательный характер в трансмиссиях не только лучших, но и вполне рядовых образцов наземных самоходных машин самого различного назначения.

Предложенная в настоящем учебном пособии методика кинематического, силового и энергетического анализа схем различных силовых передач является специализированным, модифицированным и прикладным вариантом теории силового потока [7].

*Автор будет признателен специалистам – инженерно-техническим работникам производственных предприятий, научно-исследовательских и проектно-конструкторских организаций, преподавателям и научным сотрудникам технических ВУЗов, аспирантам и студентам за конструктивные замечания и предложения, направленные на исправление и совершенствование содержания предлагаемого учебного пособия.*



# ПРИЛОЖЕНИЕ Кинематические схемы ПКП

## П.1. Реверсы (+1;-1)

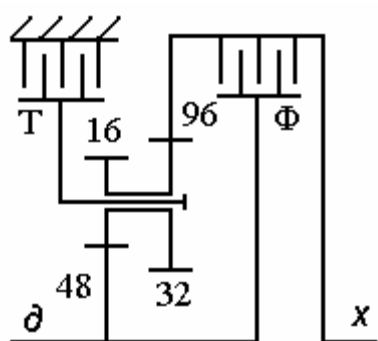


Рис.П.1.1. Леопард-1

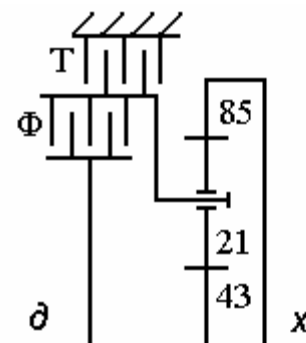


Рис.П.1.2. Челленджер

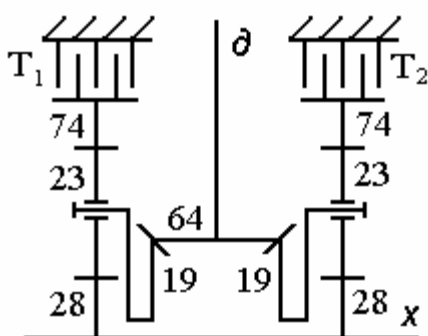


Рис.П.1.3. Мардер

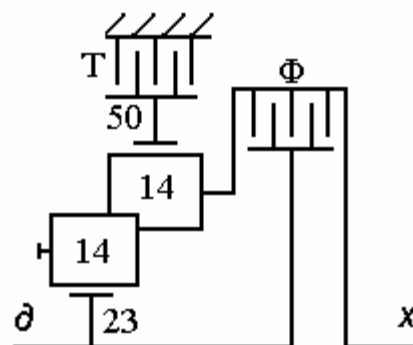


Рис.П.1.4. БМП-3

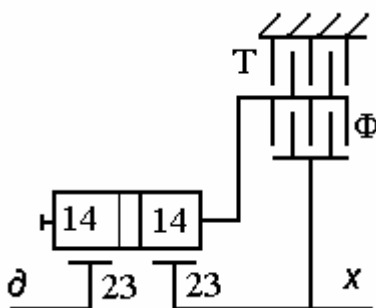


Рис.П.1.5. МТ-С

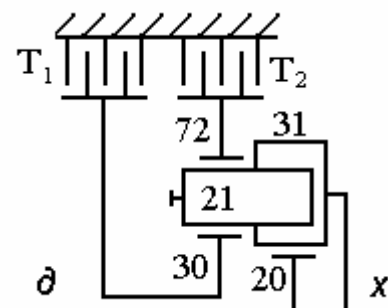


Рис.П.1.6. “Синтекс”  
ZF 3 HP

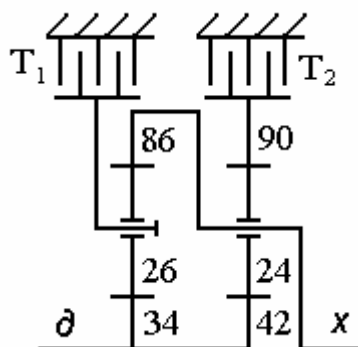


Рис.П.1.7. Катерпиллар D9L

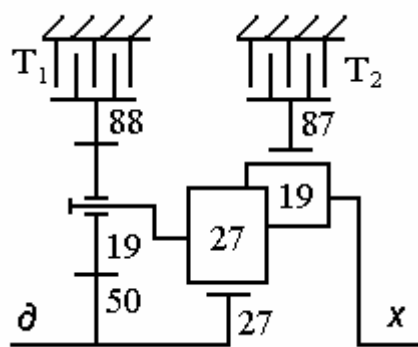


Рис.П.1.8. Катерпиллар D9G

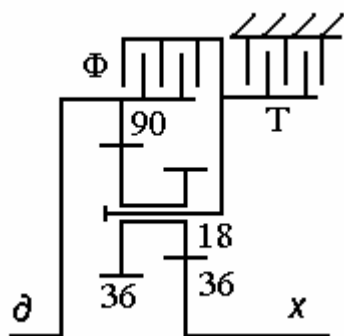


Рис.П.1.9. Т-10-КГМ

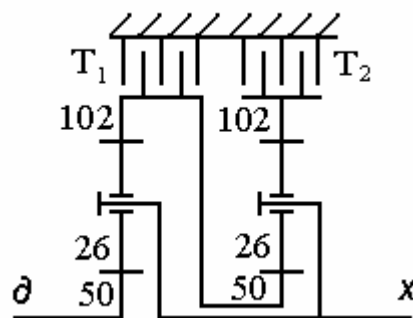


Рис.П.1.10. Юклид ТС-12

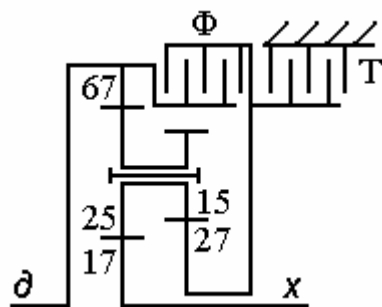


Рис.П.1.11. Ле Крое

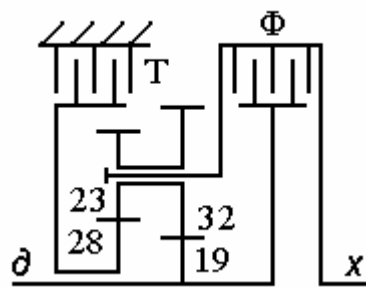


Рис.П.1.12. SVF "Тохес"

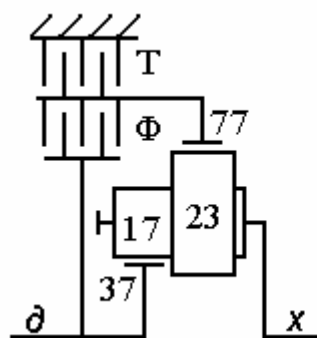


Рис.П.1.13. SEBUR-3.49

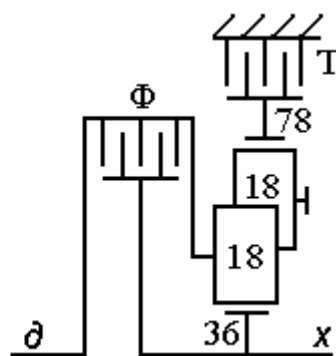


Рис.П.1.14. Катерпилар  
FP-1

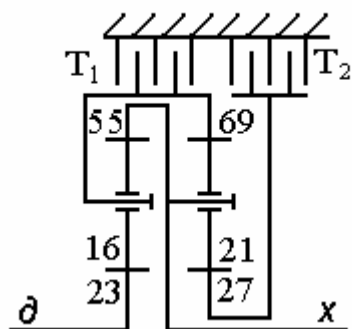


Рис.П.1.15. Конвейнес

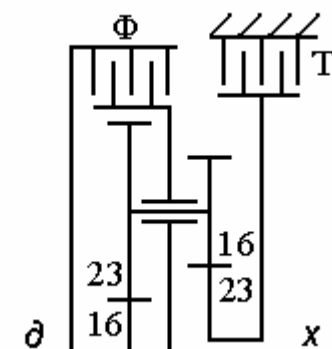


Рис.П.1.16. Рефлект

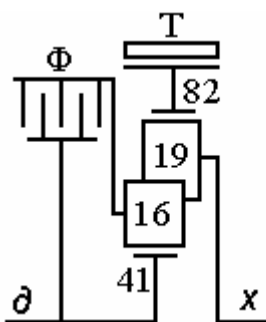


Рис.П.1.17. RVR

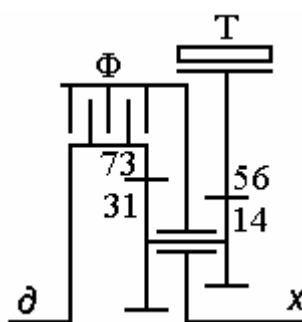


Рис.П.1.19. RSR

## П.2. Двухскоростные ПКП, овердрайвы, андердрайвы, двухступенчатые ПМП, ходоуменьшители (+2)

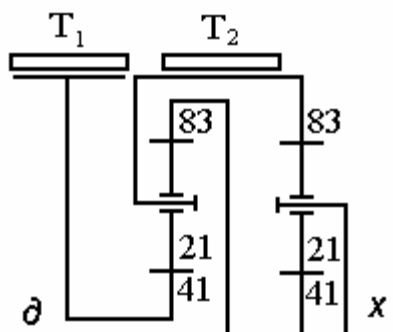


Рис.П.2.1. “Валлентайн”  
Mk VIII

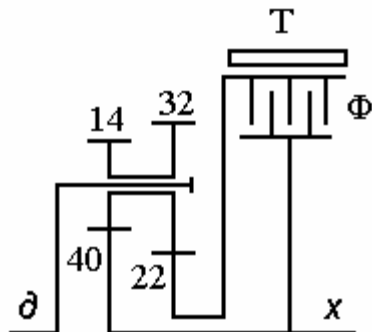


Рис.П.2.2. “Прага”  
LT-38

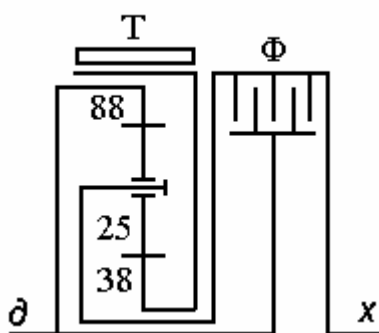


Рис.П.2.3. “Ти Ха”  
тип 97

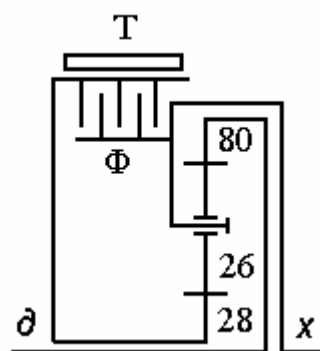


Рис.П.2.4. ИС-2

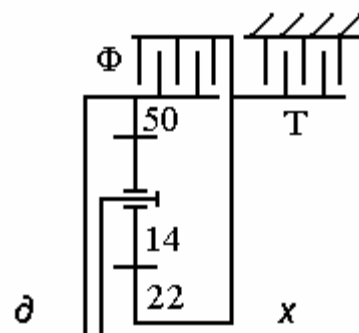


Рис.П.2.5. БМП-1

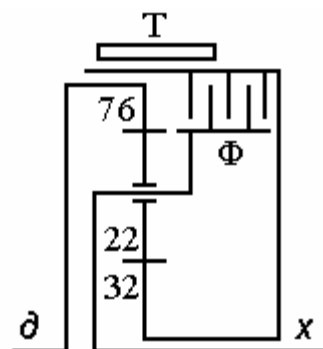


Рис.П.2.6. Т-55

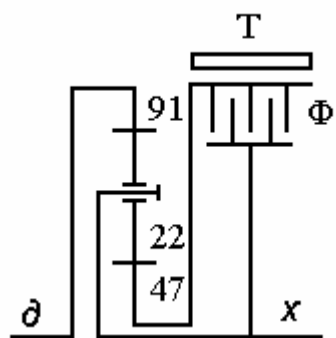


Рис.П.2.7. ДЭТ-250

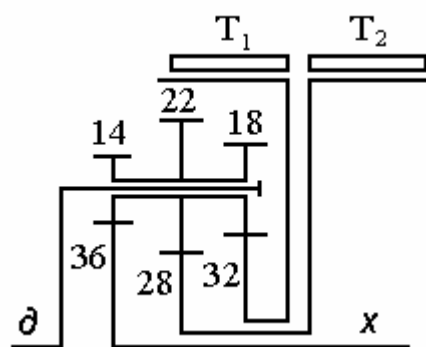


Рис.П.2.8. Интернэшнл  
Харвестер DT-24

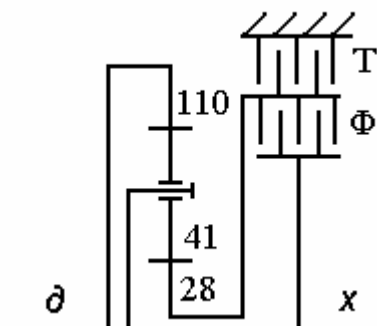


Рис.П.2.9. Континенталь  
CD-10C

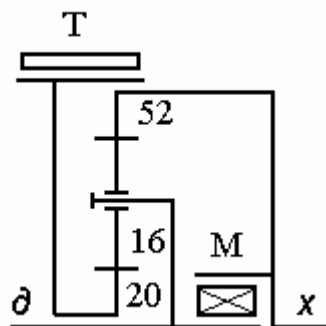


Рис.П.2.10. Уорнер

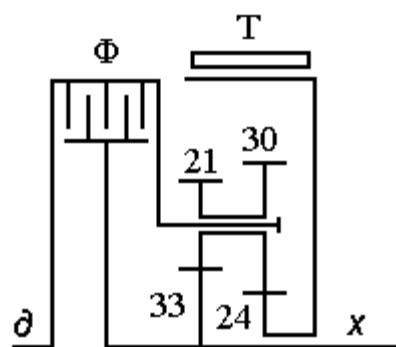


Рис.П.2.11. Карден-Ллойд

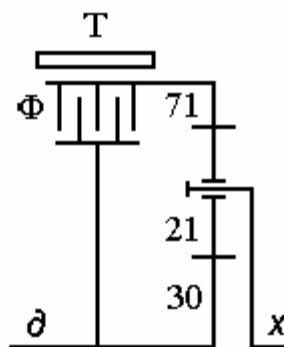


Рис.П.2.12. Виккерс

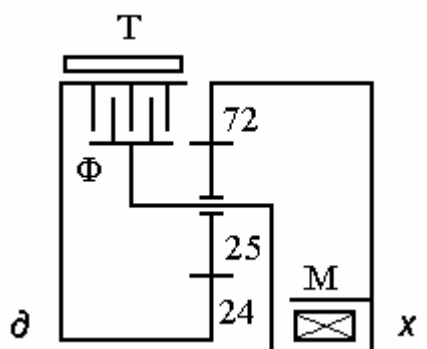


Рис.П.2.13. Форд  
A4LD

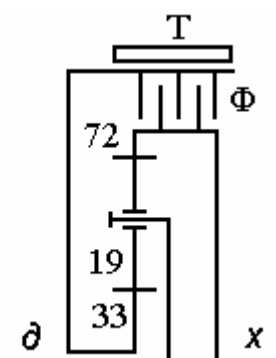


Рис.П.2.14. Ниссан  
L4N71B

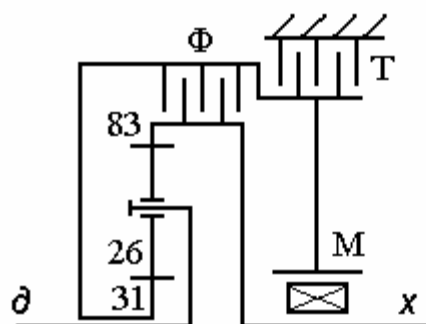


Рис.П.2.15. Цанрадфабрик  
ZF 4 HP-22

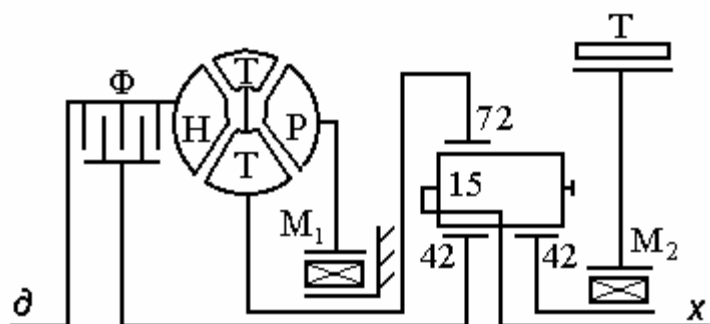


Рис.П.2.16. Додж

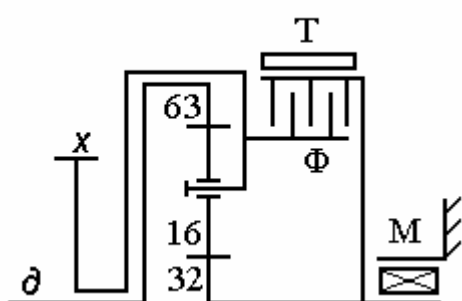


Рис.П.2.17. Тойота/Вольво  
AW50-42LE

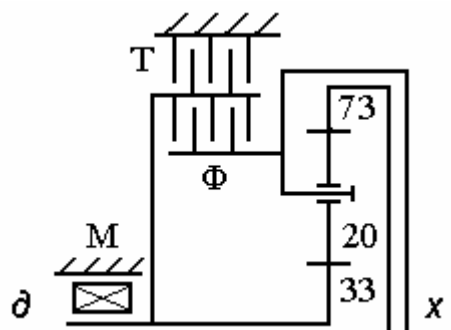


Рис.П.2.18. Тойота  
A240

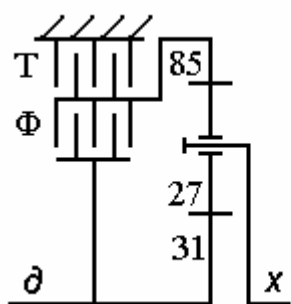


Рис.П.2.19. Луноход-2

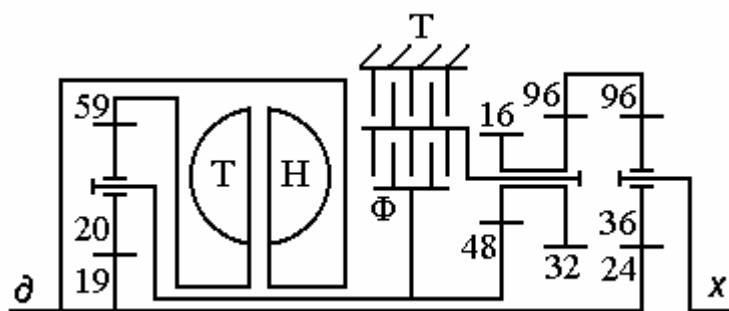


Рис. П.2.20.ГМКП-НСП

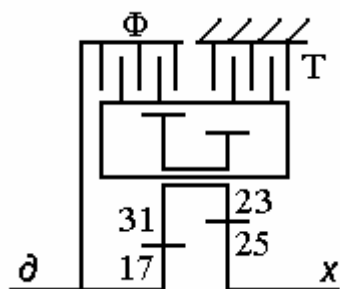


Рис.П.2.21. Джон Дир  
2020

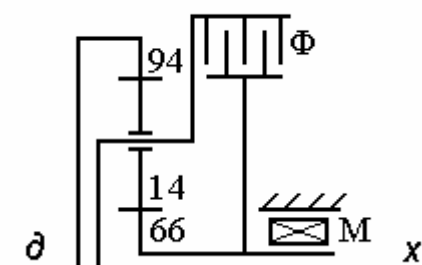


Рис.П.2.22. Миннеаполис-  
-Молин G1050

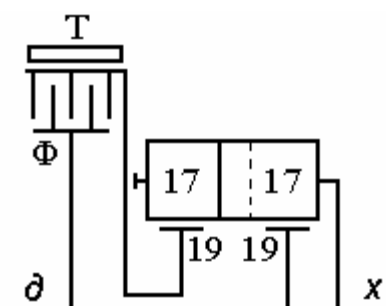


Рис.П.2.23. Дабл-Спид

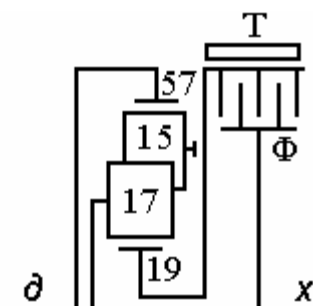


Рис.П.2.24. Квиклер

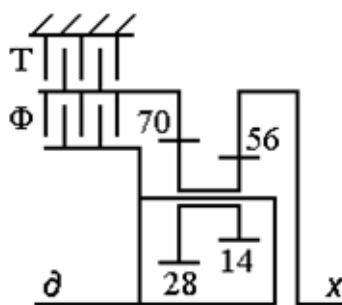


Рис.П.2.25. SLG

### П.3. Двухскоростные ПКП (+2;-1)

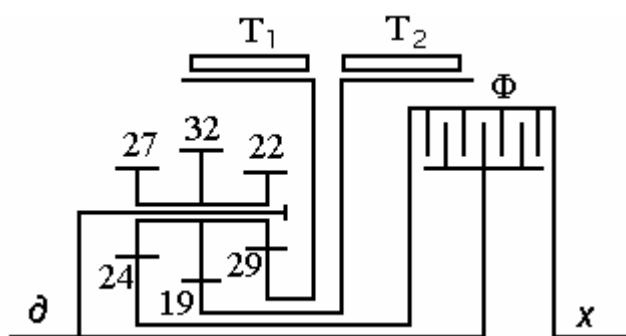


Рис.П.3.1. Форд-Т

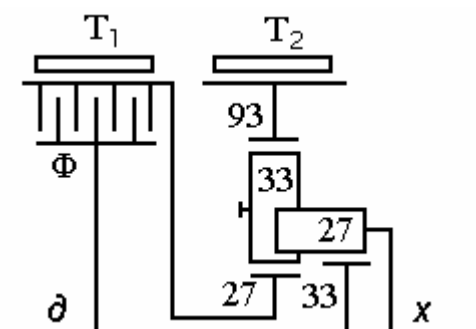


Рис.П.3.2. Бьюик-Дайнафлоу

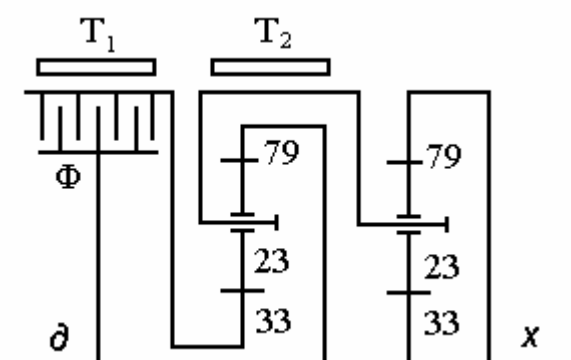


Рис.П.3.3. Крайслер-Пауэрфлайт

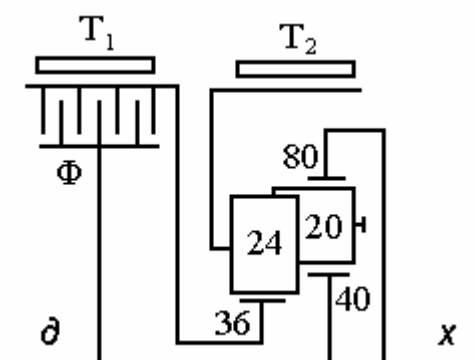


Рис.П.3.4. Форд-О-Матик

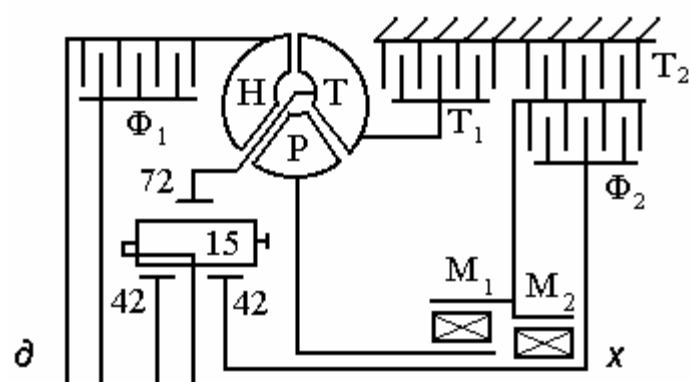


Рис.П.3.5. Бьюик-Спэшл

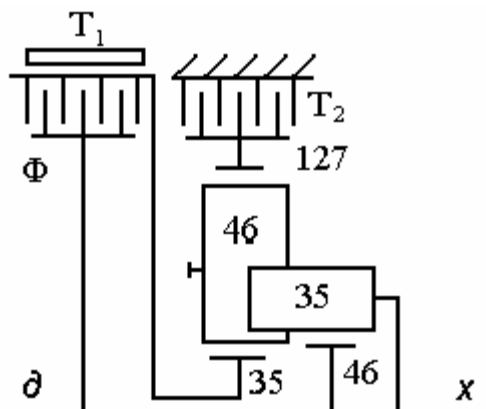


Рис.П.3.6. Супер-Тьюбин-300

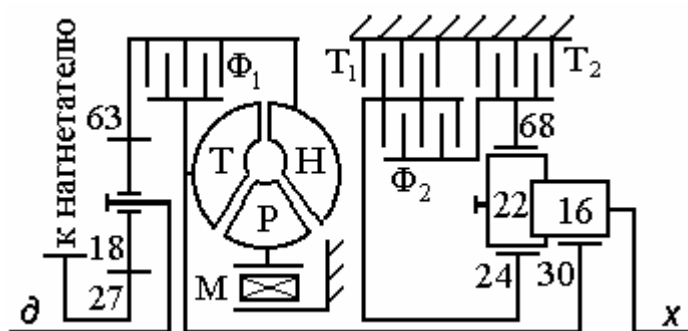


Рис.П.3.7. Перкинс

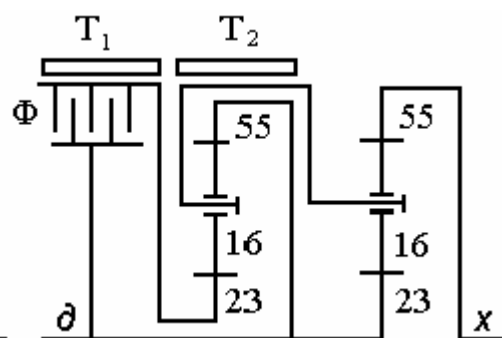


Рис.П.3.8. ЗИЛ-111/114/117



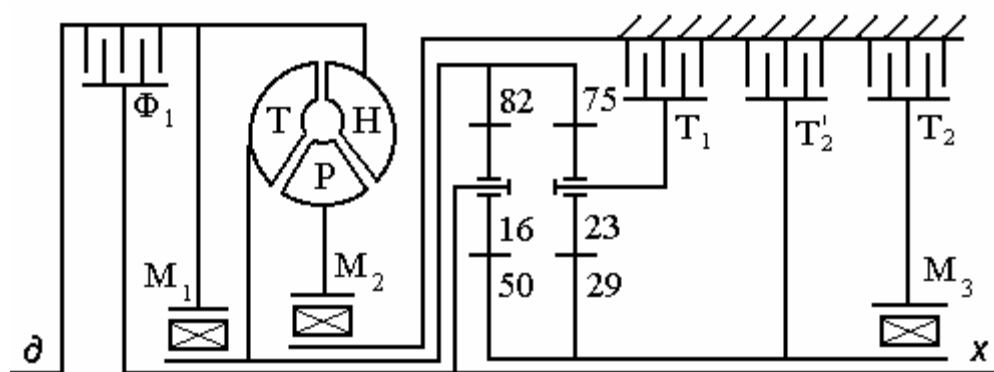


Рис.П.3.9. Цанрадфабрик-Бусматик ZF 2HP 45

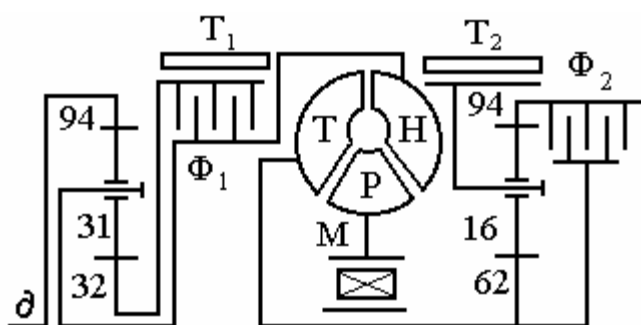


Рис.П.3.10. Фергюссон-Терамола

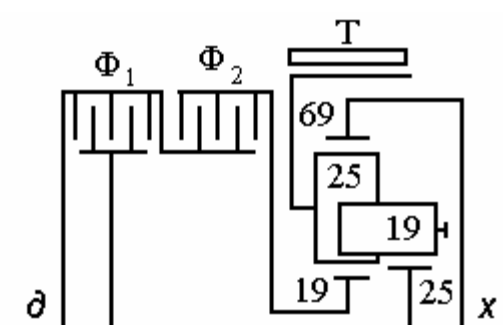


Рис.П.3.11. Тойота А-20

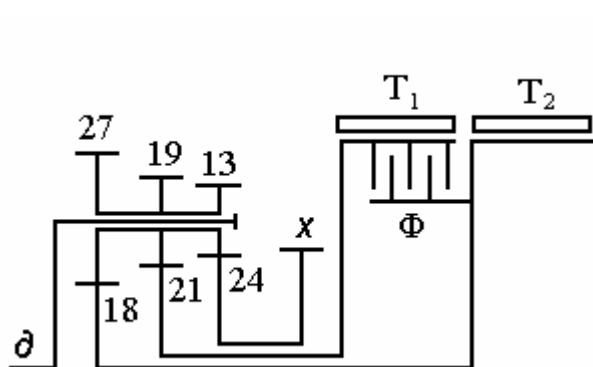


Рис.П.3.12. Шкода Š2A

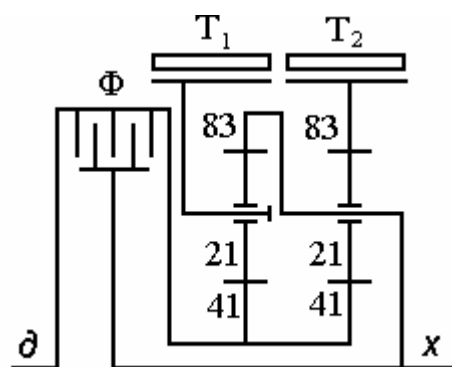


Рис.П.3.13. Кросс-Драйв CD-500-3

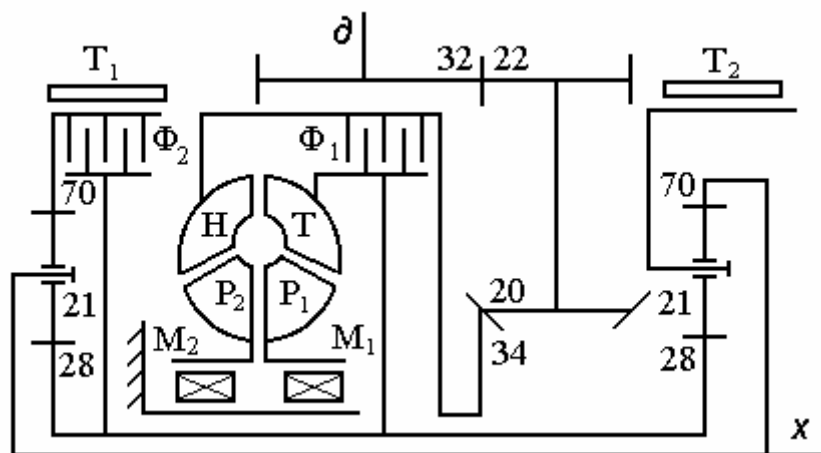


Рис.П.3.14. Кросс-Драйв CD 850-6A

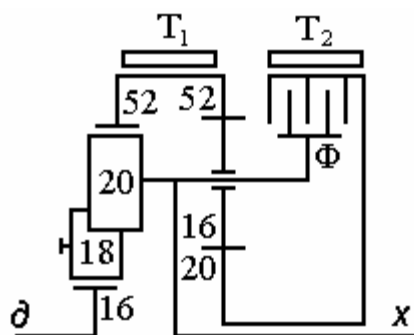


Рис.П.3.15. TR-AX

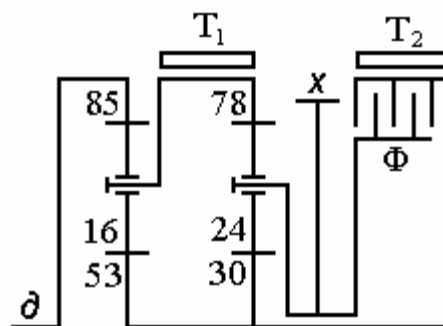


Рис.П.3.16. TR-BX

#### П.4. Трехскоростные ПКП (+3)

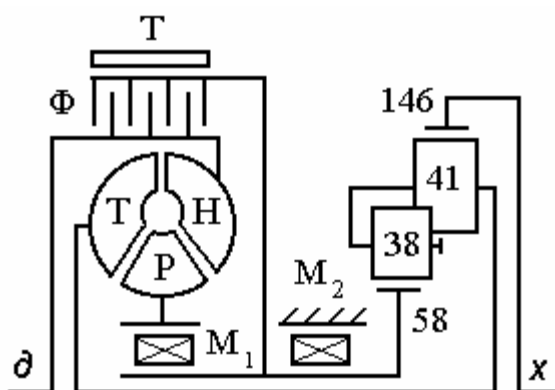


Рис.П.4.1. Брокгауз-Салерни

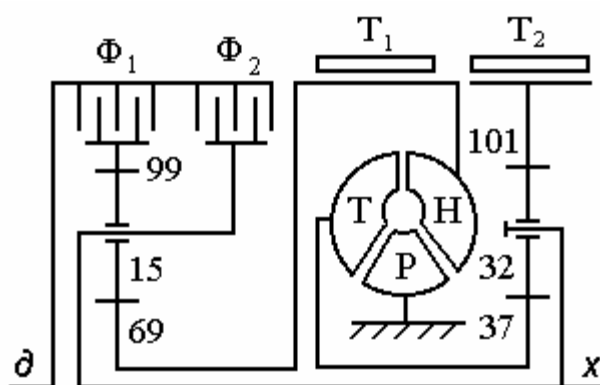


Рис.П.4.2. Фойт-Дива

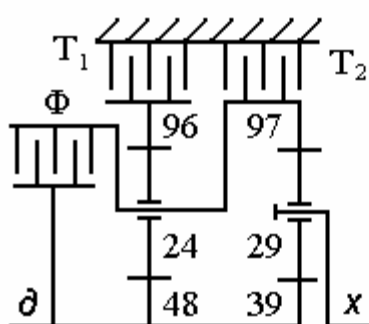


Рис.П.4.3. Твин-Диск

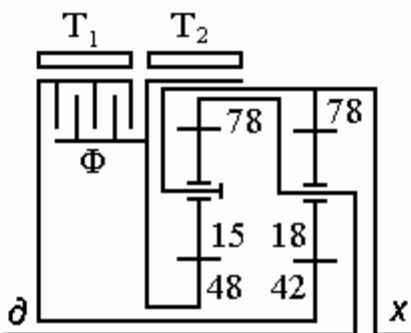


Рис.П.4.4. ИС-4

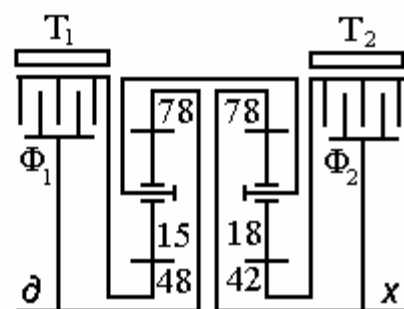


Рис.П.4.5. ИС-4НВФ

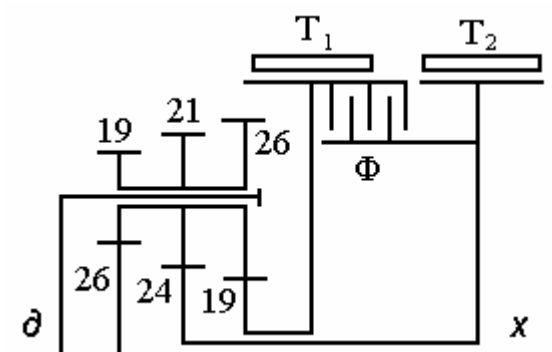


Рис.П.4.6. Рено «S»

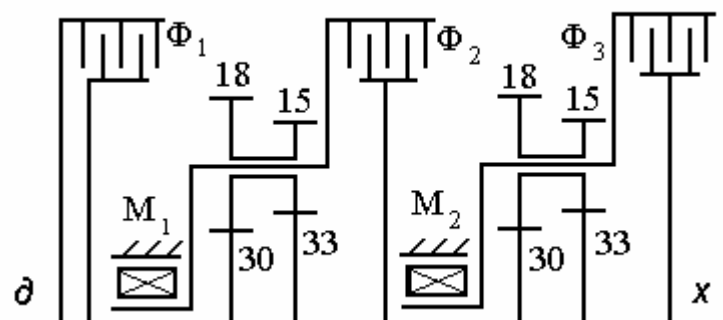


Рис.П.4.7. Фриборн

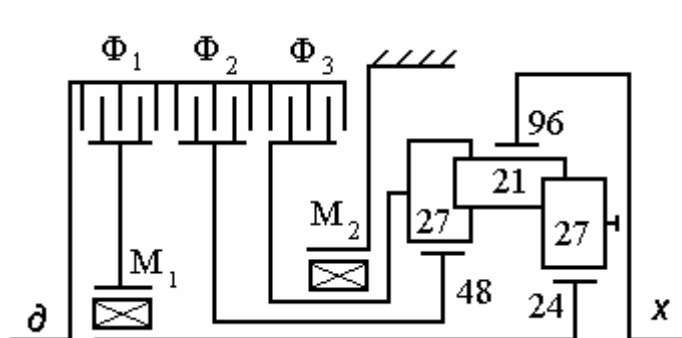


Рис.П.4.8. Изидрайв-1

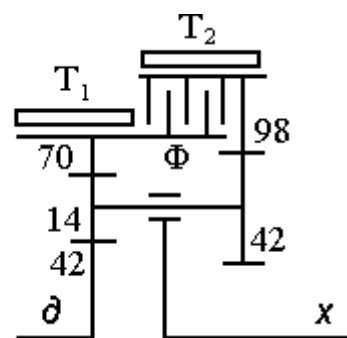


Рис.П.4.9. ФИАТ

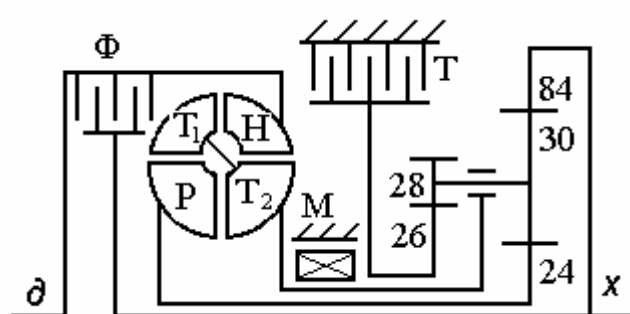


Рис.П.4.10 Вольво DRN-1M

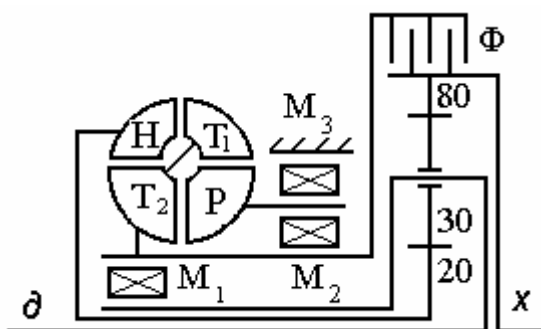


Рис.П.4.11. Додж

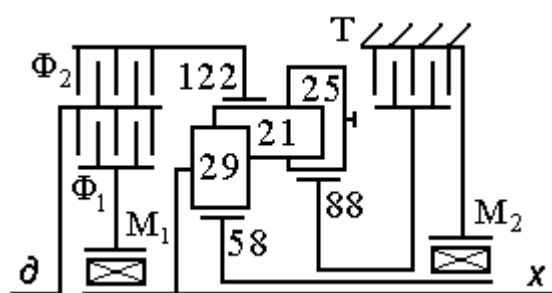


Рис.П.4.12. Изидрайв-4

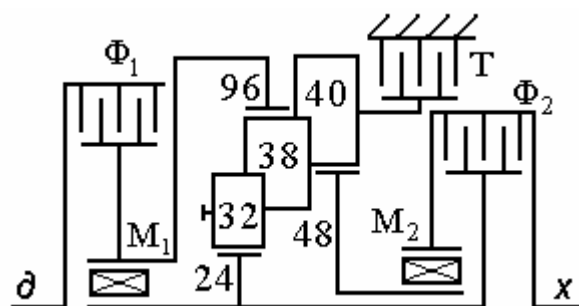


Рис.П.4.13. Изидрайв-5

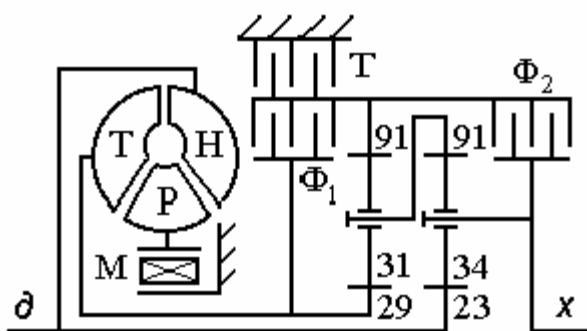


Рис.П.4.14. ГМКП-459КК

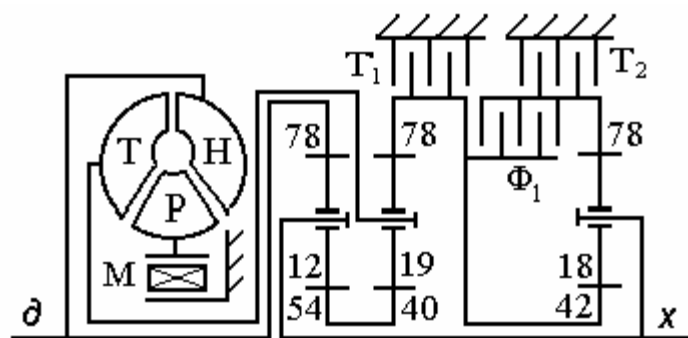


Рис.П.4.15. ГМКП-3433

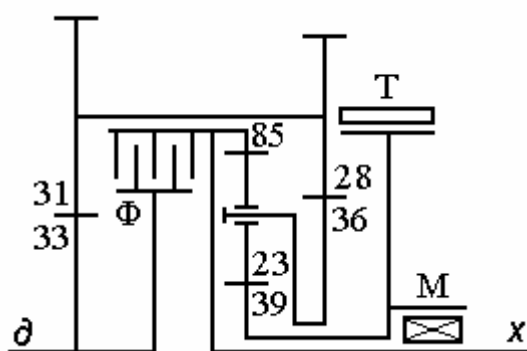


Рис.П.4.16. Оливер-1955

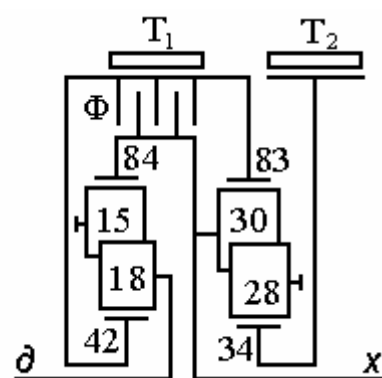


Рис.П.4.17. Боргвард

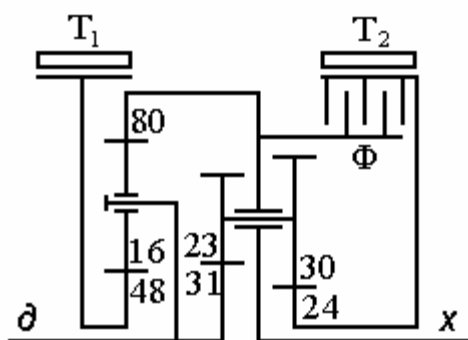


Рис.П.4.18. Трилок-Гир

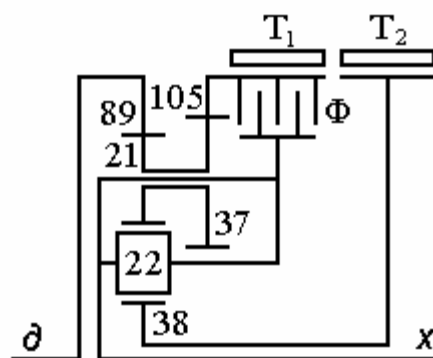


Рис.П.4.19. Хиитиро-Т

## П.5. Трехскоростные ПКП (+3;-1)

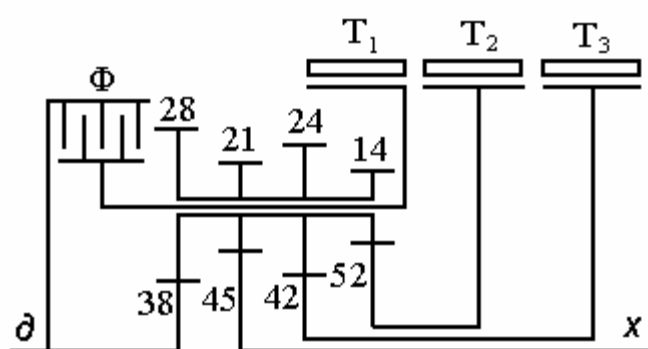


Рис.П.5.1. НАГ «Ботал»

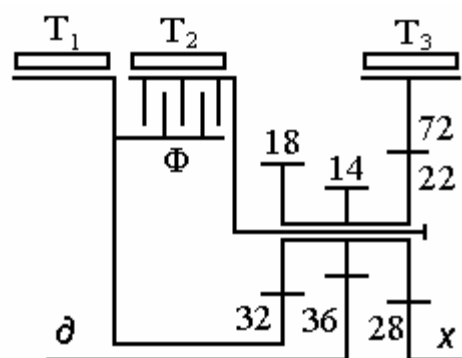


Рис.П.5.2. Фурнесс

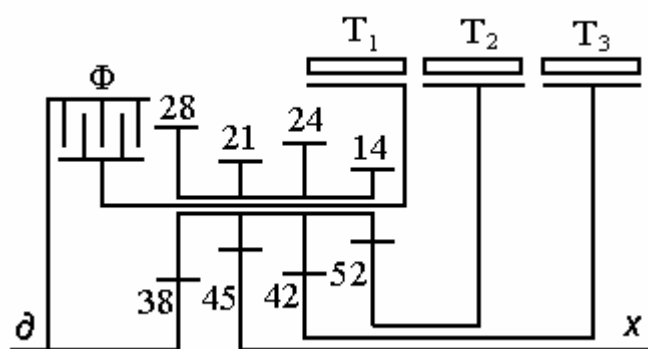


Рис.П.5.3. Даймлер

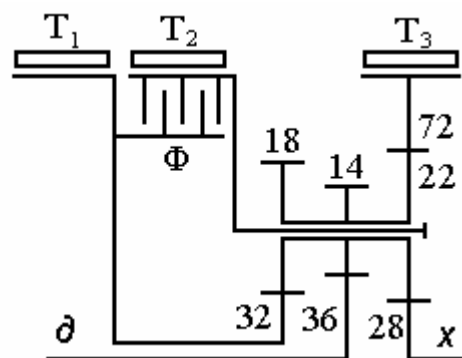


Рис.П.5.4. Пульс

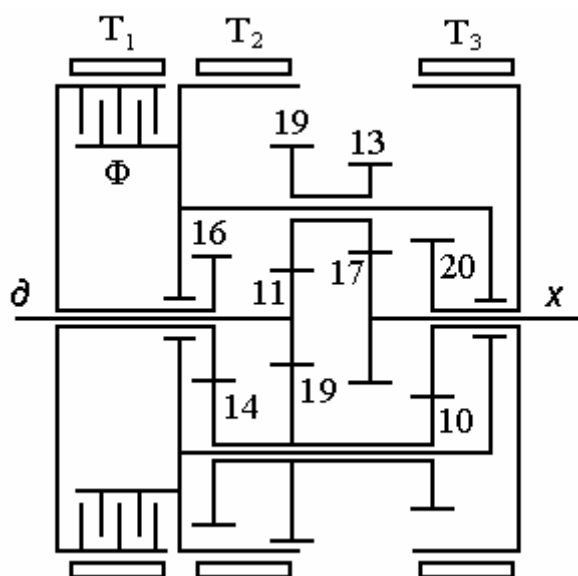


Рис.П.5.5. Адамс

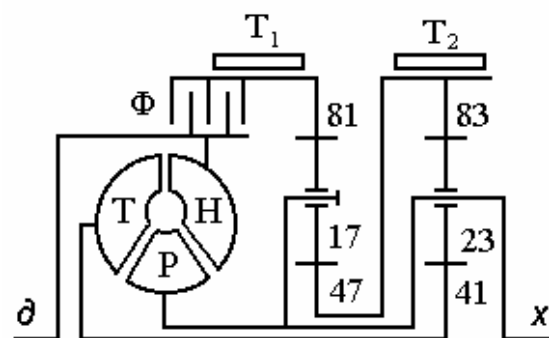


Рис. П.5.6.Дженерал Моторс  
THM61-05

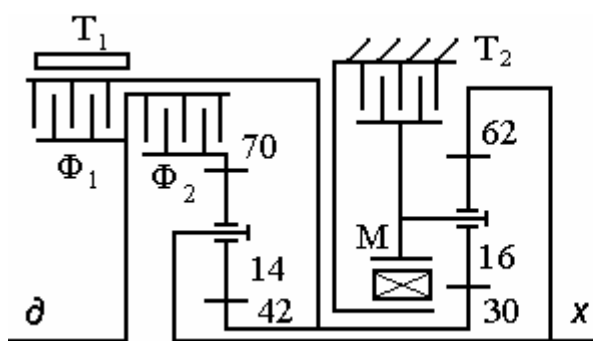


Рис.П.5.7. Дженерал Моторс  
3T40(TH125/TH125C)

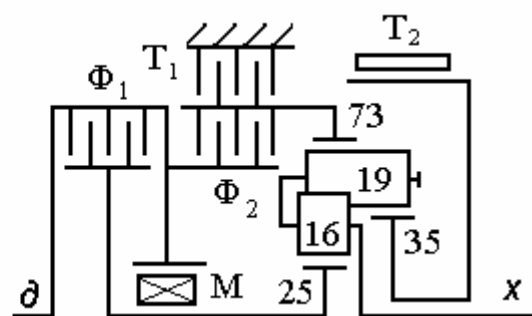


Рис.П.5.8. Дженерал Моторс  
3L30(TN180/TN180C)

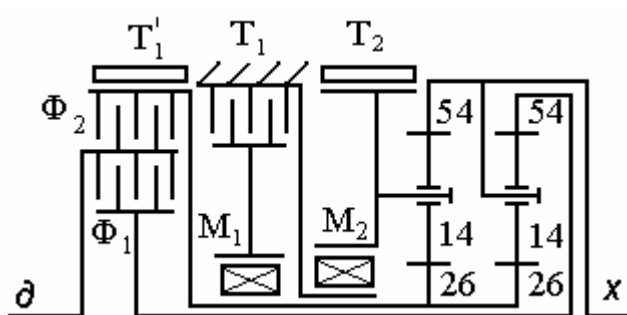


Рис.П.5.9. Дженерал Моторс  
3L80(TH400/425/475)

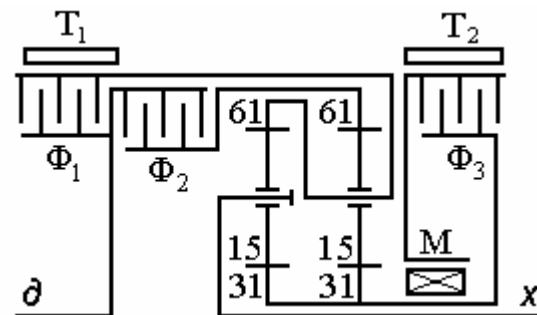


Рис.П.5.10. ACF-67

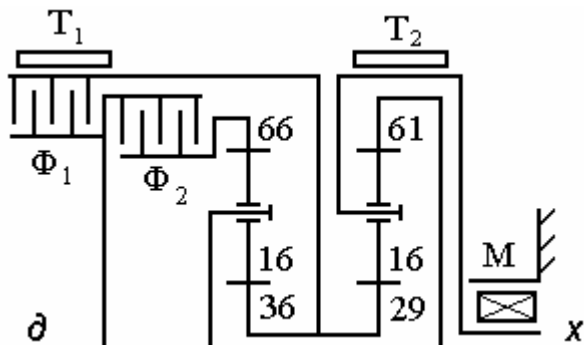


Рис.П.5.11. Крайслер 30TH/31T

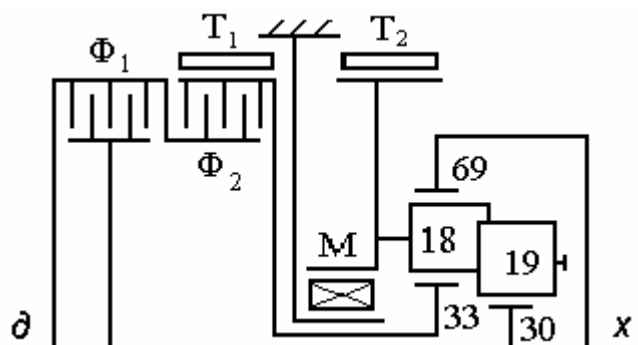


Рис.П.5.12. Борг Уорнер (СААБ)

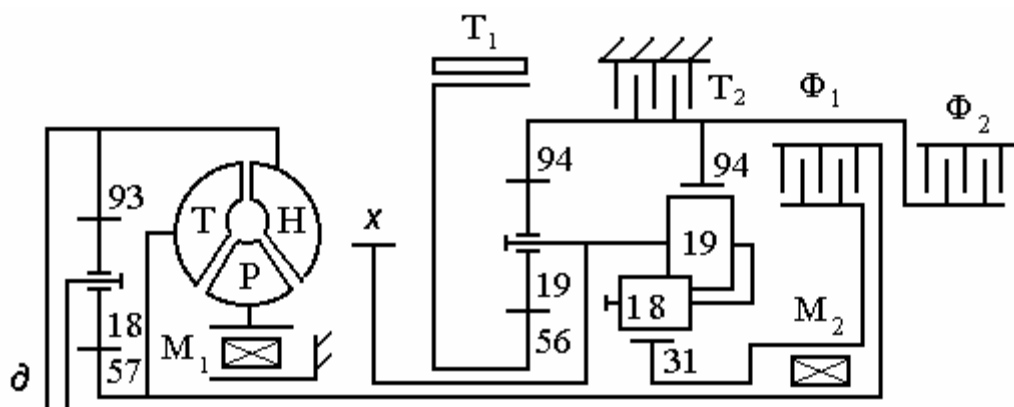


Рис.П.5.13. Форд АТХ

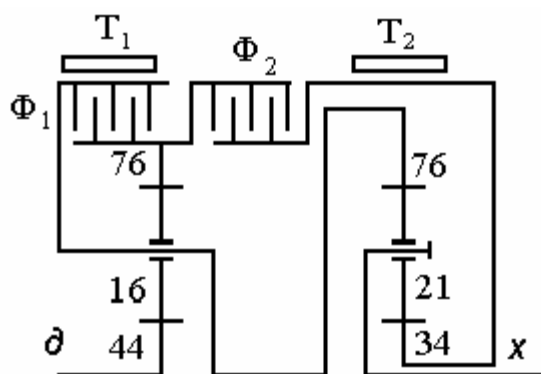


Рис.П.5.14. Мерседес/Порше  
W3A040/722.2

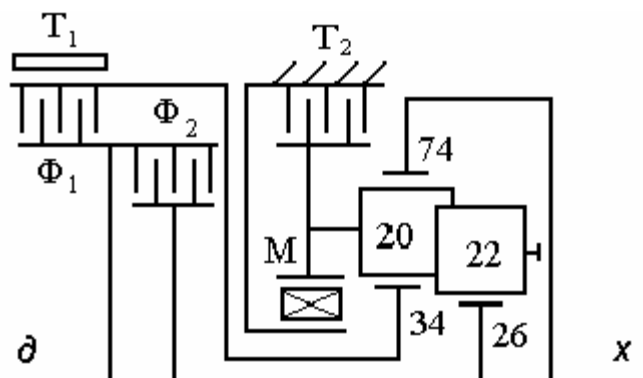


Рис.П.5.15. Мицубиси/Хенде/  
/Крайслер КМ170/171/172//  
//F3A21-2/F3A22-2

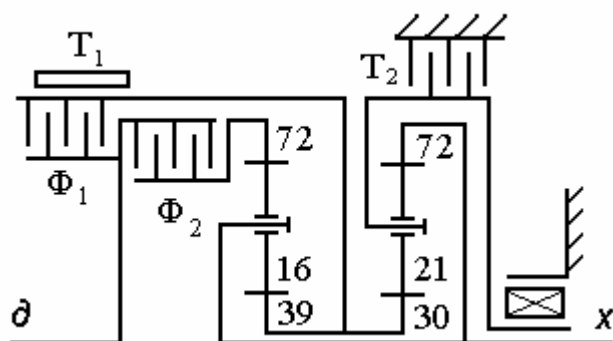


Рис.П.5.16. Ниссан L3N71B

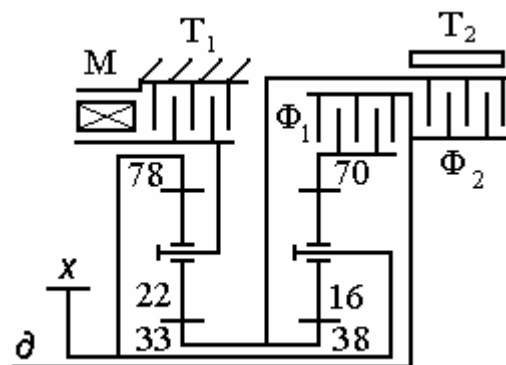


Рис.П.5.17. Ниссан RN(L)3F01A

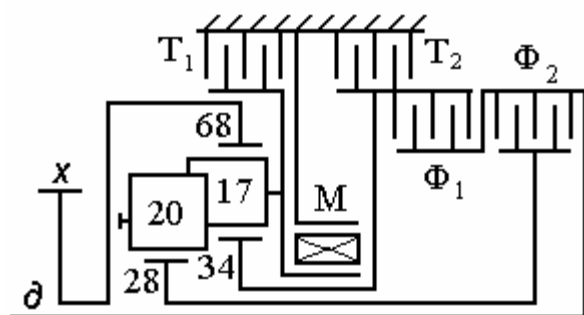


Рис.П.5.18. Рено / Игл (МВ1/МЈ3)

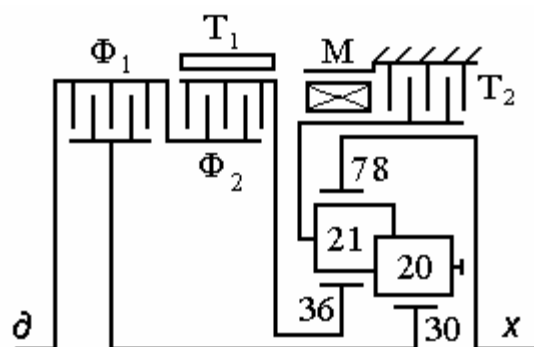


Рис.П.5.19. Субару М41/М41А

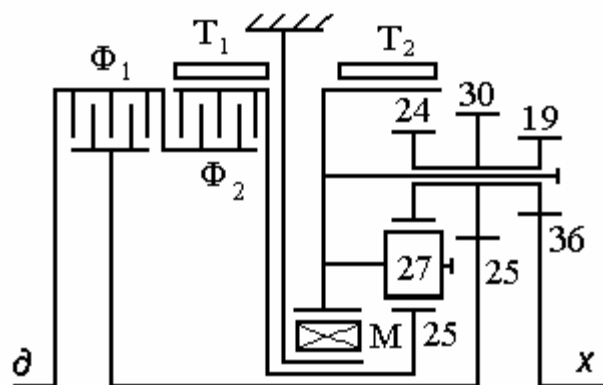


Рис.П.5.20. Тойота А10

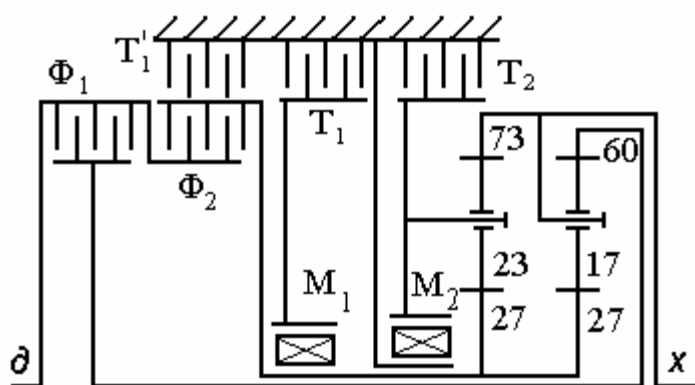


Рис.П.5.21. Тойота / Мицубиси /  
/Вольво А40(АW55)/А41/А43/ВW55

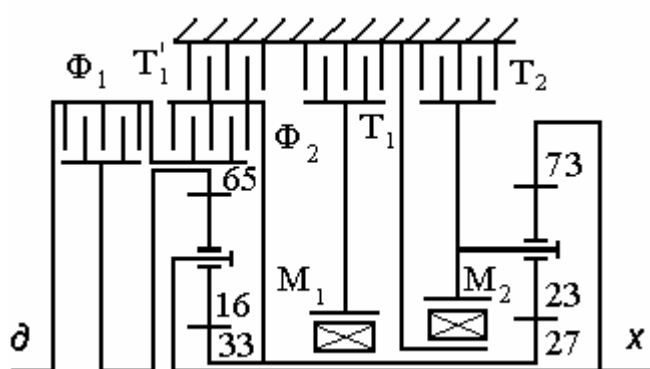


Рис.П.5.22. Тойота А55

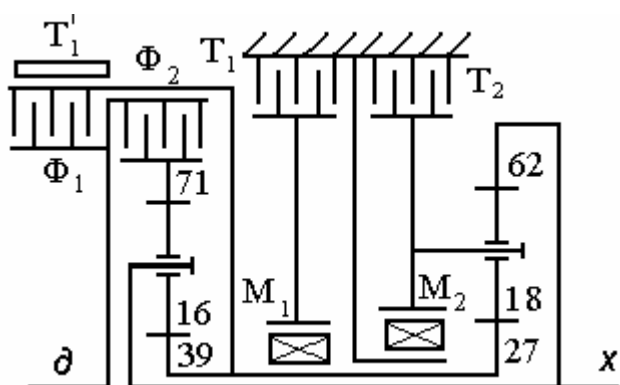


Рис.П.5.23. Тойота  
А130/А131L/А132L/  
/А140/А140L/А141Е

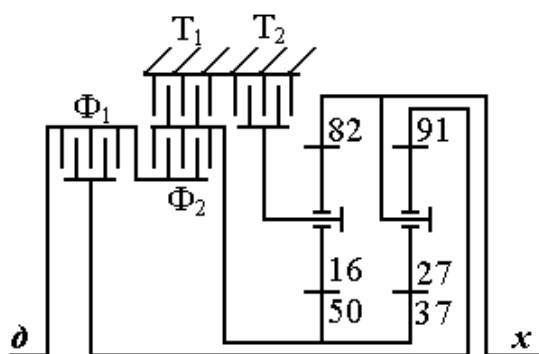


Рис.П.5.24. Аллисон V730

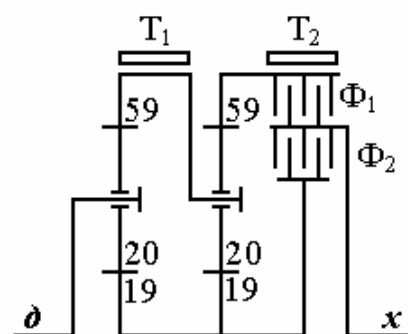


Рис.П.5.25. М-26 "Першинг"

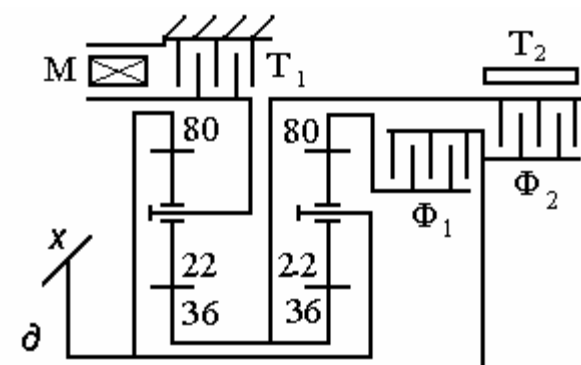


Рис.П.5.26. Фольксваген / Ауди  
010/087/089/090

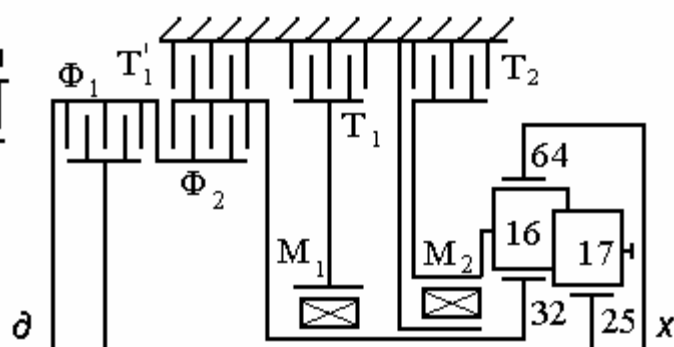


Рис.П.5.27. Цанрадфабрик  
ZF 3HP 20

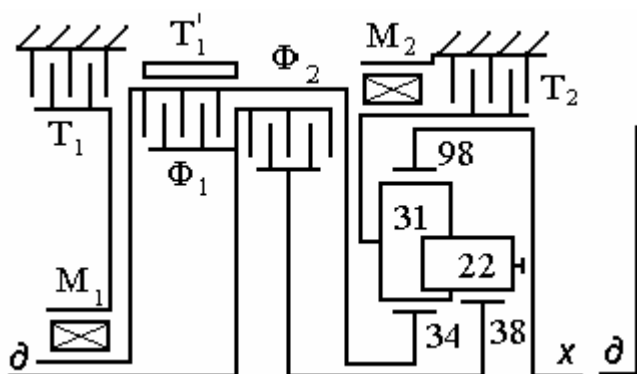


Рис.П.5.28. Цанрадфабрик  
ZF 3HP 18

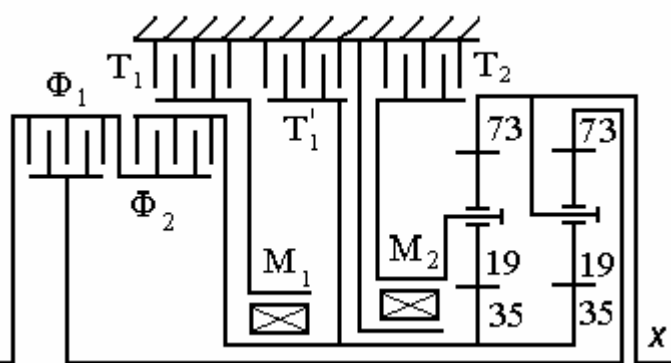


Рис.П.5.29. Цанрадфабрик  
ZF 3HP 22



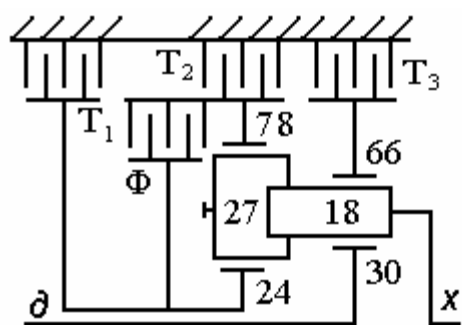


Рис.П.5.30. МА3-537

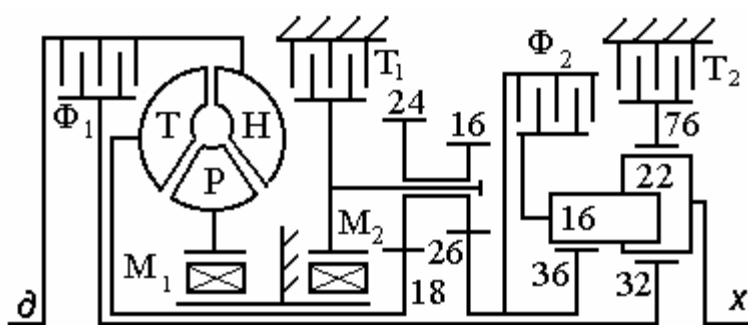


Рис.П.5.31. УВВН-ЧЗМ-НАМИ

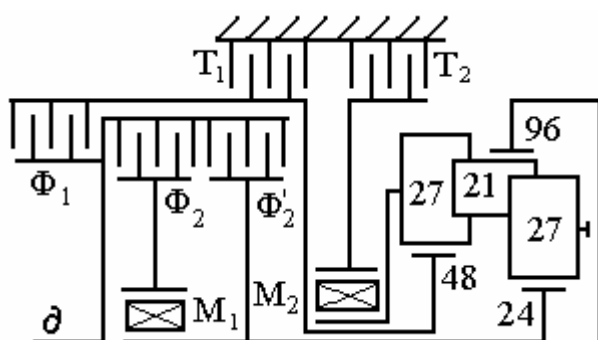


Рис.П.5.32. Изидрайв-2

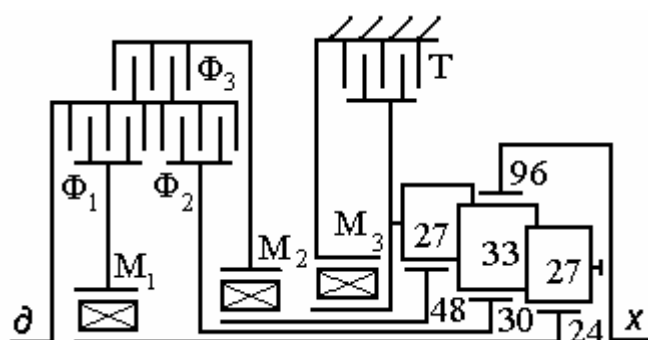


Рис.П.5.33. Изидрайв-3

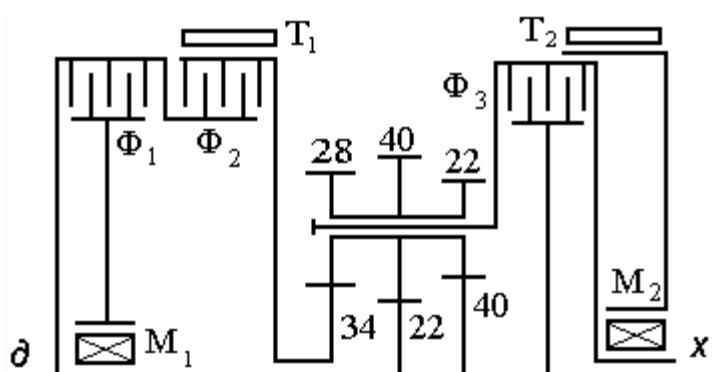


Рис.П.5.34. Монодрайв

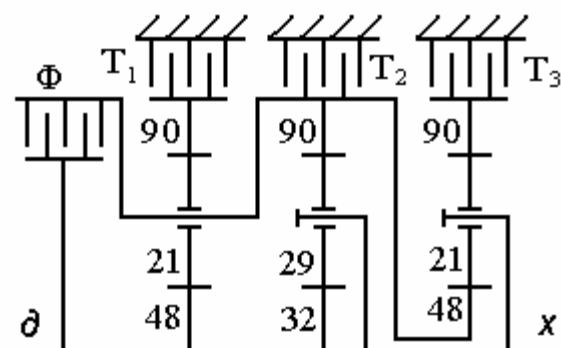


Рис.П.5.35. Аллисон  
ХТ-100-1 (М113А)

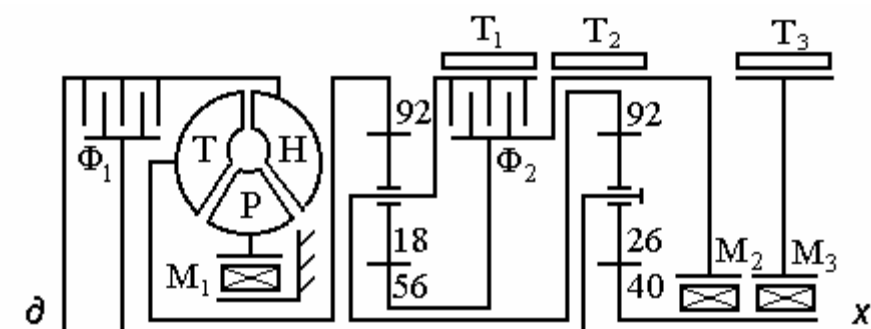


Рис.П.5.36. Студебеккер

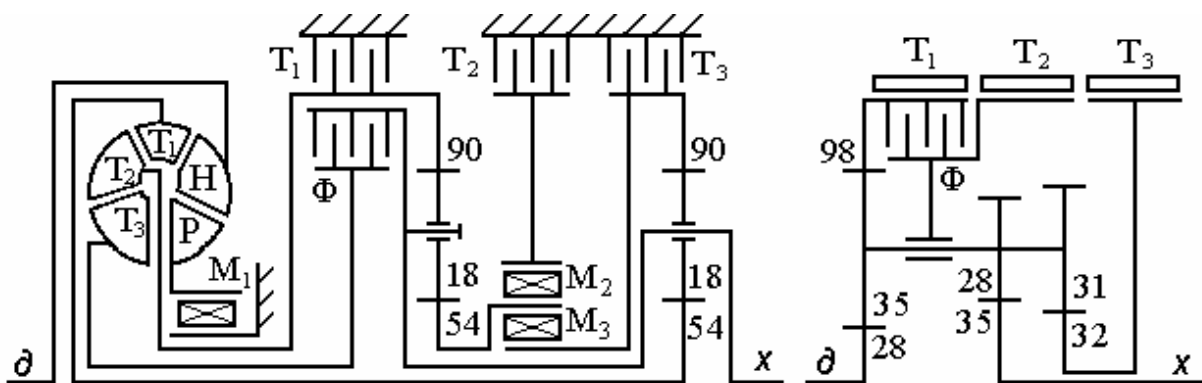


Рис.П.5.37. Дженерал Моторс  
“Турбоглайд”

Рис.П.5.38. ФИАТ  
“Риба-Нолдини”

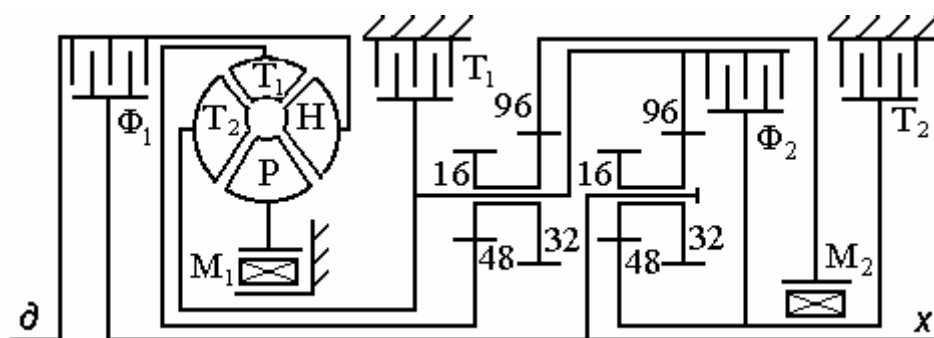


Рис.П.5.39. Роквелл-Трейчмен “Полифаза”

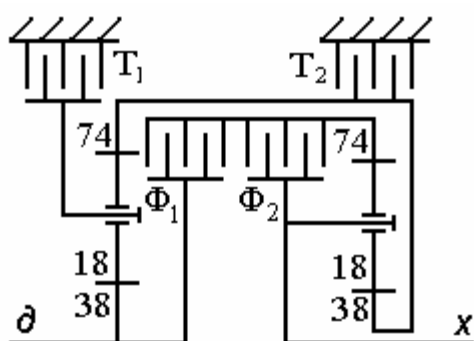


Рис.П.5.40. ПКП-3233.4.1

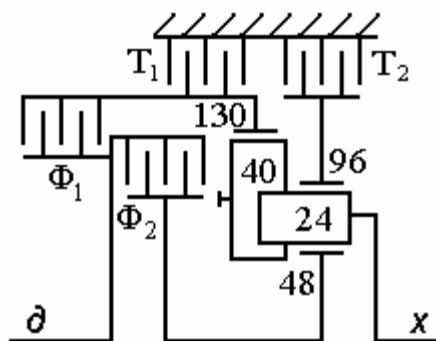


Рис.П.5.41. ПКП-2000.В

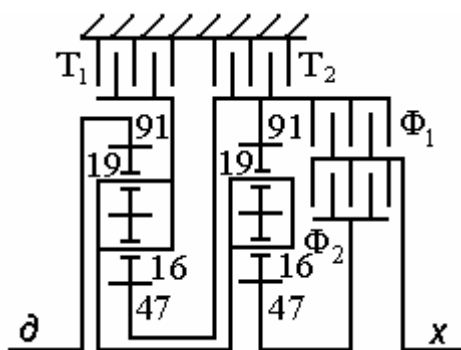


Рис.П.5.42. ПКП-26.6.48

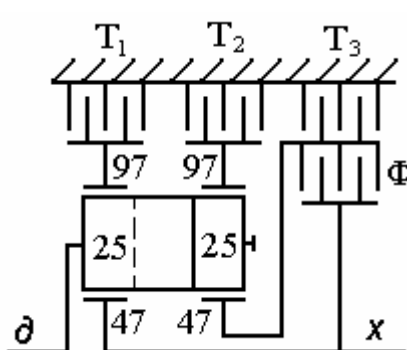


Рис.П.5.43. ФНВ-3.1

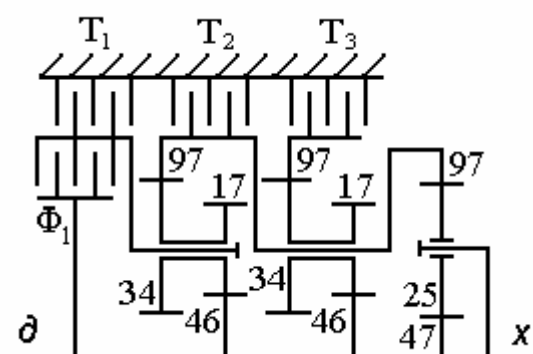


Рис.П.5.44. Нокс-433

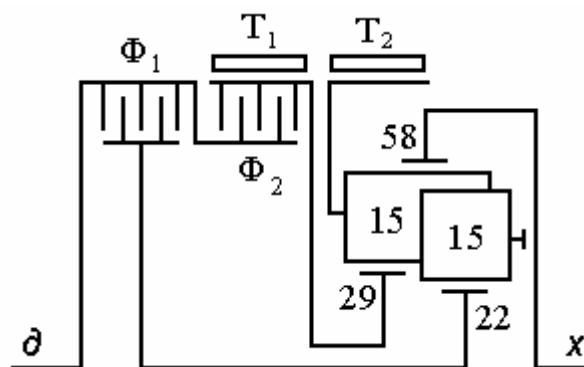


Рис.П.5.45. ГАЗ-14 "Чайка"

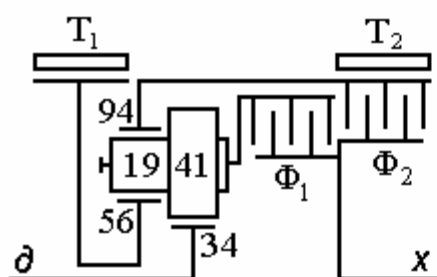


Рис.П.5.46. Кейс-Агрикинг

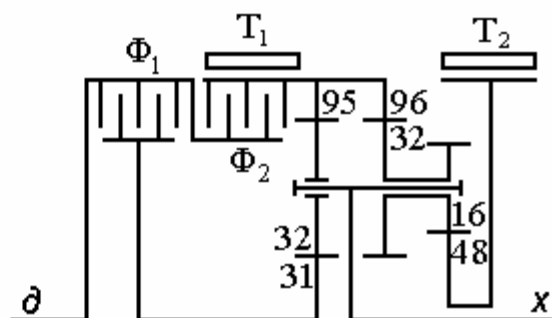


Рис.П.5.47. Урсус

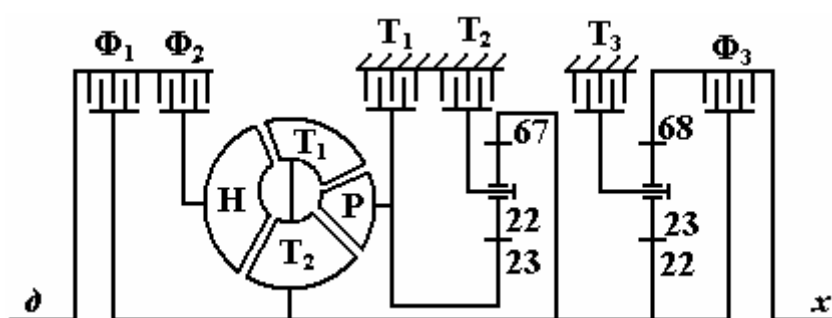


Рис.П.5.48. Цанрадфабрик-Ренк  
"Доромат 873"

## П.6. Трехскоростные ПКП (+3;-3)

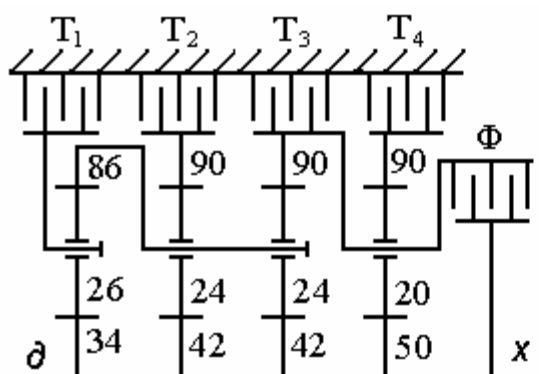


Рис.П.6.1. Кэтерпиллар  
D8L/D9L/D10

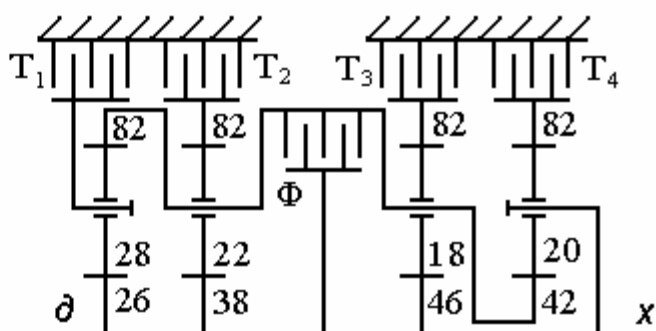


Рис.П.6.2. Кейс W-12

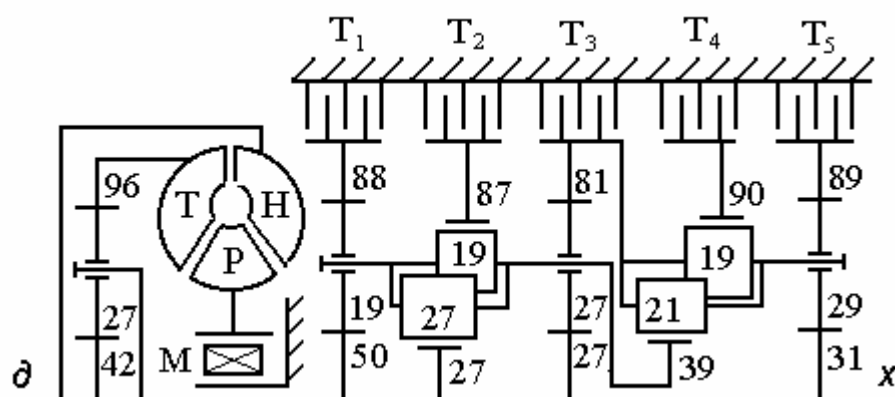


Рис.П.6.3. Кэтерпиллар D9G/D9H  
T-10 (ЧТЗ)

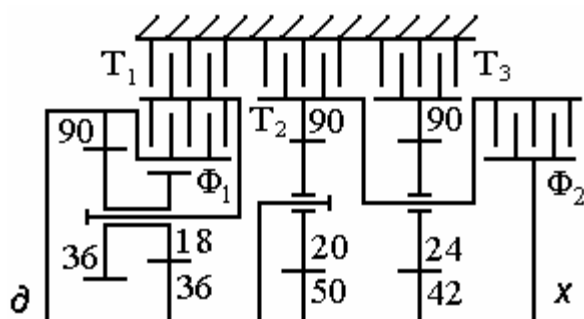


Рис.П.6.4. Т-10 ЧТЗ-НВФ

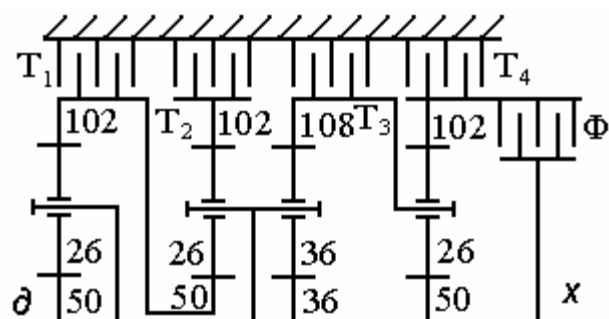


Рис.П.6.5. Юклид ТС-12

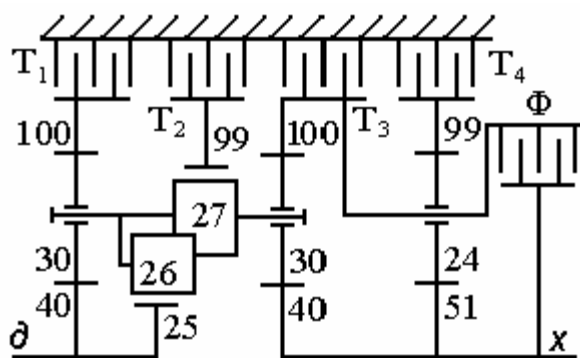


Рис.П.6.6. Комацу D-155

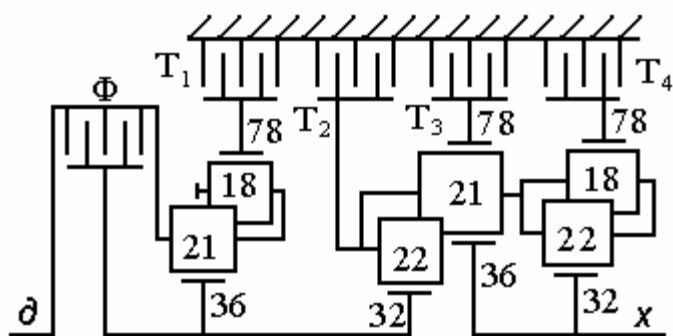


Рис.П.6.7. Катерпиллар FP-1

## П.7. Четырехскоростные ПКП (+4)

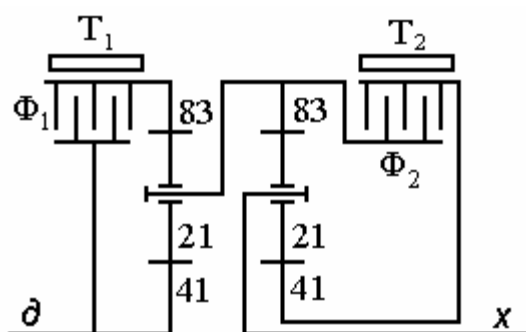


Рис.П.7.1. Хакен

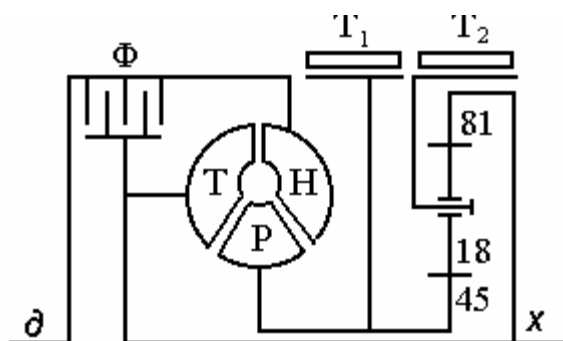


Рис.П.7.2. DC (Ренк АГ) SRM

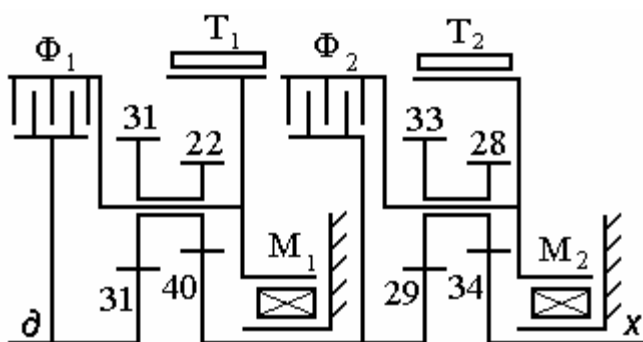


Рис.П.7.3. Дэвид Браун 1212

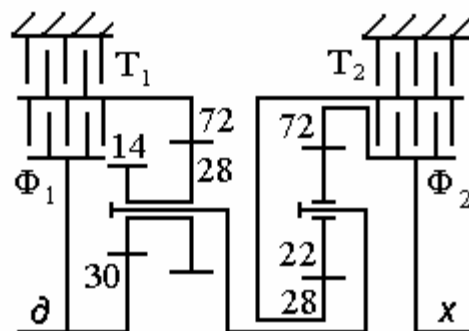


Рис.П.7.4. Коталь-1

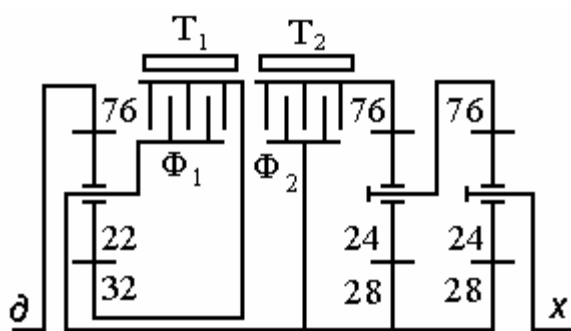


Рис.П.7.5. Бьюик-40

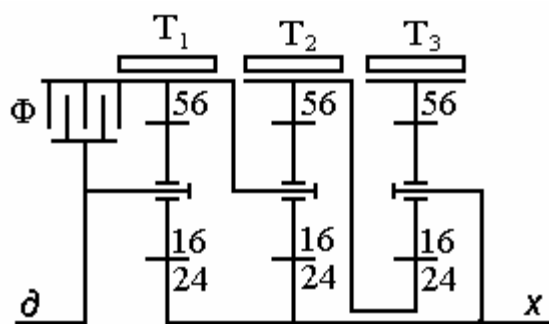


Рис.П.7.6. Т-44 (опытная)

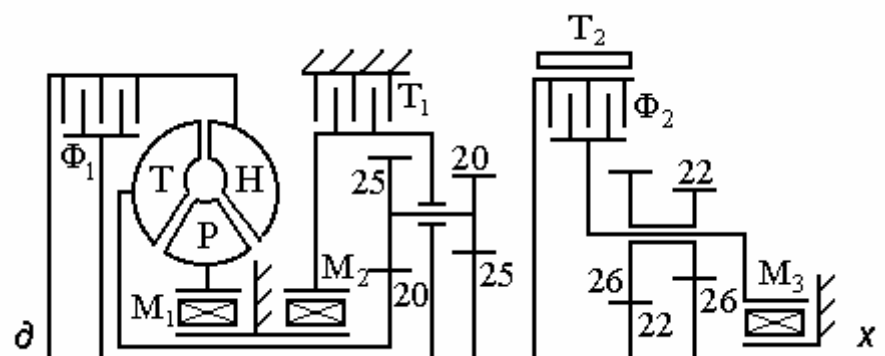


Рис.П.7.7. Рено “Савием”

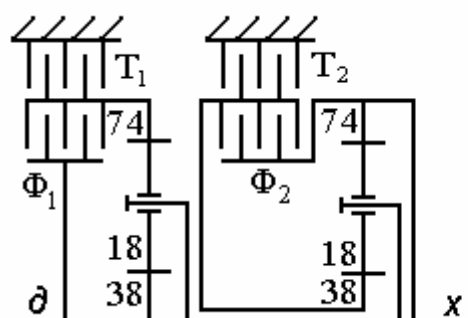


Рис.П.7.8. ПКП-3244.9

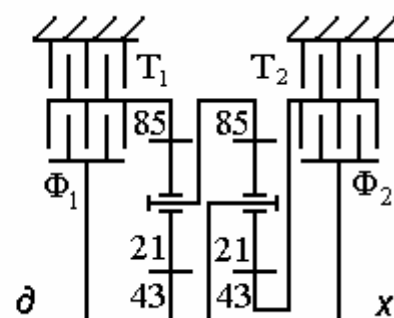


Рис.П.7.9. Хакен-Н

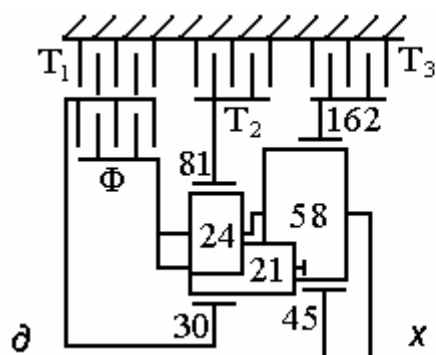


Рис.П.7.10. ЛАМ 36.20.18

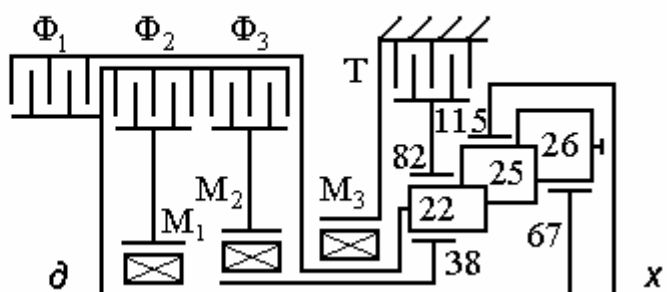


Рис.П.7.11. Изидрайв-7

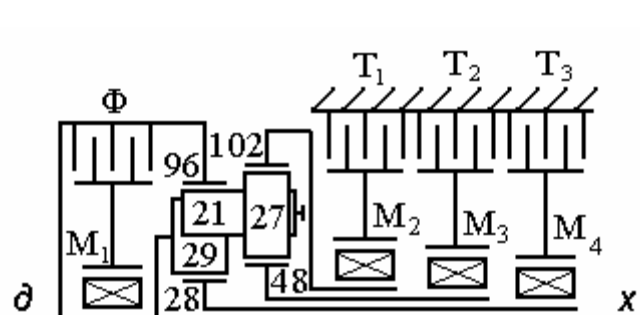


Рис.П.7.12. Изидрайв-8

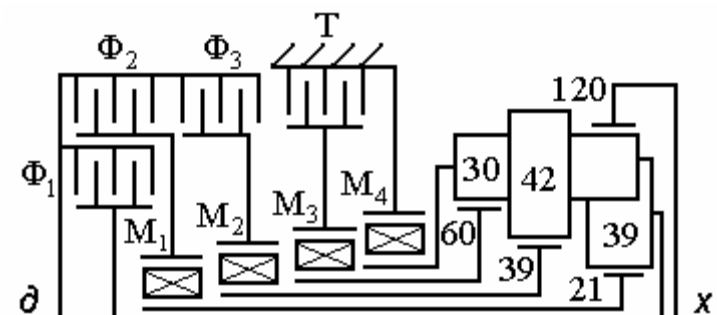


Рис.П.7.13. Изидрайв-9

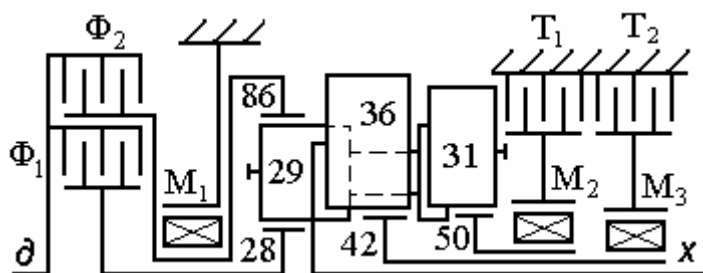


Рис.П.7.14. Изидрайв-10

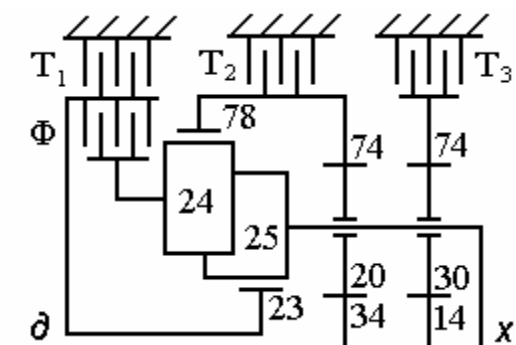


Рис.П.7.15. ГМТ-69021(ЧТЗ)

## П.8. Четырехскоростные ПКП (+4;-1)

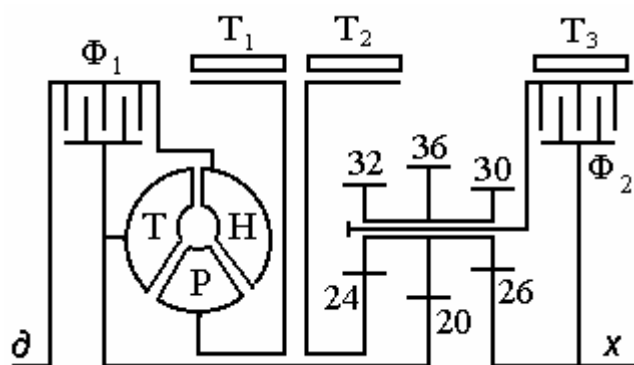


Рис.П.8.1. Ризлер

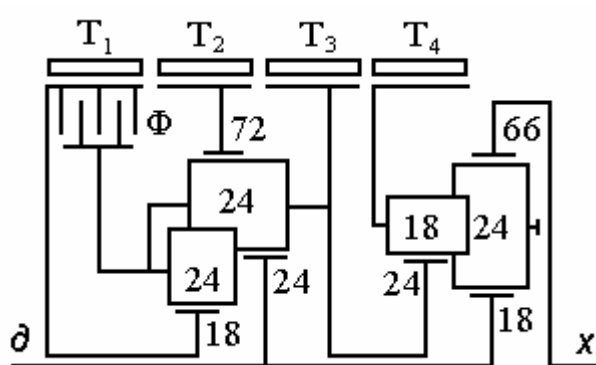


Рис.П.8.2. Норманвилл

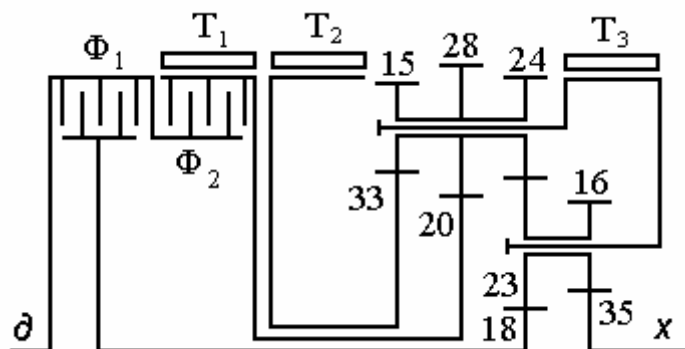


Рис.П.8.3. Хоббс

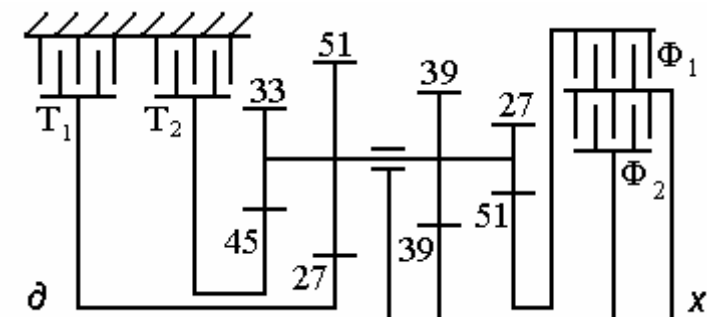


Рис.П.8.4. Коталь-2

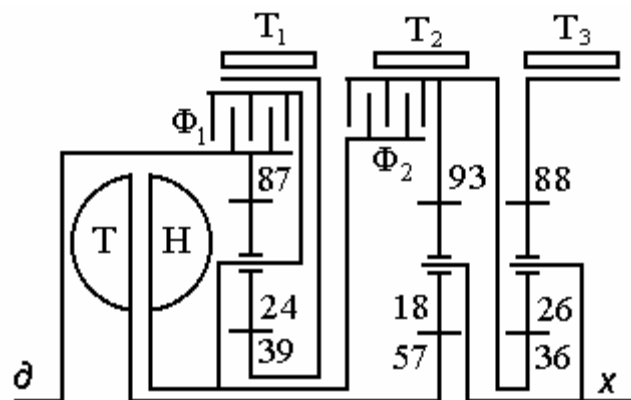


Рис.П.8.5. Дженерал Моторс  
“Гидраматик”

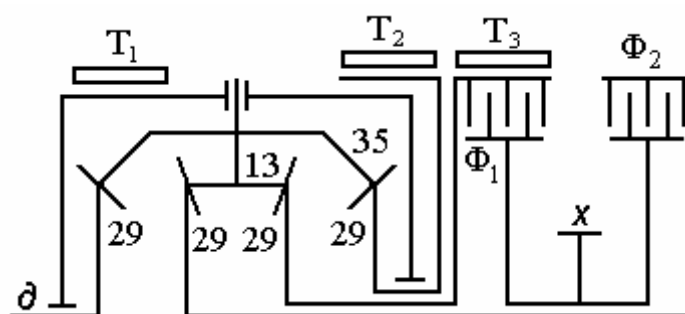


Рис.П.8.6. Отомоутив Продактс

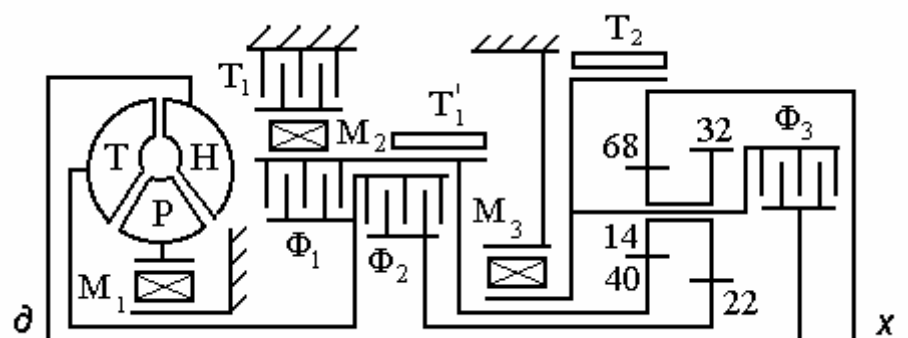


Рис.П.8.7. Форд G-3

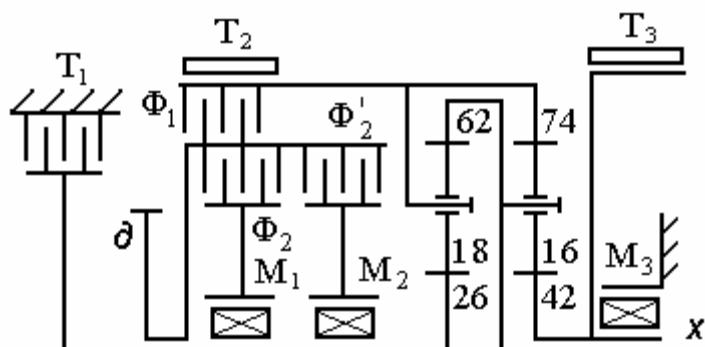


Рис.П.8.8. Дженерал Моторс  
4T60/4T60-E



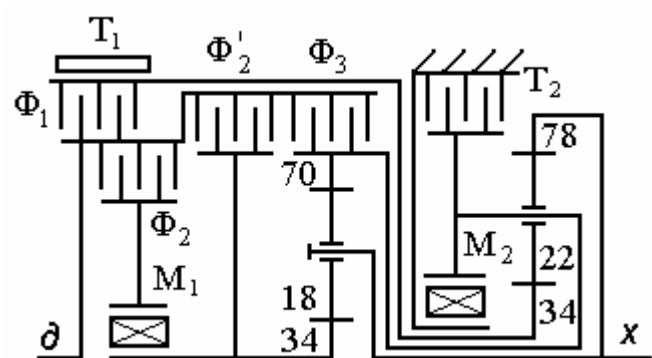


Рис.П.8.9. Дженерал Моторс  
4L60/4L60-E

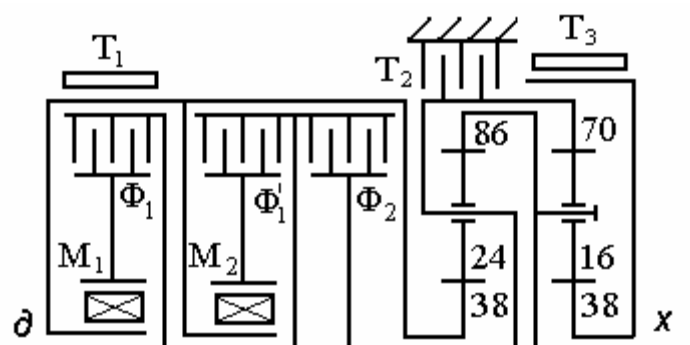


Рис.П.8.10. Форд AXOD/AXOD-E

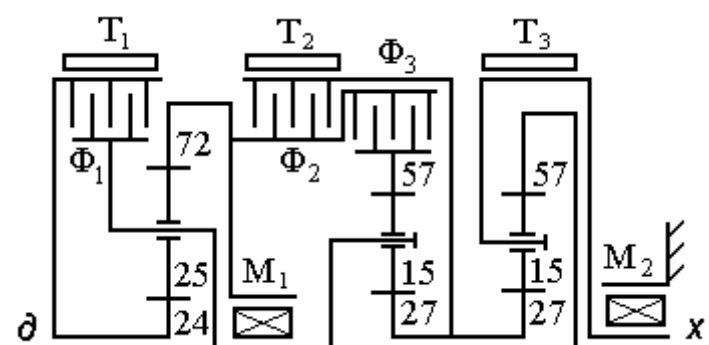


Рис.П.8.11. Форд A4LD

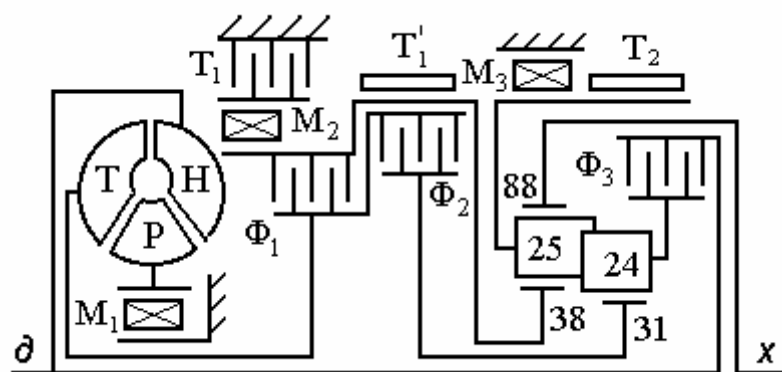


Рис.П.8.12. Форд AOD

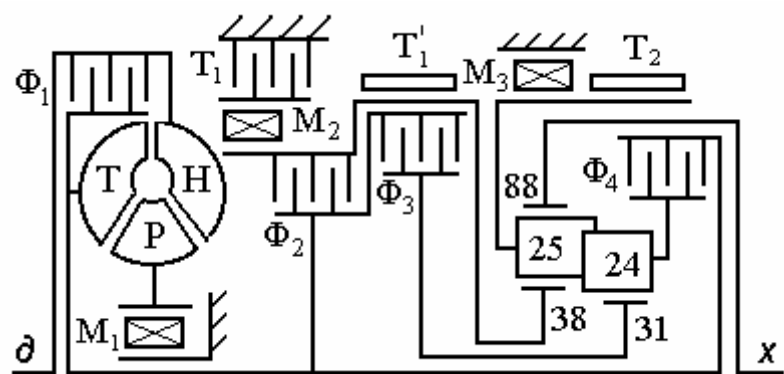


Рис.П.8.13. Форд AOD-E

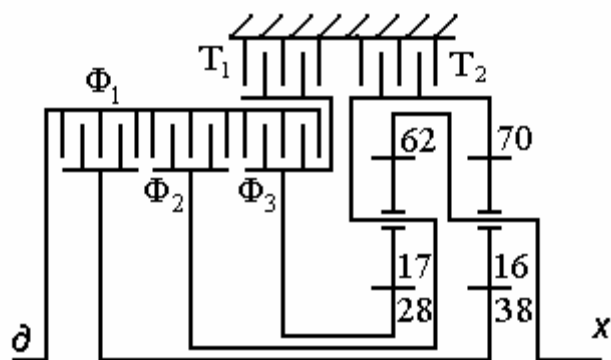


Рис.П.8.14. Крайслер  
40TE/41TE  
41AE/42LE

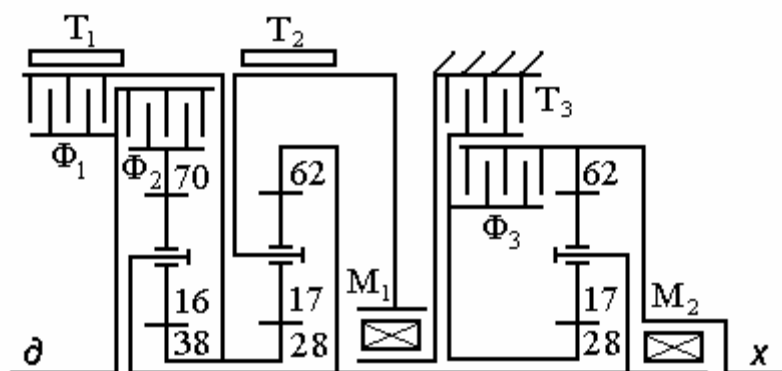


Рис.П.8.15. Крайслер  
40RH/42RH  
42RE/46RH  
46RE/47RH

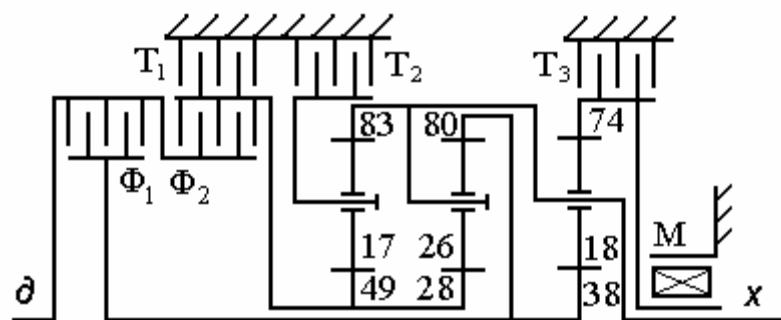


Рис.П.8.16. Борг-Уорнер  
BW-45

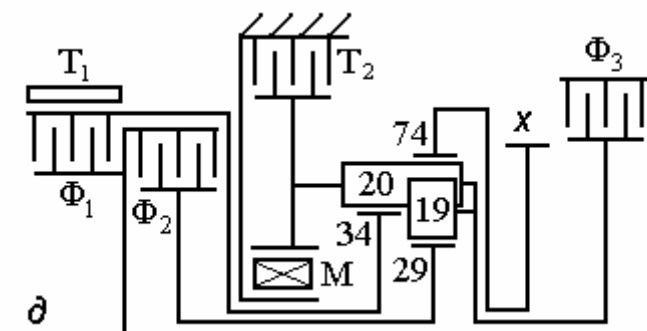


Рис. П.8.17. Мицубиси/Хёнде/Крайслер  
KM175/176/177  
F4A21(22,23)-2  
F4A32(33)-1  
W4A32(33)-1

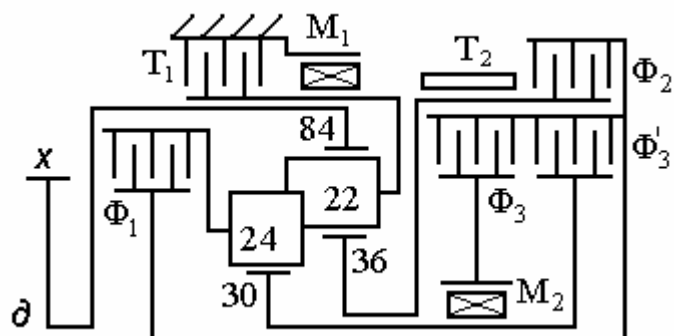


Рис.П.8.18. Форд F4EAT/Мазда G4A-EL

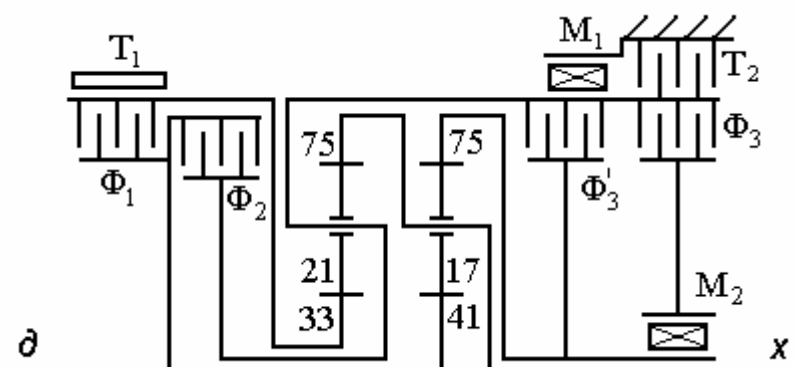


Рис.П.8.19. Ниссан RE4F04A/ Форд 4F20E

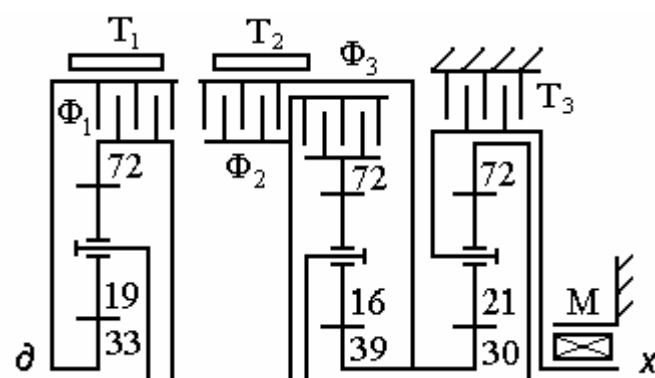


Рис.П.8.20. Ниссан L4N71B  
Форд E4N71B  
Мазда N4A-EL

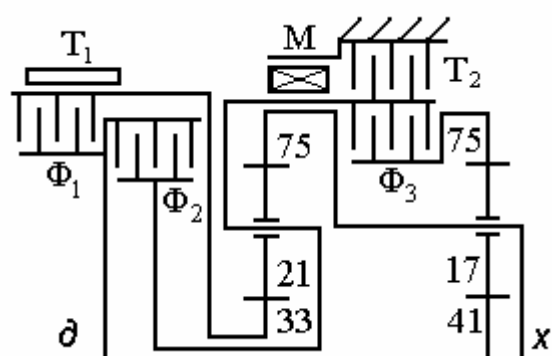


Рис.П. 8.21. Ниссан RL(N)F02A  
RE4F02A(V)

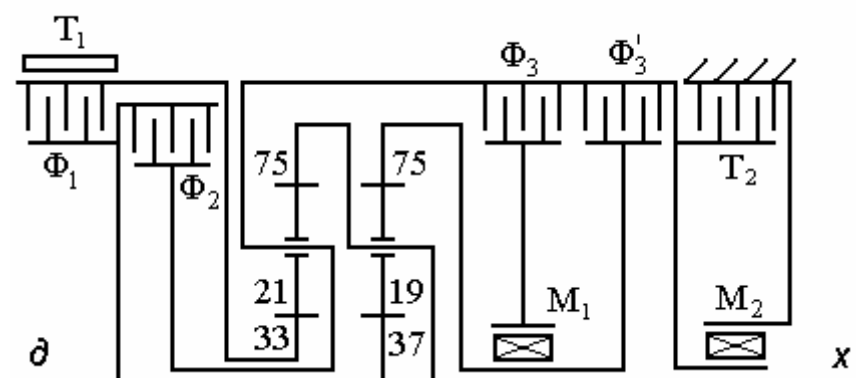


Рис.П.8.22. Ниссан RE(L)4R01A  
Мазда R4A-TL  
Субару R4AX-TL

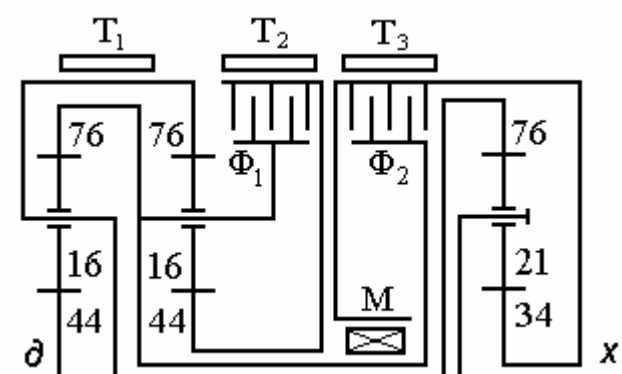


Рис.П.8.23. Мерседес W4B025  
722.2

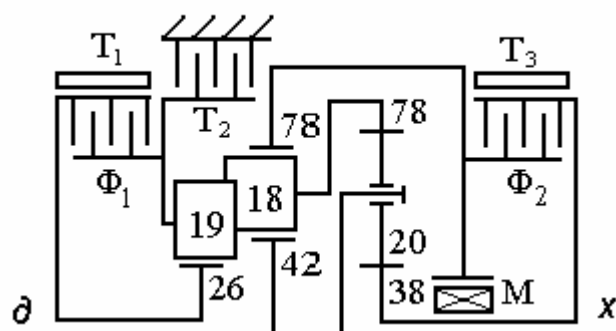


Рис.П.8.24. Мерседес W4A02/04  
722.3/4

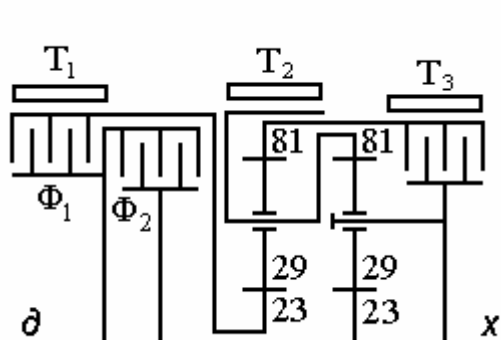


Рис.П.8.25. Стоун-211.134

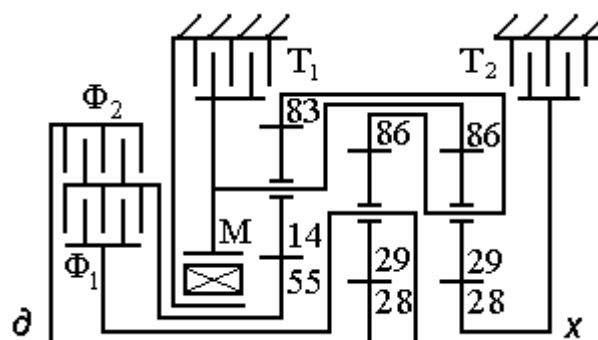


Рис.П.8.26. ПКП-32КК

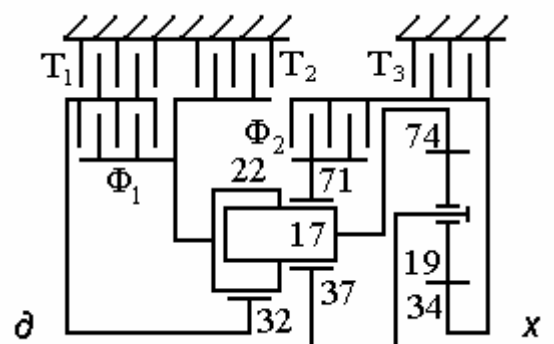


Рис.П.8.27. Т-80

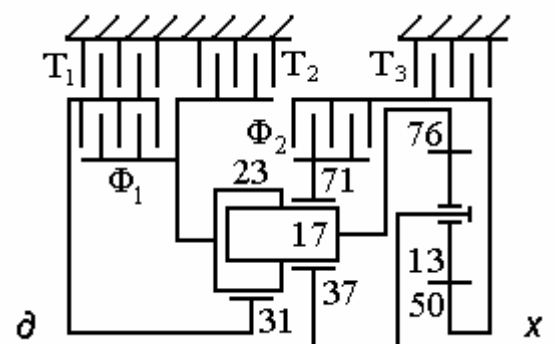


Рис.П.8.28. Т-80Ф

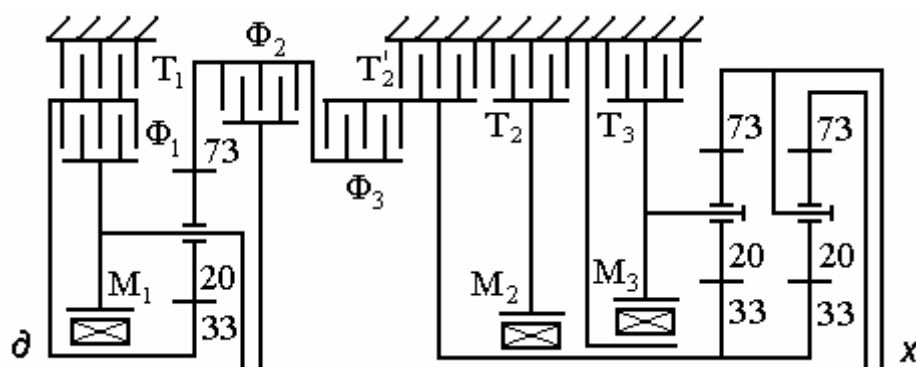


Рис.П.8.29. Тойота AW70L/A42(43,44,45)DL  
A43(46)DE/A44(45)DF

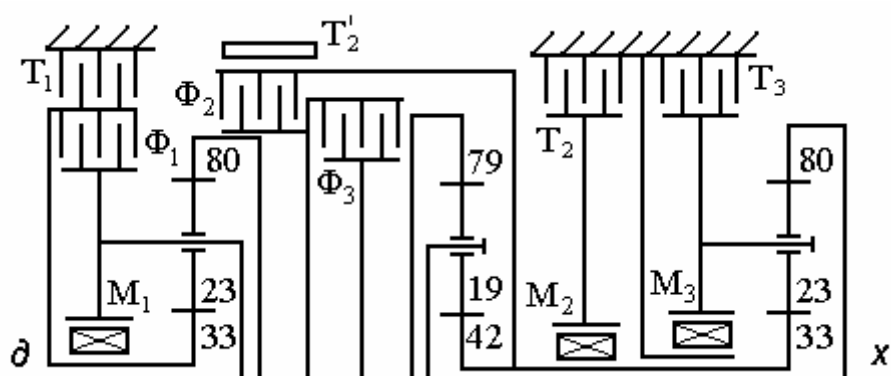


Рис.П.8.30. Тойота AW30-40LE/A340E(H,F)/A341E

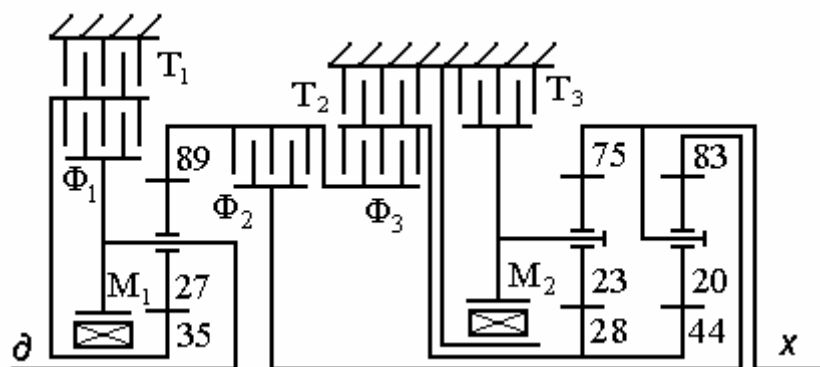


Рис.П.8.31. Тойота A440F/A442F  
Самурай HJ60/FJ60/FJ80

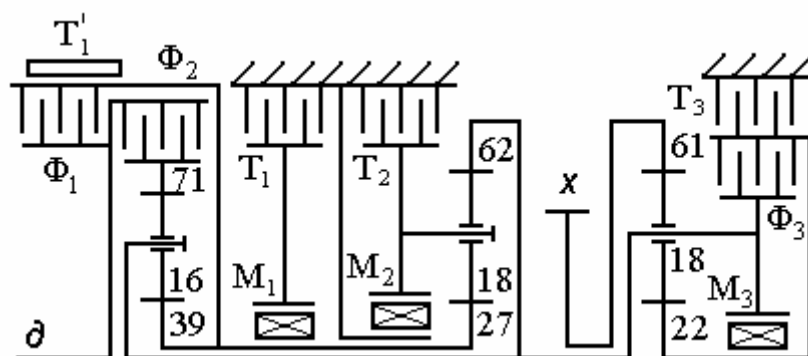


Рис.П.8.32. Тойота A540E(H)/A541

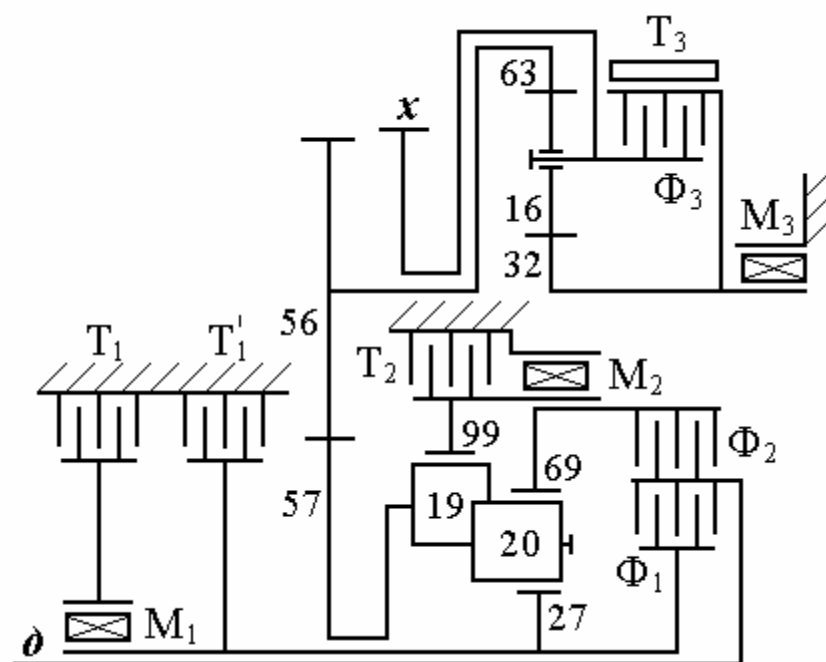


Рис.П.8.33. Тойота/Вольво AW 50-42LE

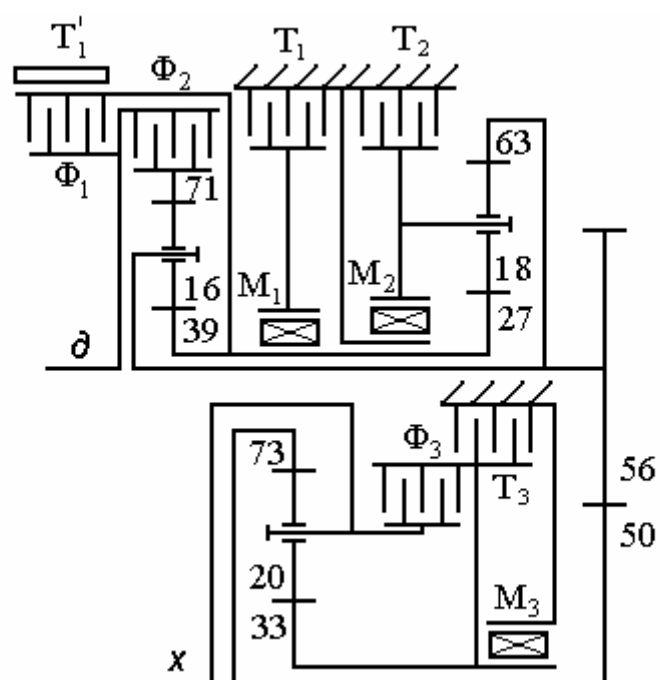


Рис.П.8.34. Тойота F240E(L)/A241E(L,H)  
A243L/A244E/245SE

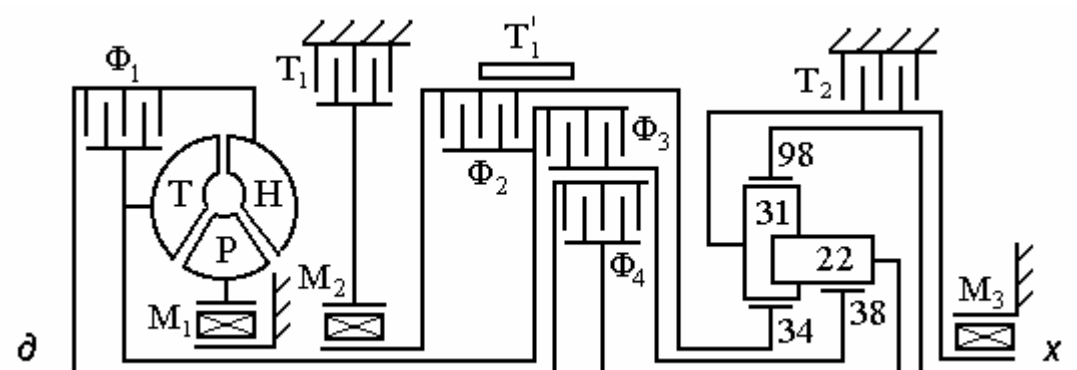


Рис.П.8.35. СААБ Цанрадфабрик ZF 4HP14-18

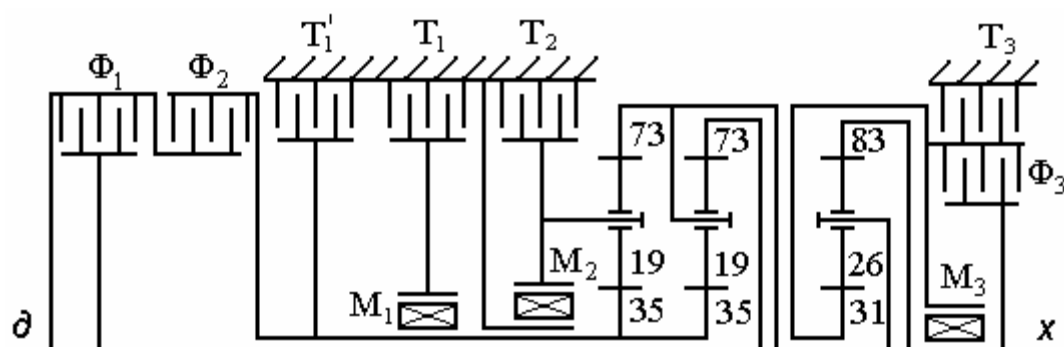


Рис.П.8.36. БМВ Цанрадфабрик ZF 4HP22-24

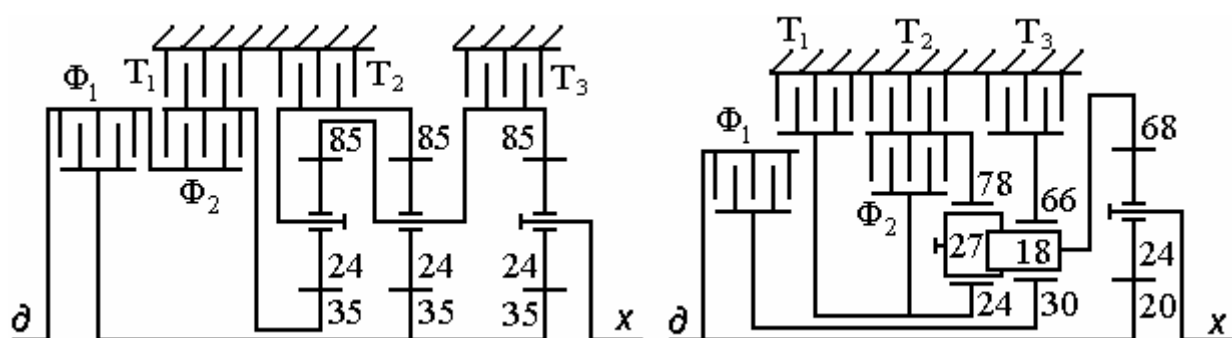


Рис.П.8.37. Цанрадфабрик  
ZF 6HP500-4

Рис.П.8.38. МАЗ

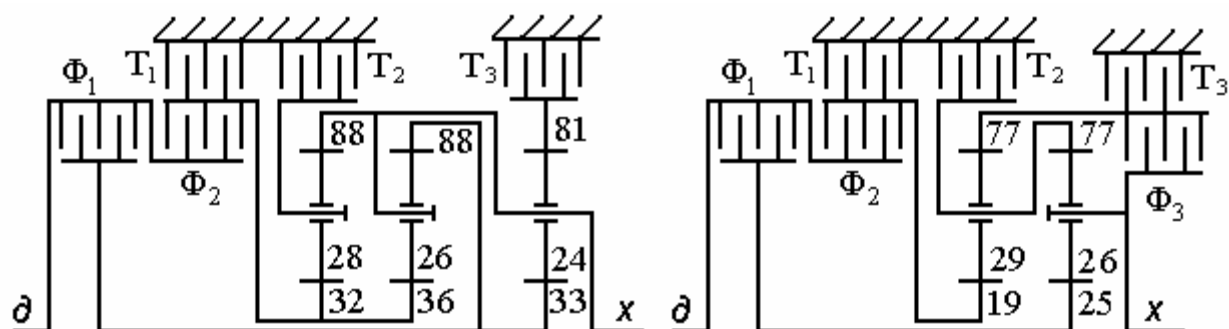


Рис.П.8.39. Аллисон АТ540

Рис.П.8.40. Аллисон Пауэрматик



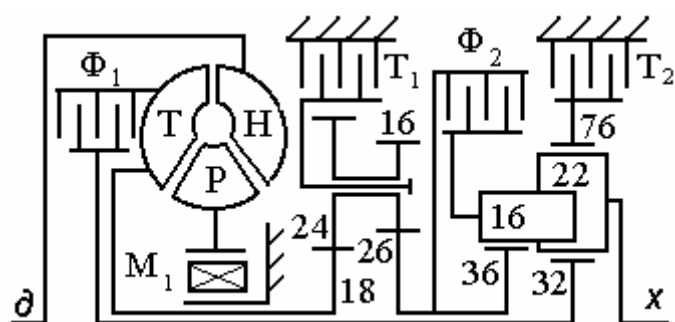


Рис.П.8.41. UBVM-ЧЗМ-НАМИ

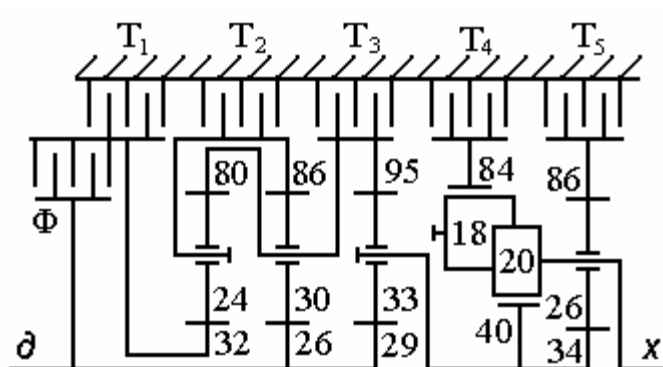


Рис.П.8.42. Сэлф Шелгайн Гир

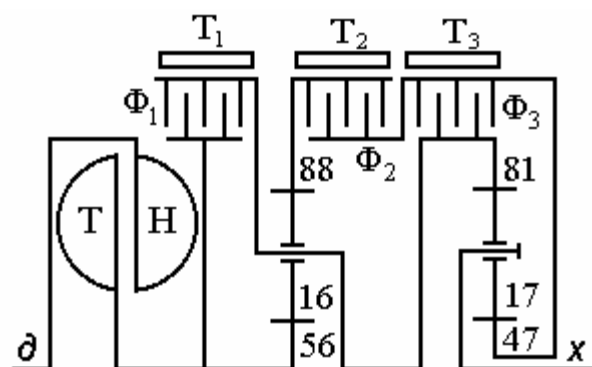


Рис.П.8.43. Даймлер-Бенц

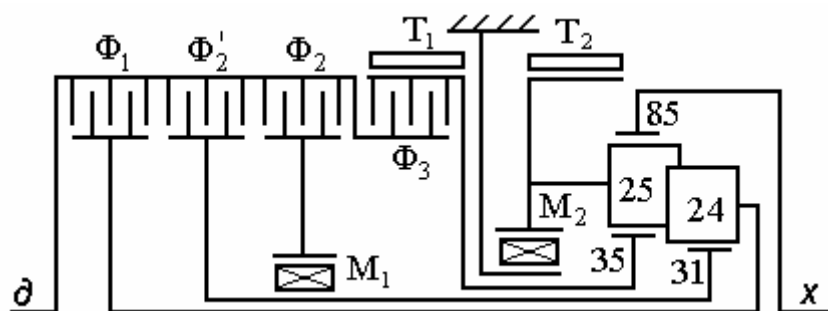


Рис.П.8.44. Сангйонг Муссо

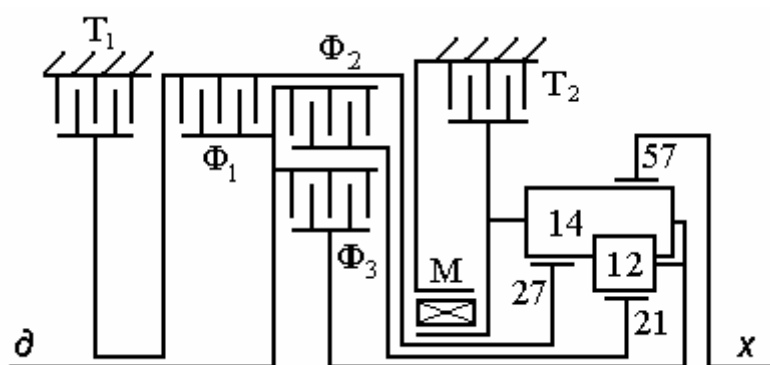


Рис.П.8.45. Фольксваген 095...098

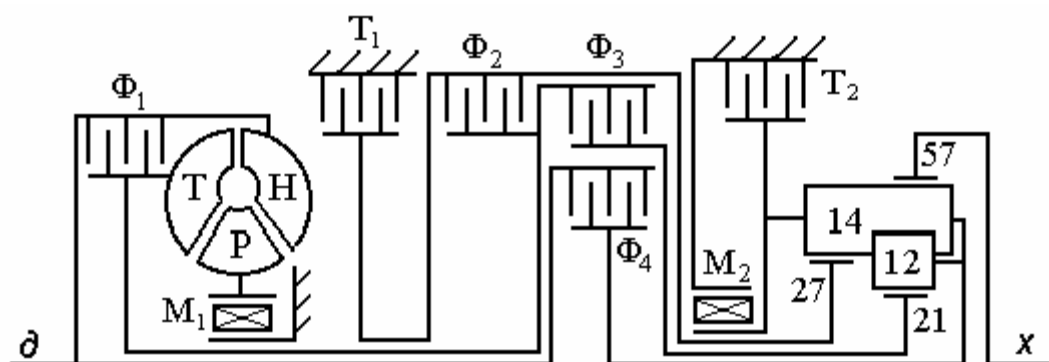


Рис.П. 8.46. Ауди АГ4

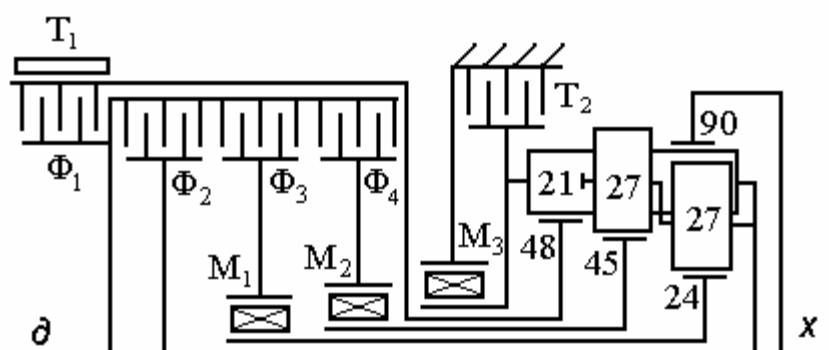


Рис.П. 8.47. Изидрайв-6

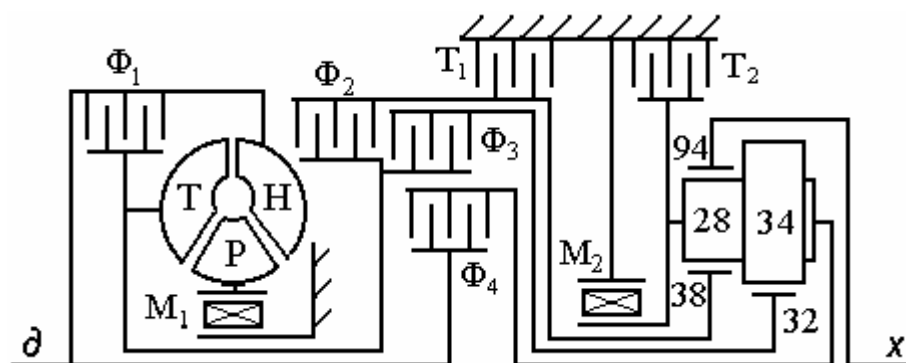


Рис.П. 8.48. Фольксваген 096...097

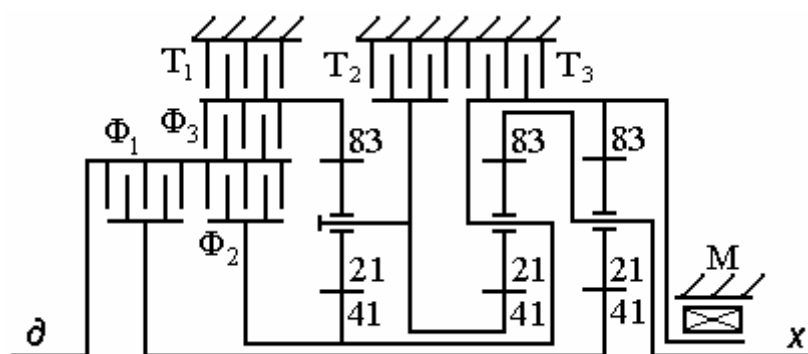


Рис.П. 8.49. Крайслер 45RFE

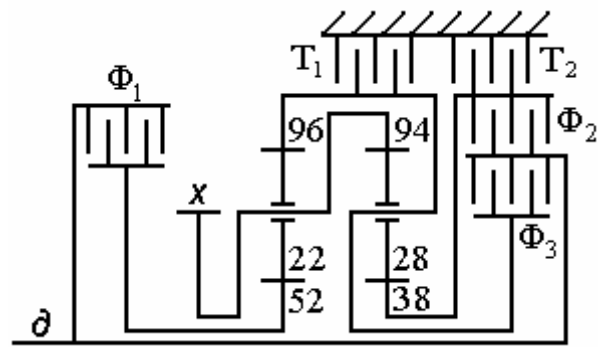


Рис.П. 8.50. Мицубиси F4A41

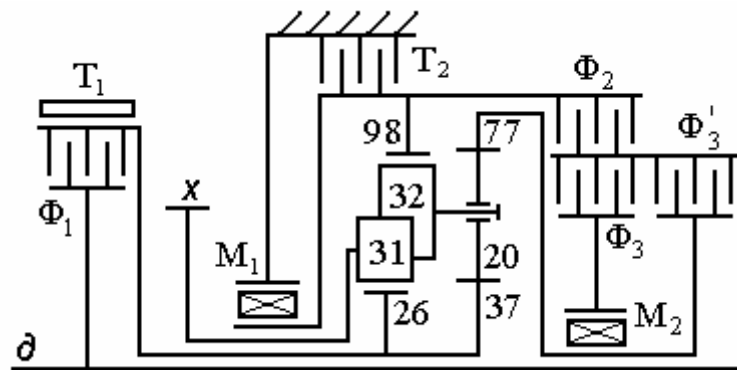


Рис.П. 8.51. Тойота AW 60-40

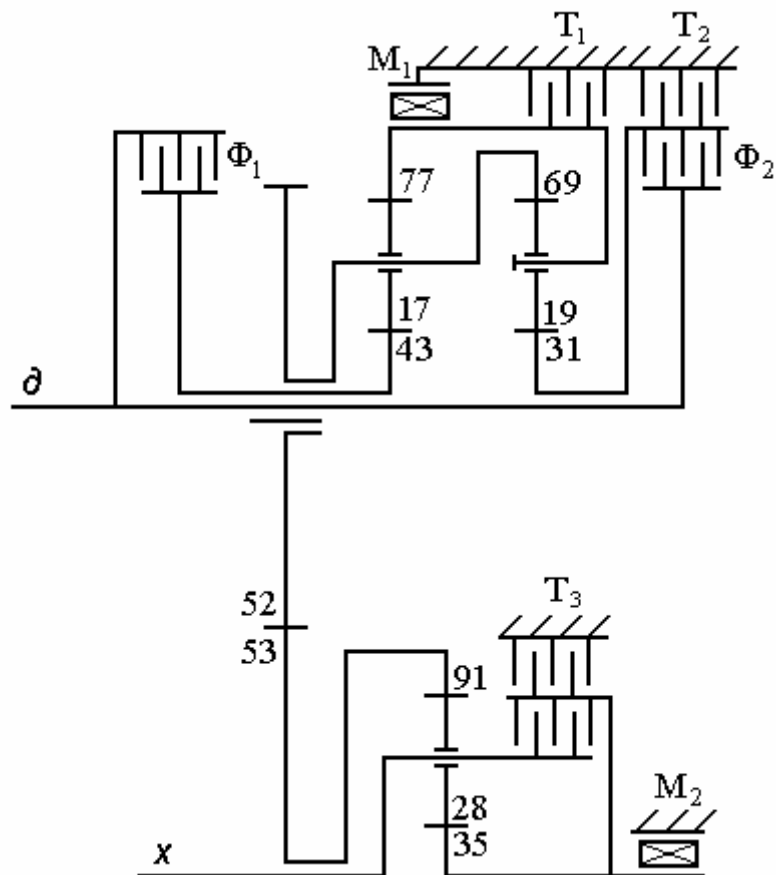


Рис.П.8.52. Тойота "Лексус" RX-300

## П.9. Четырехскоростные ПКП (+4;-2)

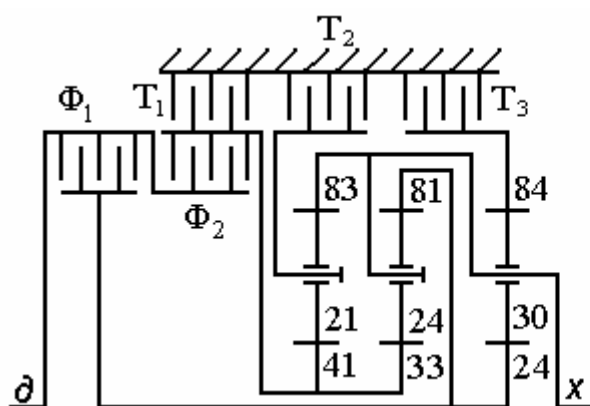


Рис.П.9.1. Аллисон  
М-1 "Абрамс"

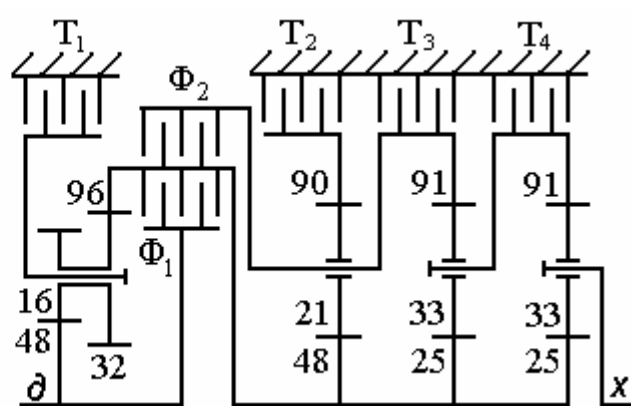


Рис.П.9.2. Цанрадфабрик  
ZF 4HP250 "Леопард-1"

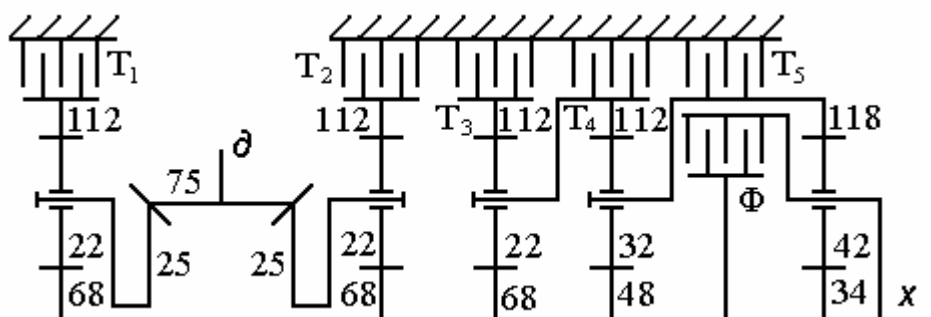


Рис.П.9.3. HSWL354/3 "Леопард-2"

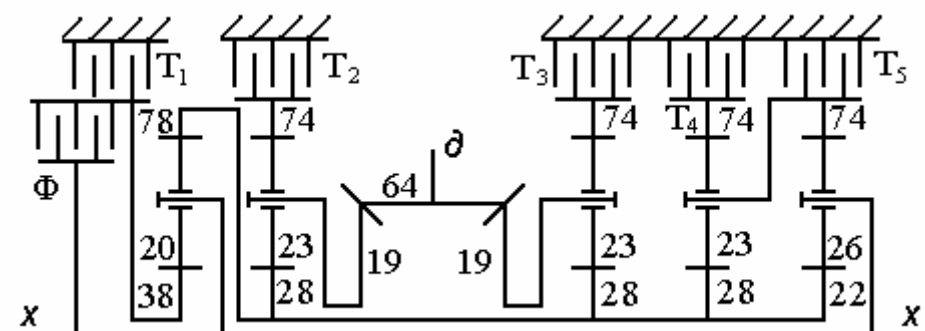


Рис.П.9.4. HSWL194 "Мардер"

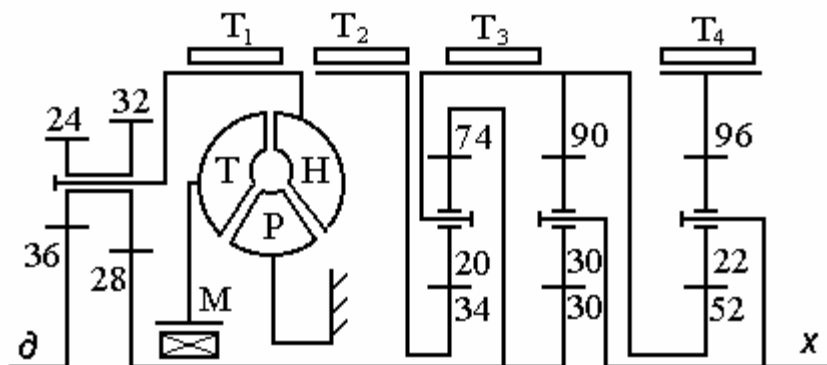
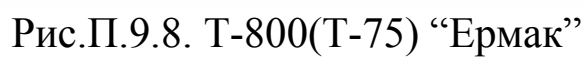
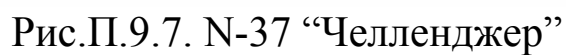
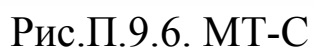


Рис.П.9.5. Фойт "Дивабус-200S"



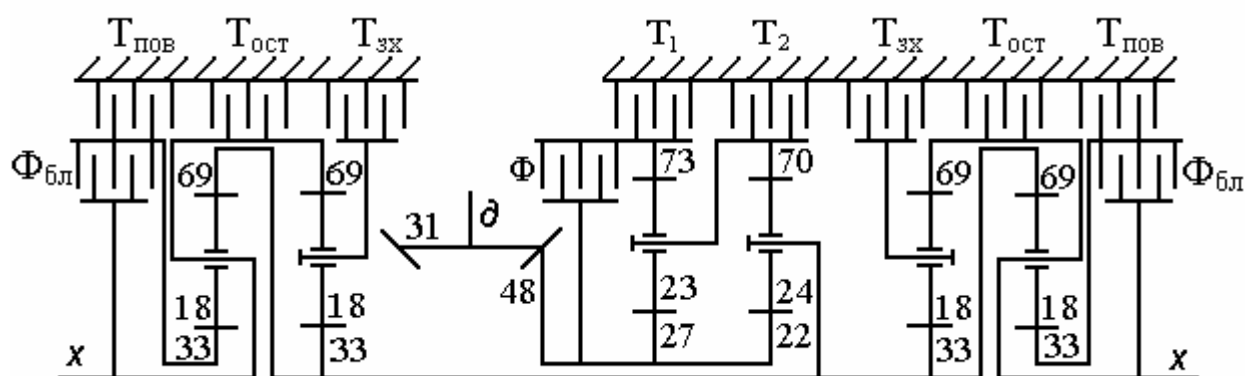


Рис.П.9.10. М-551 “Шеридан”

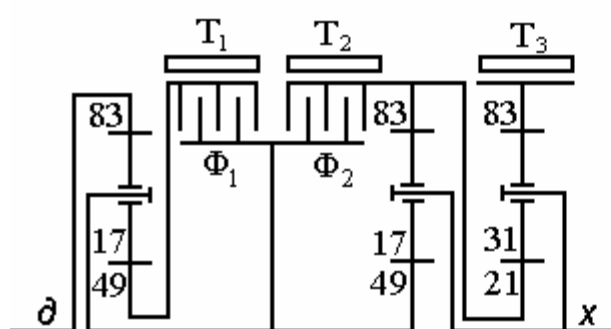


Рис.П.9.11. Стоун-193А

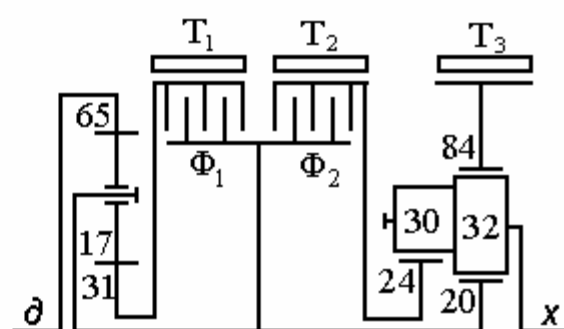


Рис.П.9.12. Стоун-193В

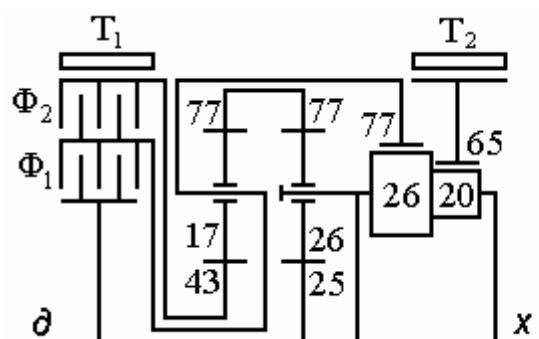


Рис.П.9.13. SEBUR-3.47

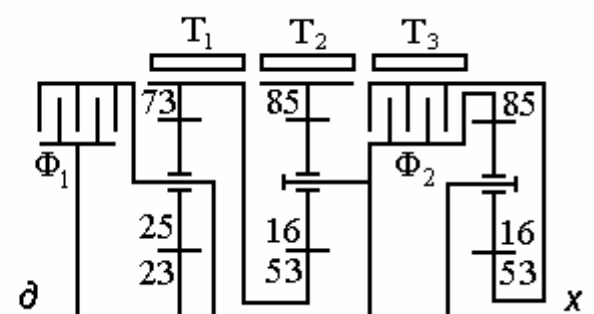


Рис.П.9.14. SEBUR-3.50

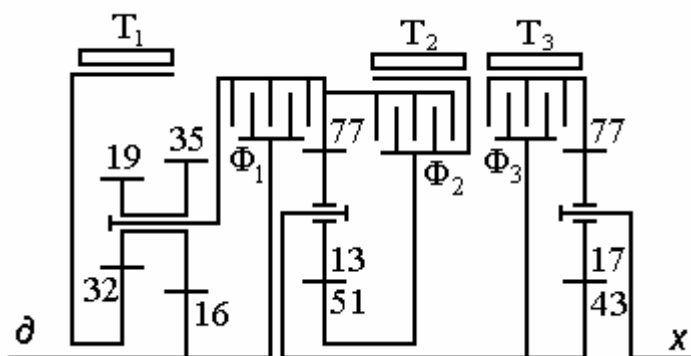


Рис.П.9.15. G2D “Велика Дупа”

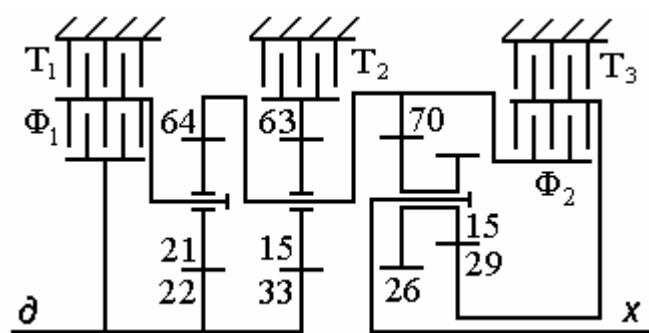


Рис.П.9.16. НКЛ 4/2

## П.10. Пятискоростные ПКП (+5;-1)

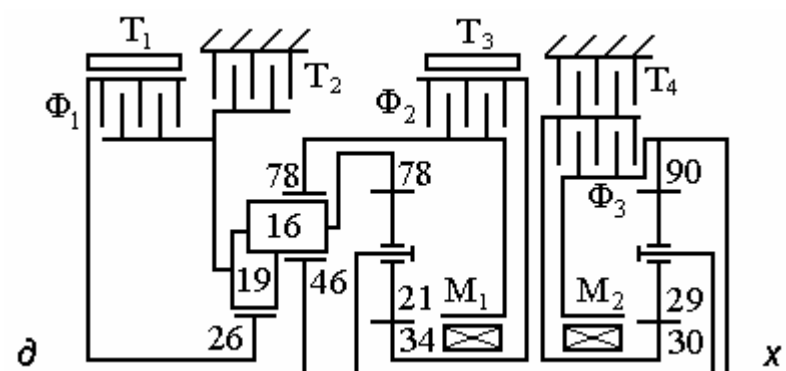


Рис.П.10.1. Мерседес W5A030/722.5

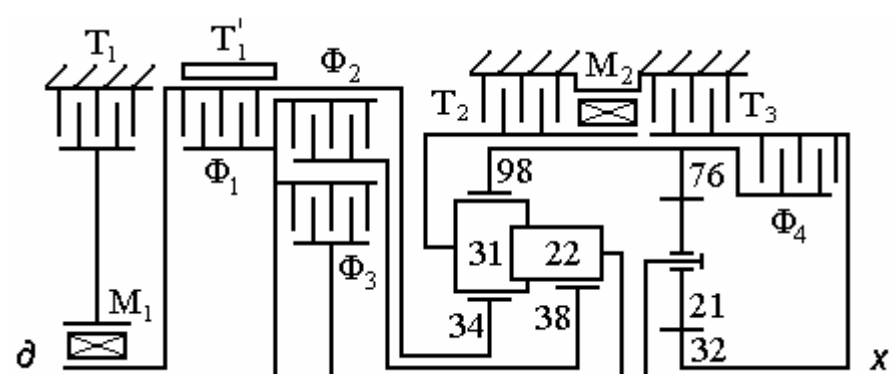


Рис.П.10.2. Цанрадфабрик ZF 5HP 18

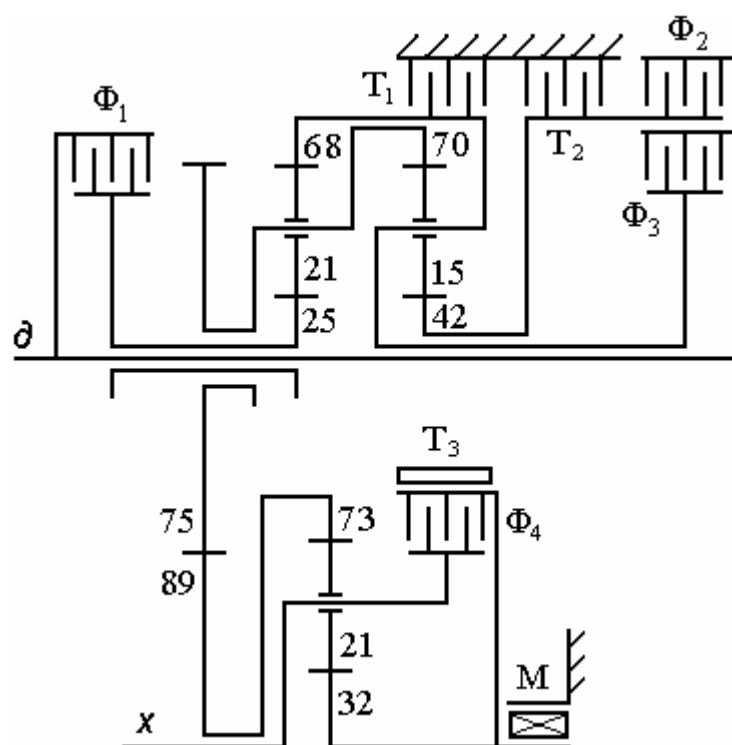


Рис.П.10.3. Мицубиси 5A511E

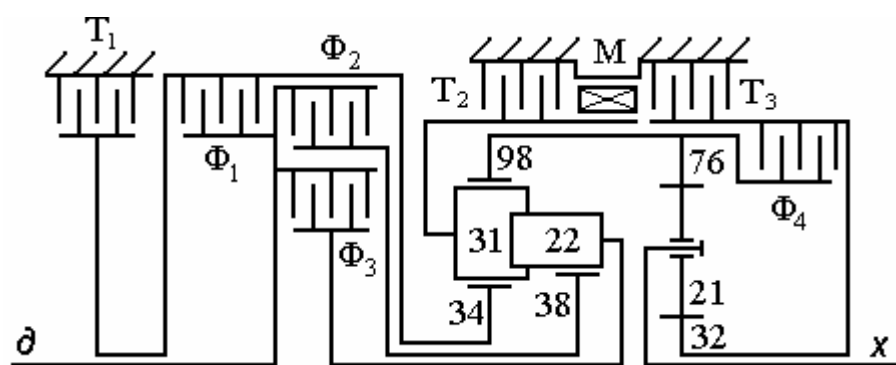


Рис.П.10.4. Цанрадфабрик ZF 5HP 19

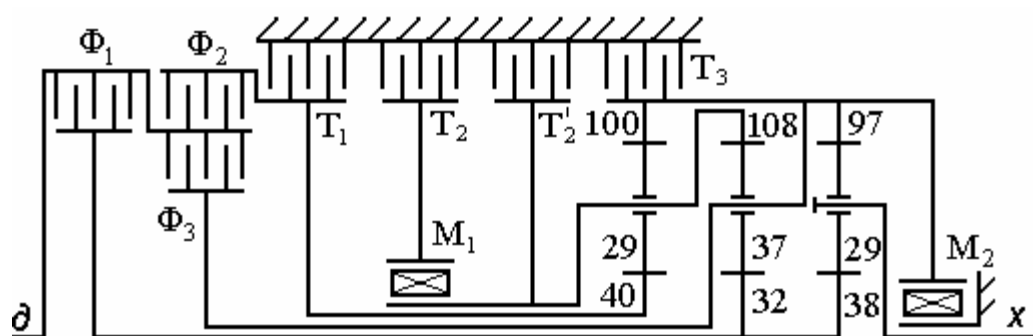


Рис.П.10.5. Цанрадфабрик ZF 5HP 30

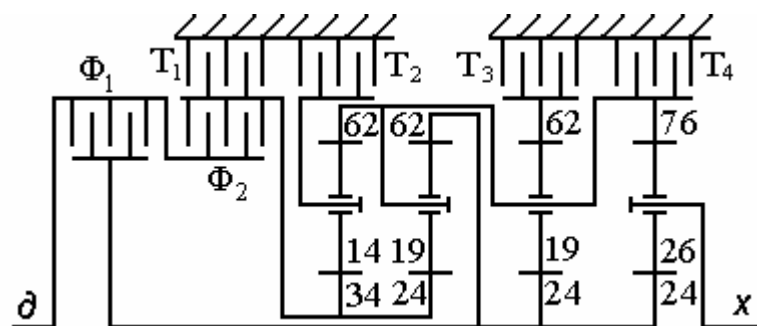


Рис.П.10.6. Аллисон MT-654CR

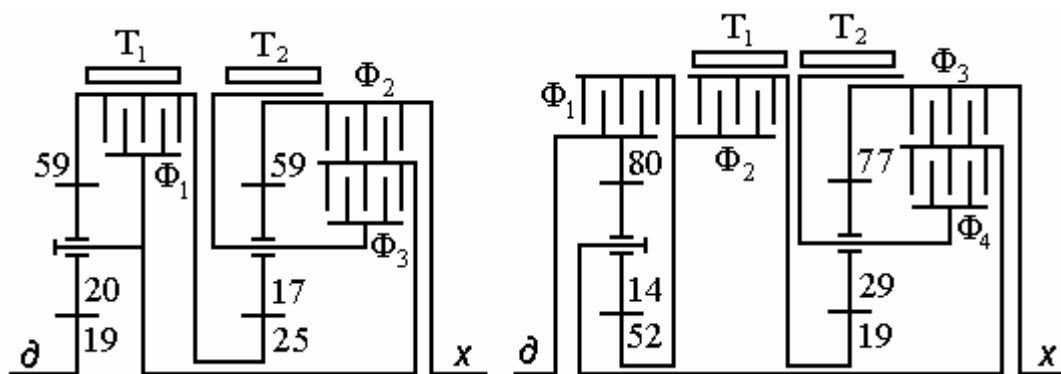


Рис.П.10.7. Форд 641-5

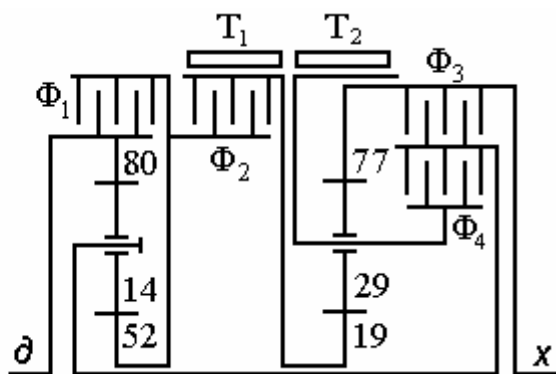


Рис.П.10.8. Форд-Бус



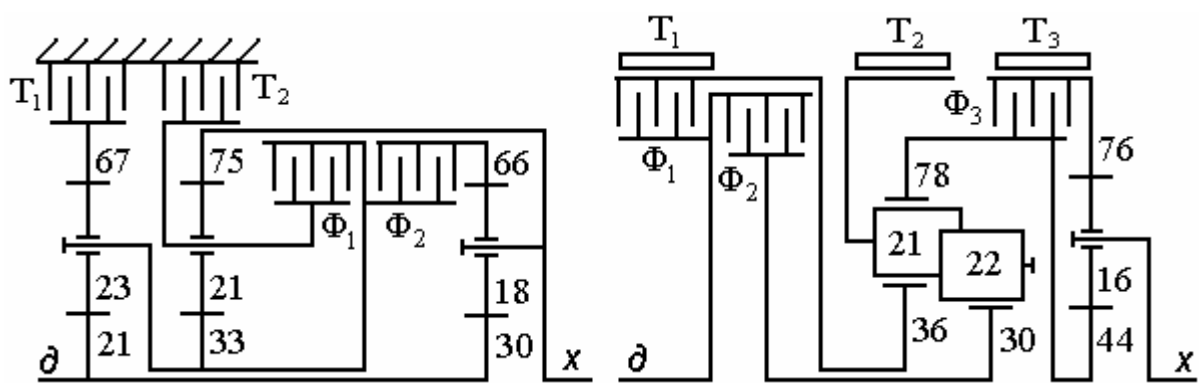


Рис. П.10.9.Форд-Трак

Рис.П.10.10. ЗИЛ

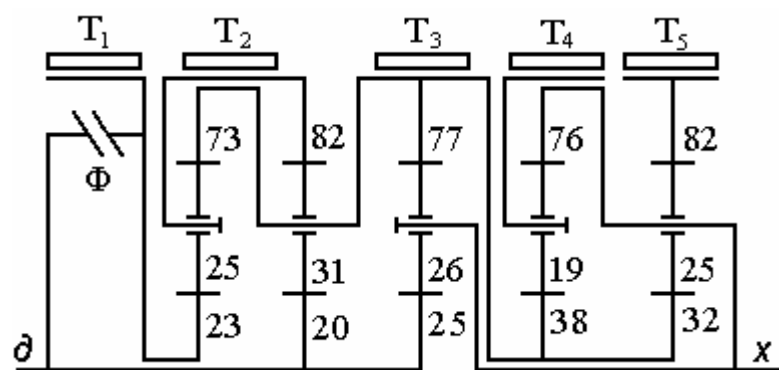


Рис.П.10.11. 38-ЛТ ЧМКД "Прага"

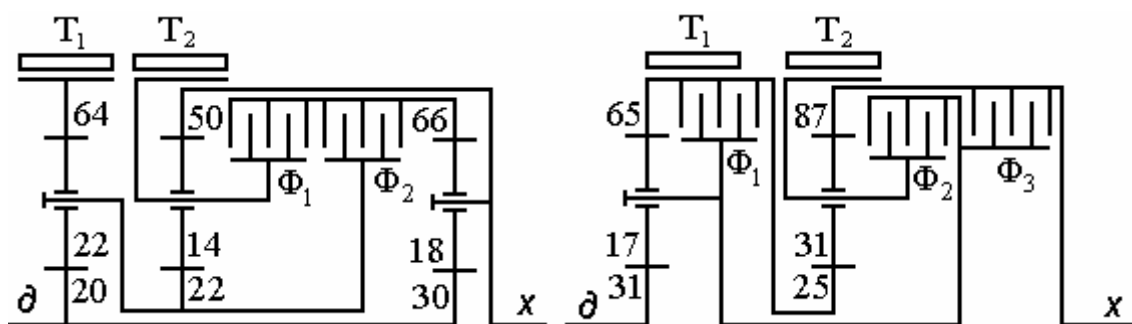


Рис.П.10.12. Стоун 212

Рис.П. 10,13. Стоун-Форд-213

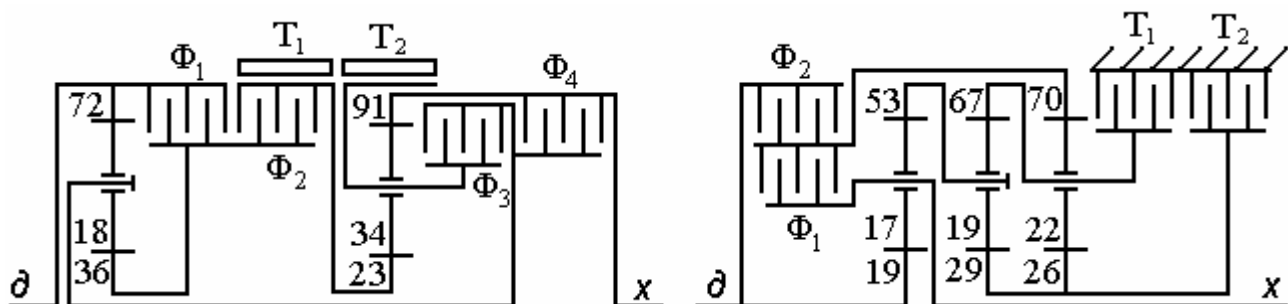


Рис.П. 10.14 Стоун-218.140

Рис.П.10.15. ПКП-72КК

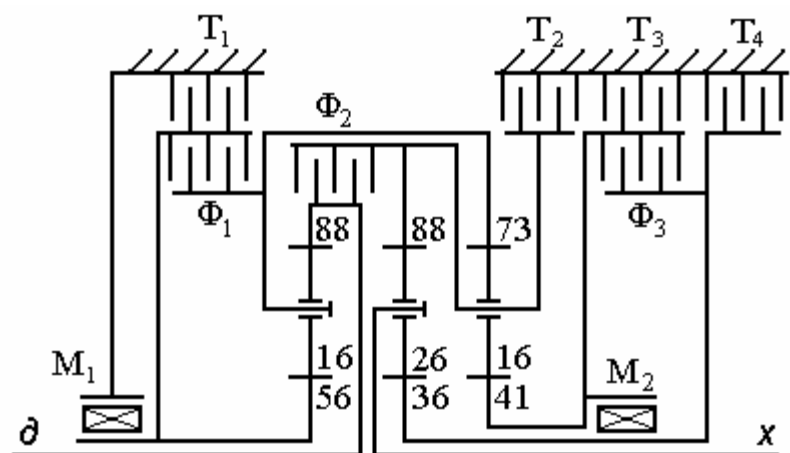


Рис.П.10.16. Мерседес 722.6 (+5;-2)

## П.11. Шестискоростные ПКП (+6;-1)

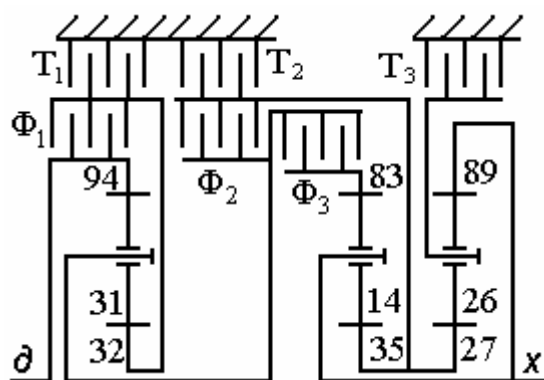


Рис.П.11.1. Мерседес-Бенц

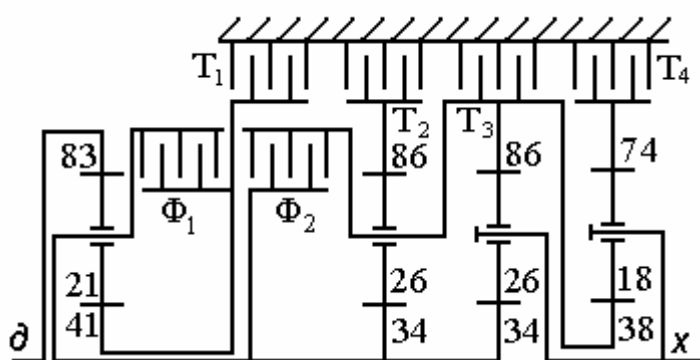


Рис.П.11.2. БТР М113 ХТ 200-2

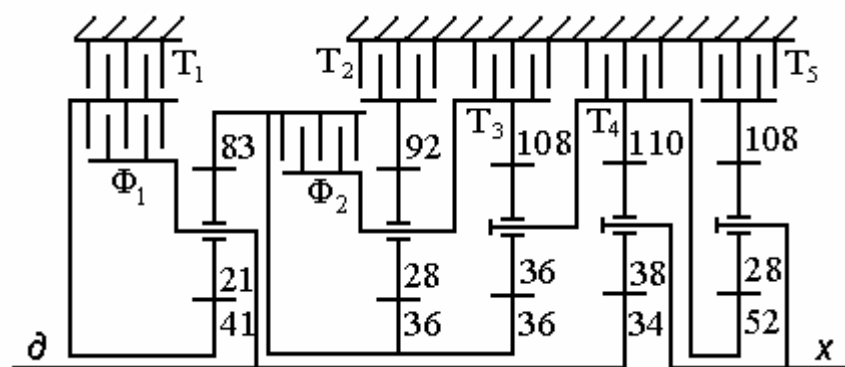


Рис.11.3. Аллисон-8000

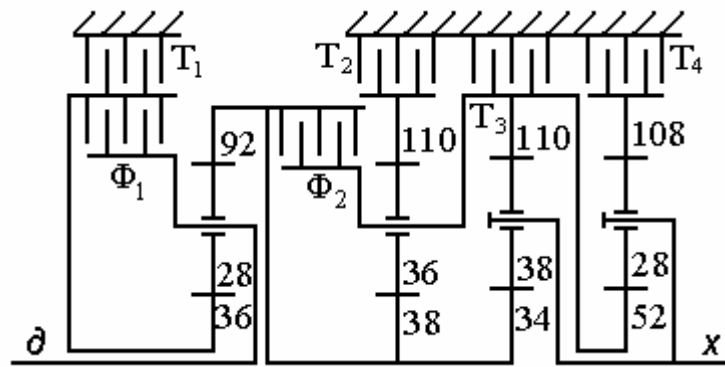


Рис.11.4. Аллисон-9680

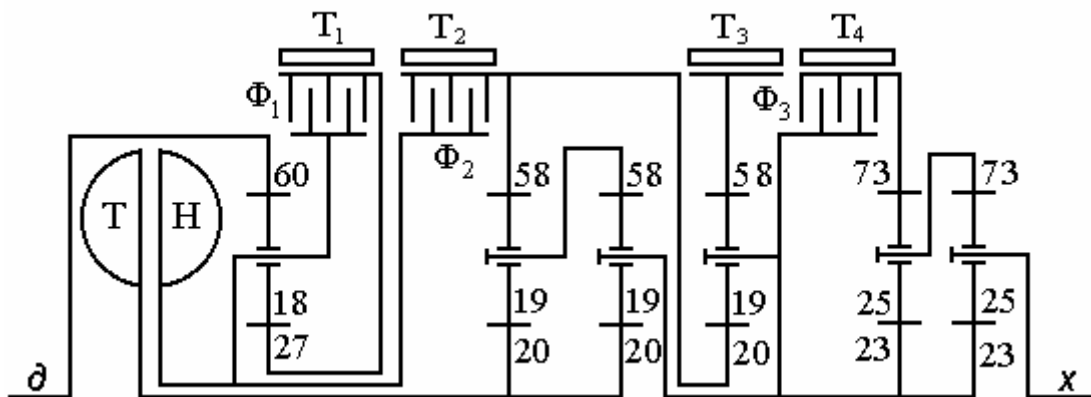


Рис.11.5. M5A1 "Стюарт"

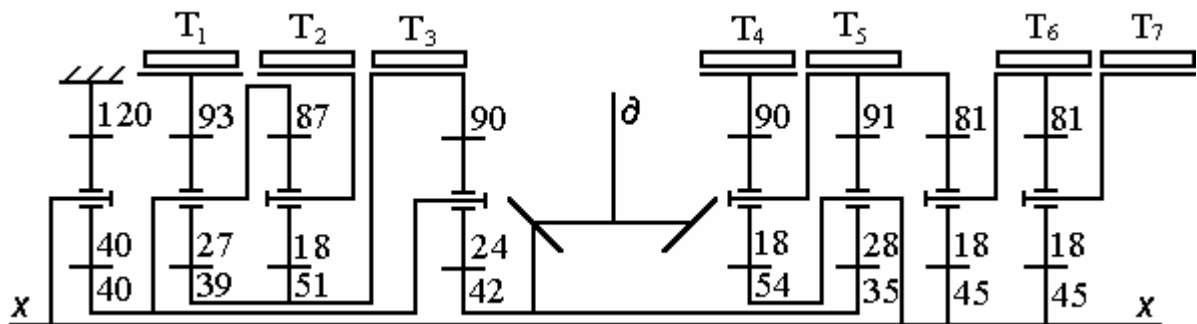


Рис.11.6. М-II "Матильда"

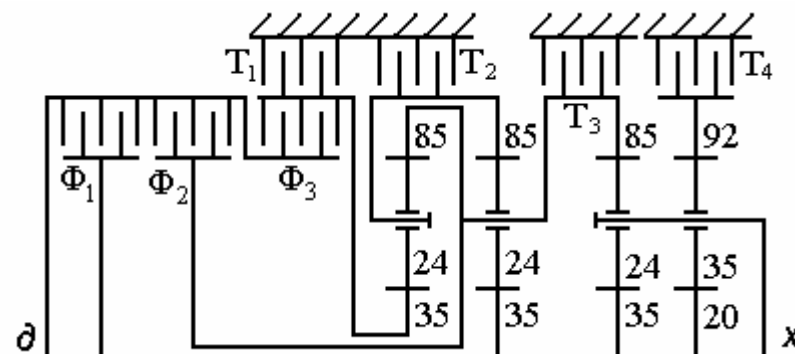


Рис.11.7. Цанрадфабрик ZF 6HP 500-6

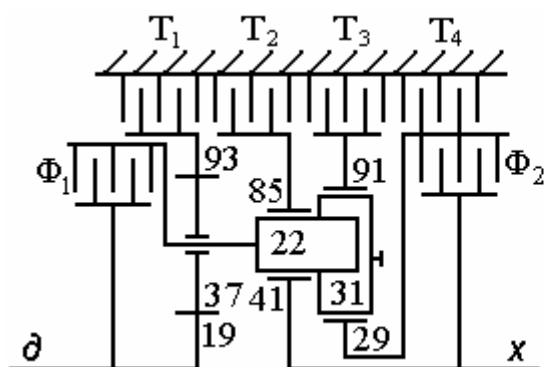


Рис.П.11.8. Грандиа

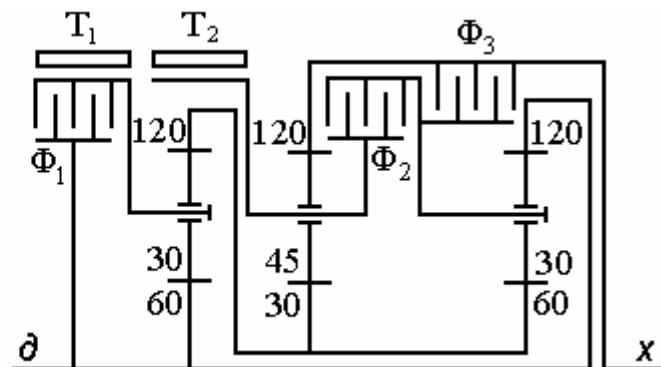


Рис.П.11.9. ДГ-ВП

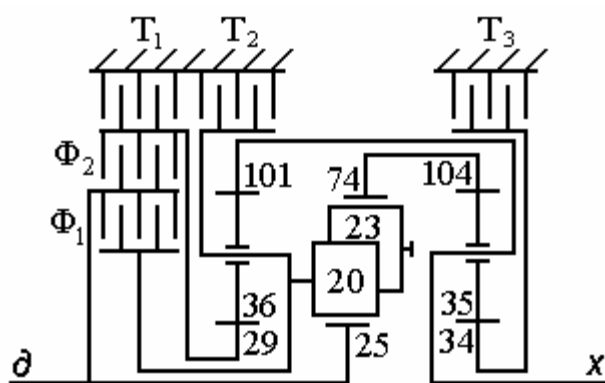


Рис.П.11.10. KATE RL608

## П.12. Шестискоростные ПКП (+6;-2)

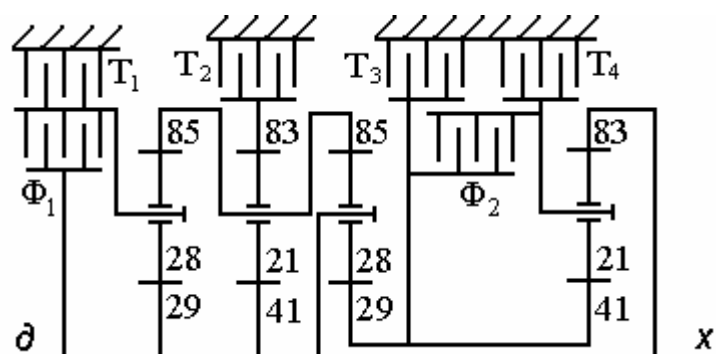


Рис.П.12.1. ПКП-6 1.104.327 SU

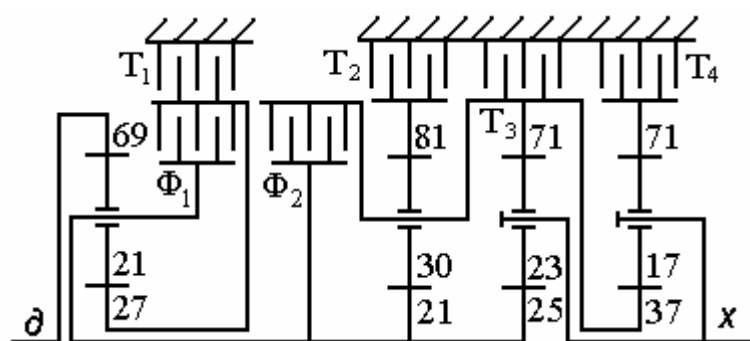


Рис.П.12.2. Аллисон Пауэрматик

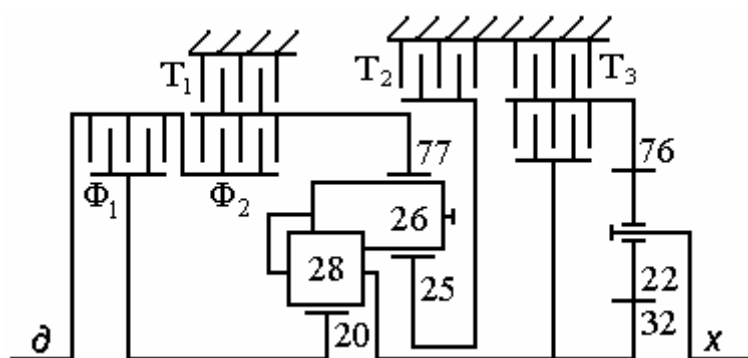


Рис.П.12.3. ENC-500 “Леклерк”

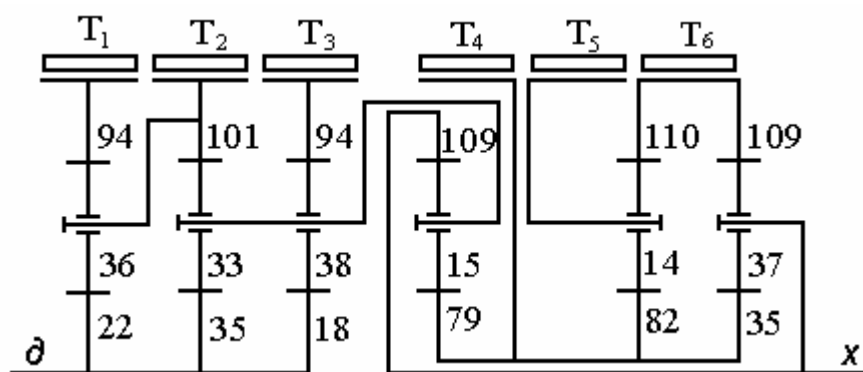


Рис.П.12.4. Меррит-Вильсон Mk5 “Чифтен”

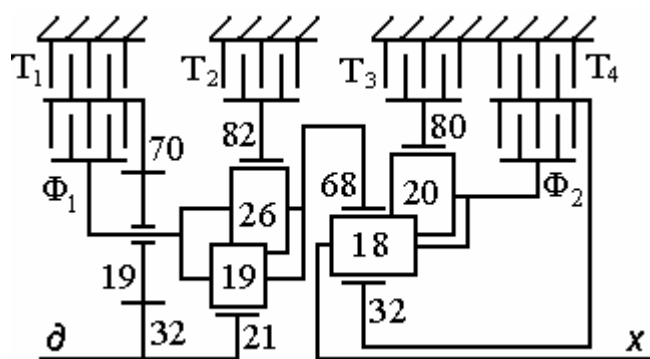


Рис.П.12.5. БКЭ-1170-7

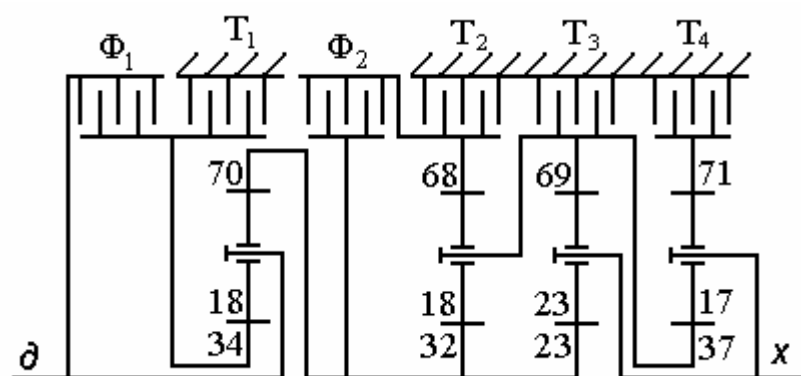


Рис.П.12.6. ТС-24 “Юклид”

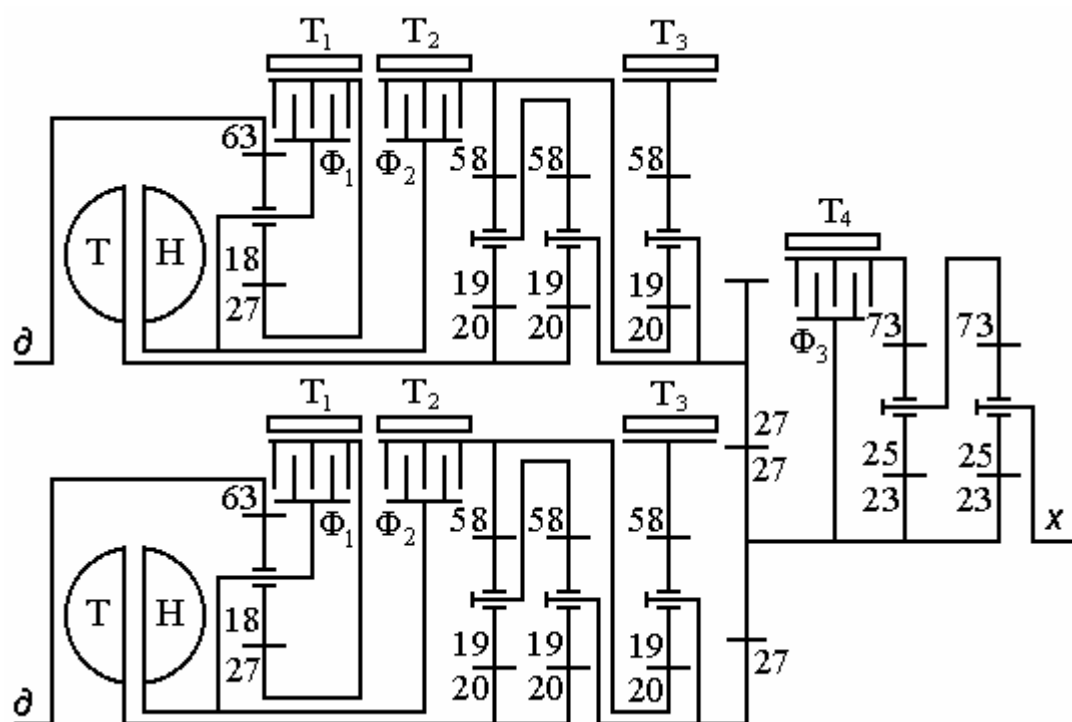


Рис.П.12.7. М4А2 “Шерман”

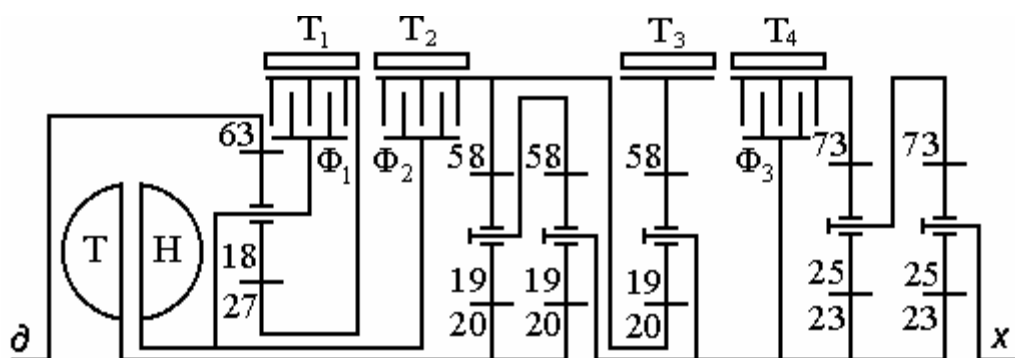


Рис.П.12.8. М4А4 “Шерман”

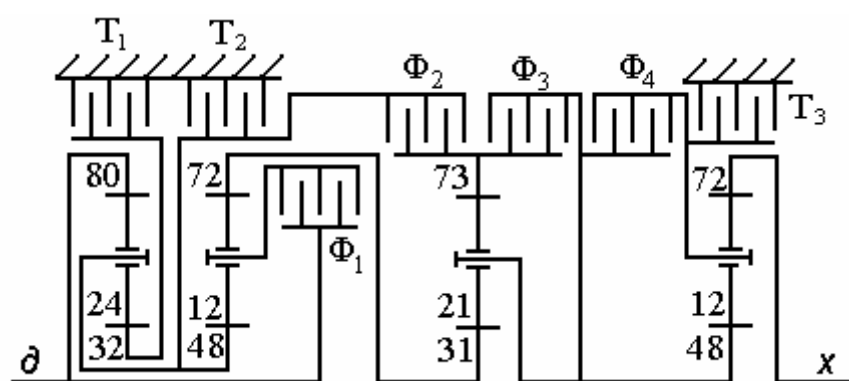


Рис.П.12.9. ПКП-4356.5

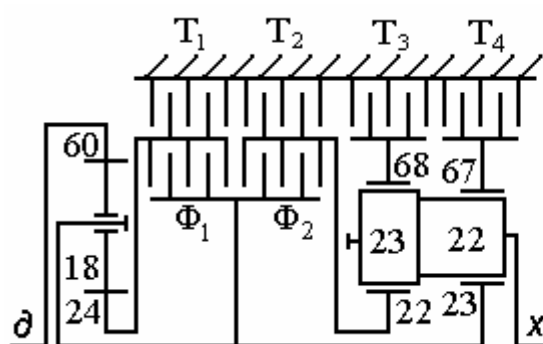


Рис.П.12.10. ФНВ-48

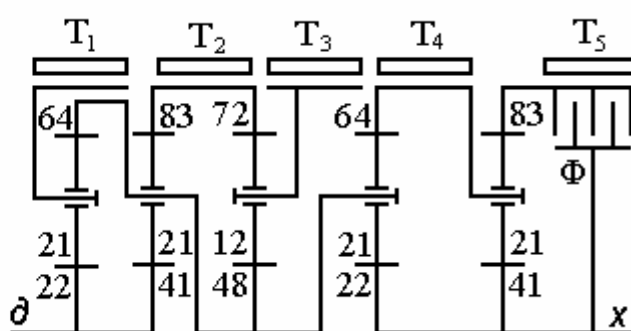


Рис.П.12.11. Стоун-199.126

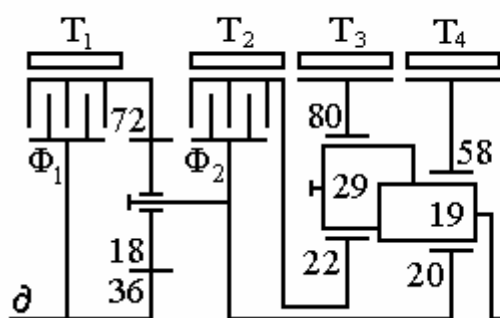


Рис.П.12.12. Стоун-215.137

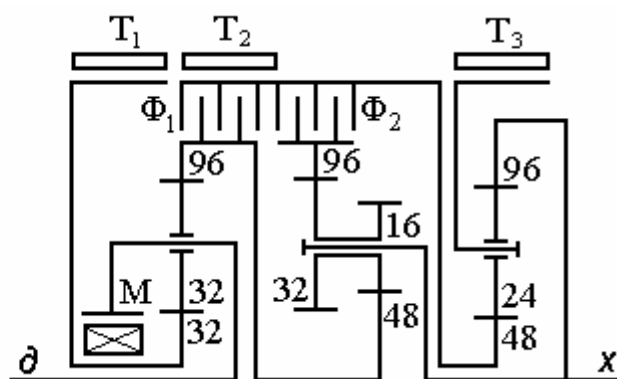


Рис.П.12.13. ПКП-НАТИ

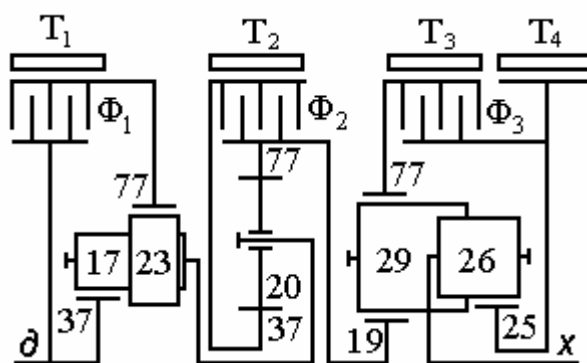


Рис.П.12.14. SEBUR-3.49

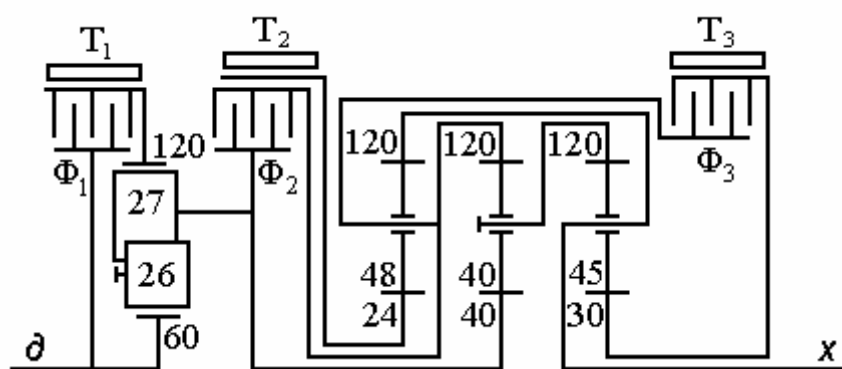


Рис.П.12.15. ПКП-80КК

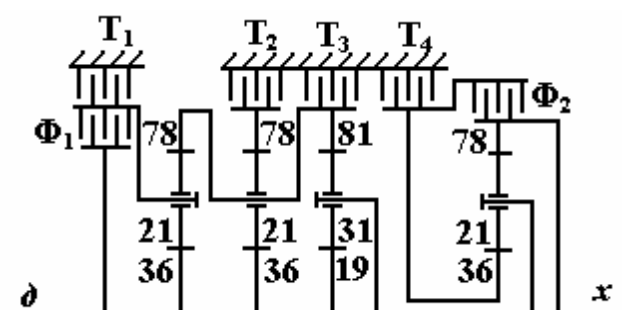


Рис.П.12.16. СКБМ-Курган

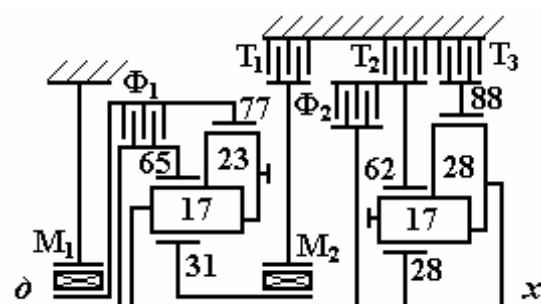


Рис.П.12.17. НВФ-НТ

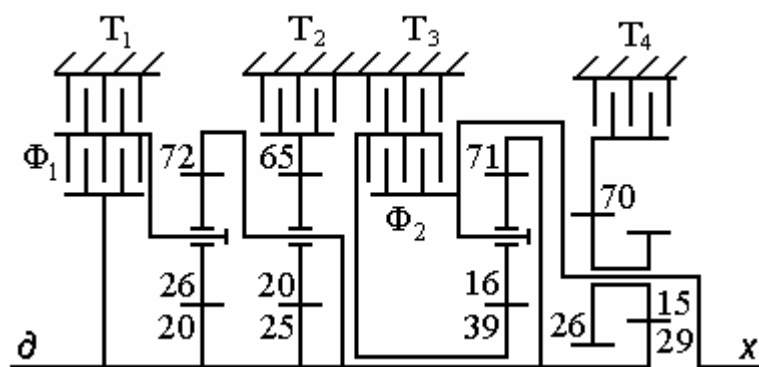


Рис.П.12.18. НКЛ 6/3 (+6;-3)



## П.13. Многоскоростные ПКП

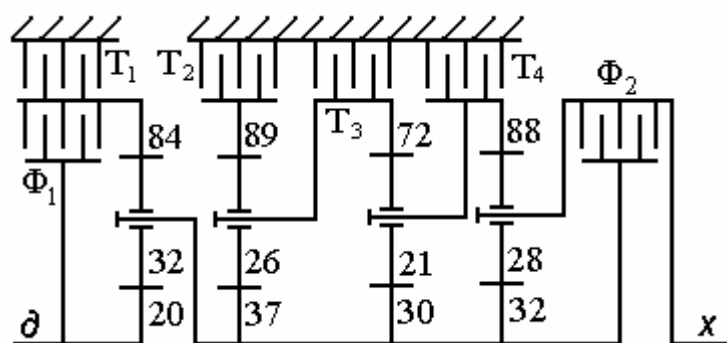


Рис.П.13.1. FV/101 “Скорпион” (+7)

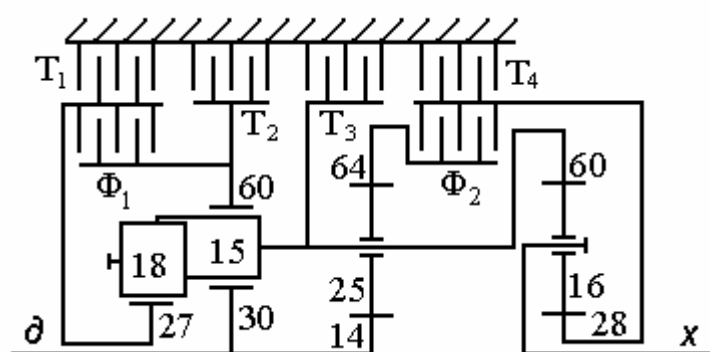


Рис.П.13.2. Т-72/Т-90 (+7;-1)

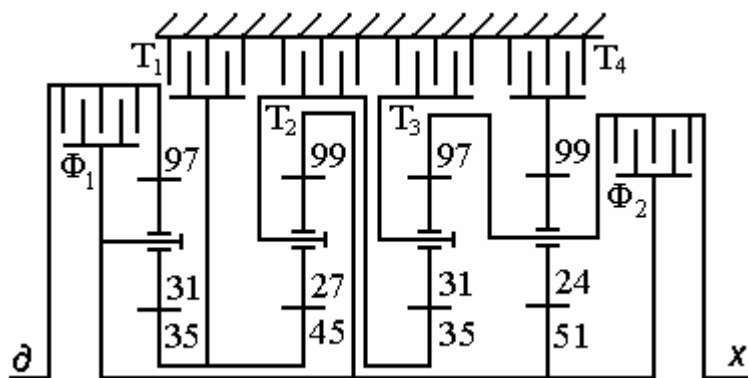


Рис.П.13.3. ПКП-7 1.128.026 SU (+7;-1)

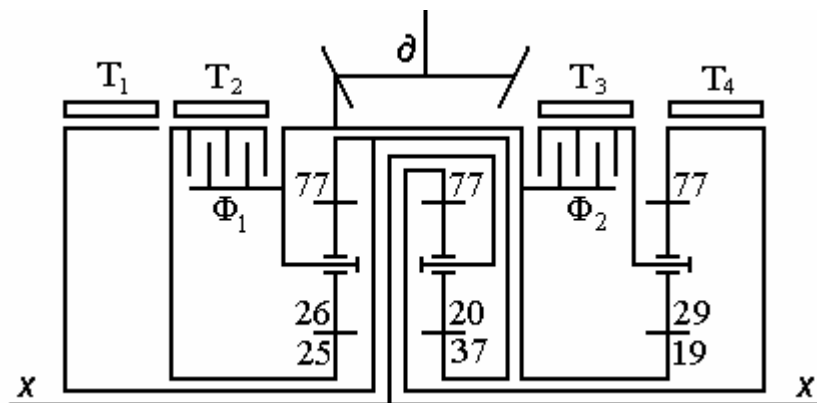


Рис.П.13.4. ПКП-95.127КК (+7;-1)

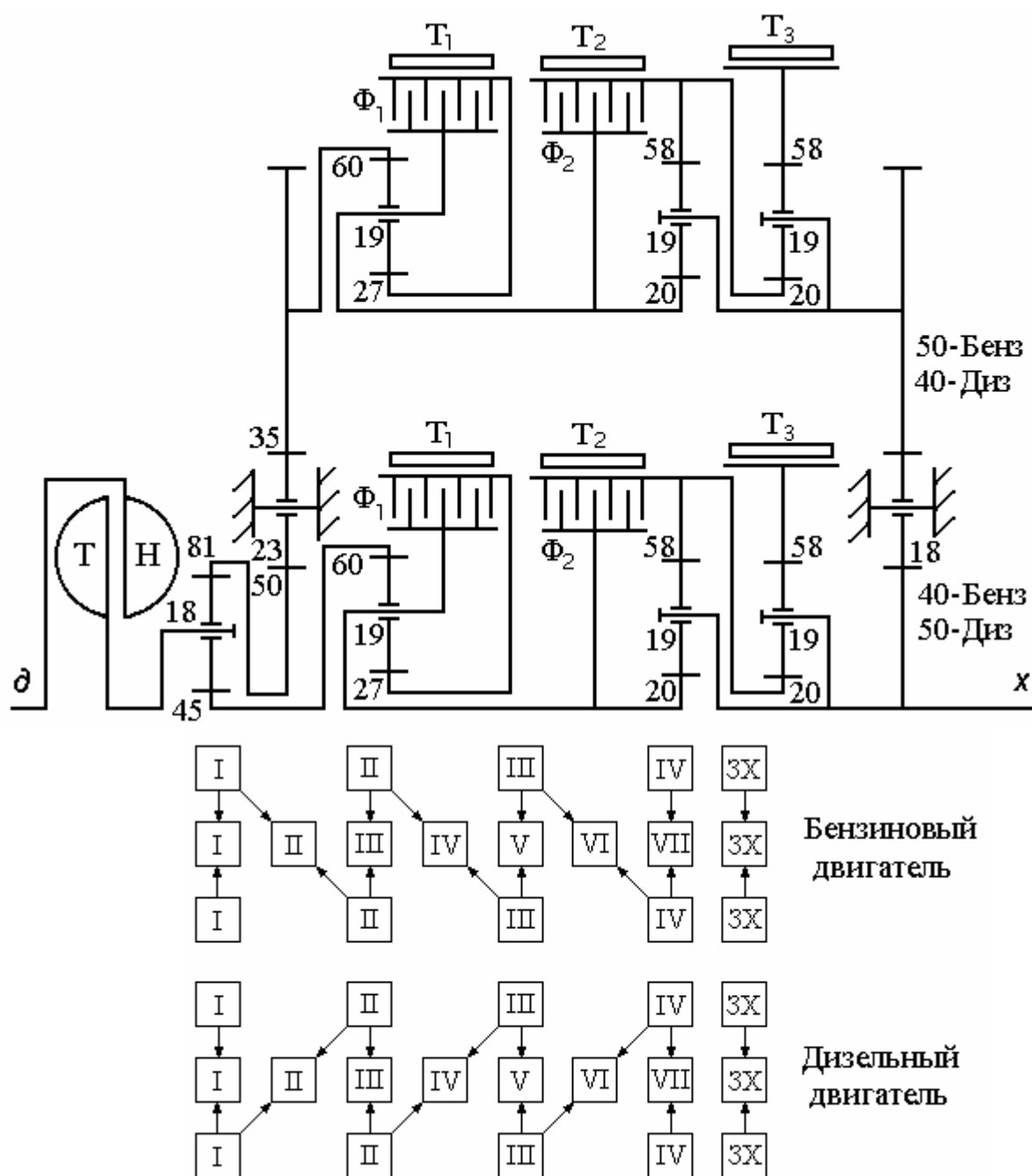


Рис.П.13.5. Гидраматик Дьюэл (+7;-1)

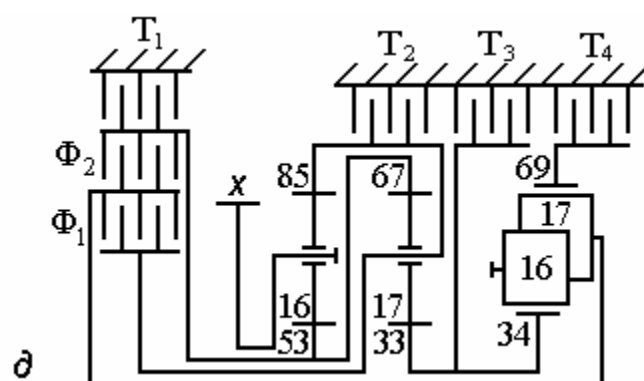


Рис.П.13.6. KATE FT703 (+7;-1)

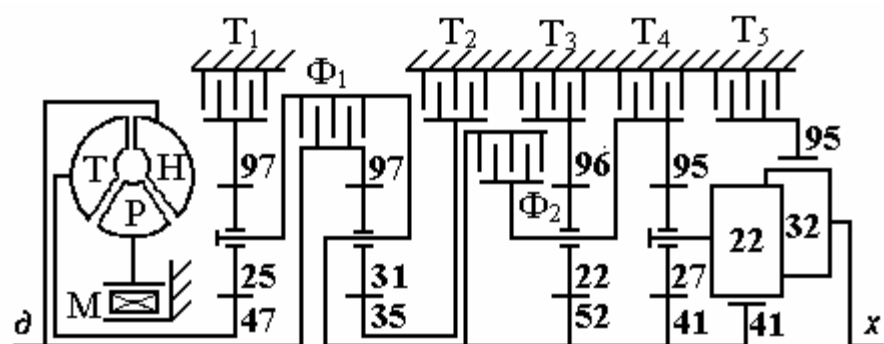


Рис.П.13.7. Катерпиллар Т-621 (+8;-1)

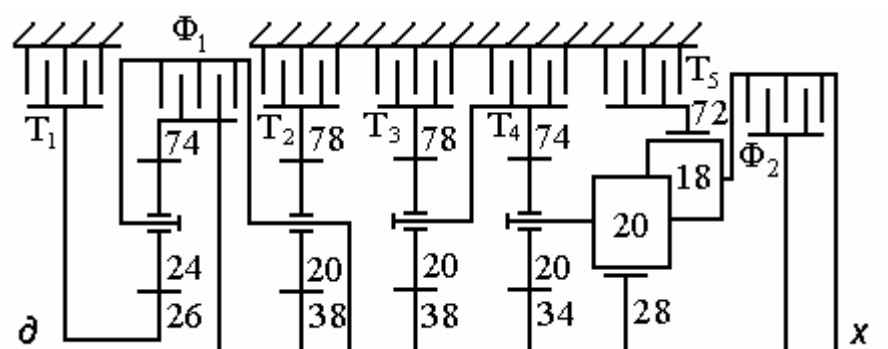


Рис.П.13.8. Комацу Хэвитрак (+8;-1)

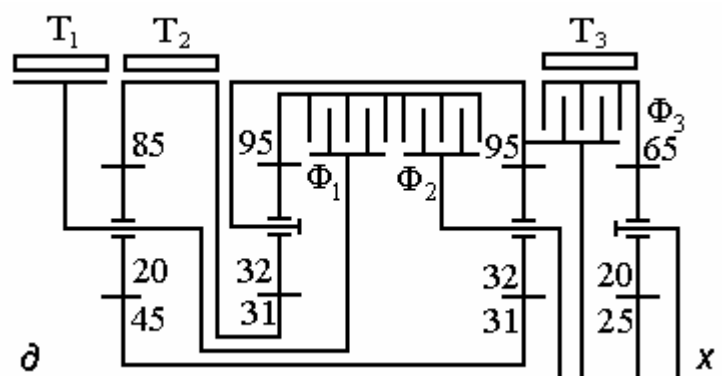


Рис.П.13.9. ПКП-78КК (+8;-2)

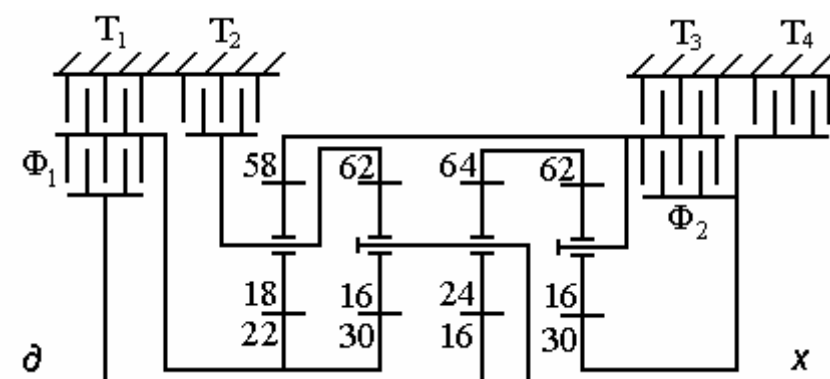


Рис.П.13.10. ФГУП УКБТМ-1 (+8;-2)

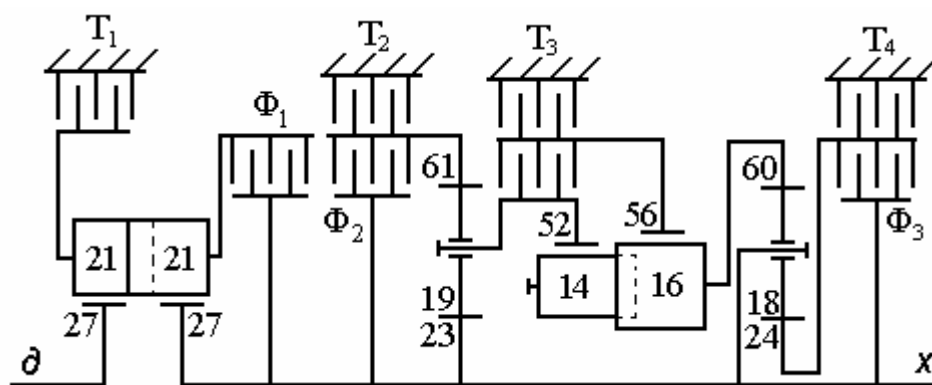


Рис.П.13.11. ФГУП УКБТМ-2 (+8;-4)

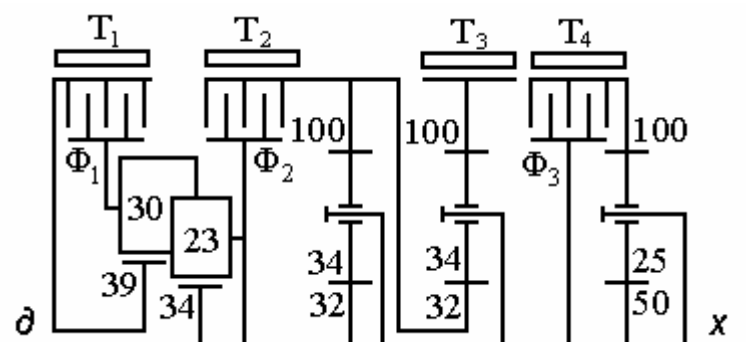


Рис.П.13.12. Стоун-215.137-1 (+8;-4)

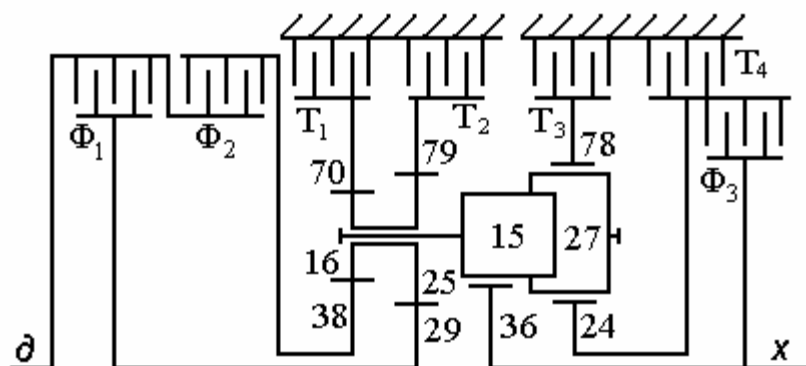


Рис.П.13.13. Джон Дир "Пауэршифт" (+8;-4)

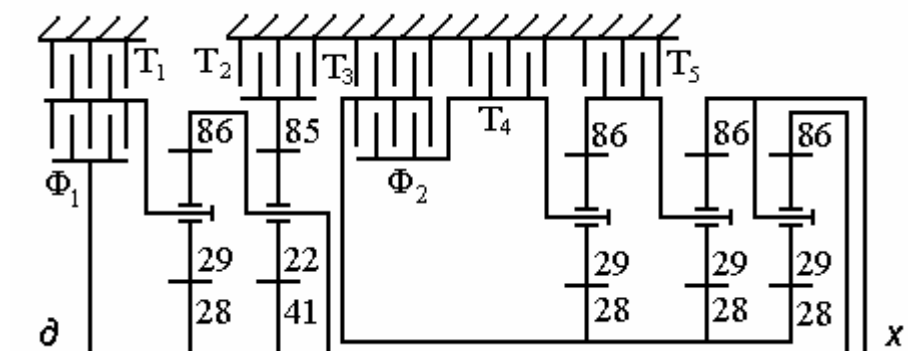
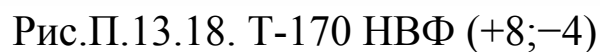


Рис.П.13.14. ПКП-8 1.105.711 SU (+8;-4)



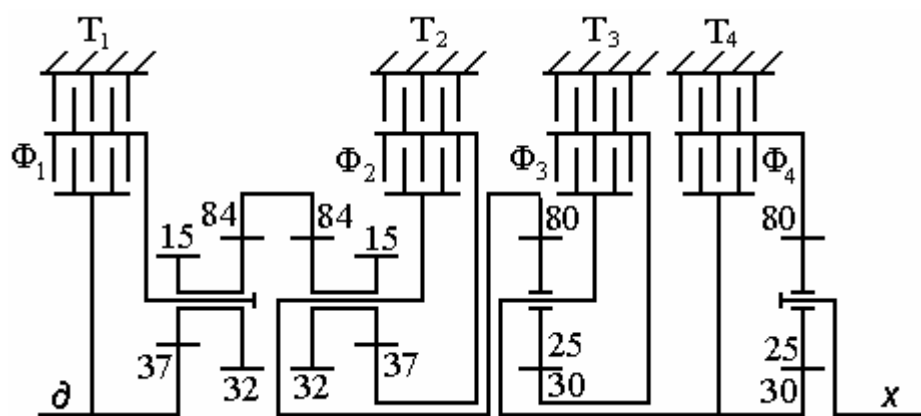


Рис.П.13.19. ФГУП УКБТМ-П (+8;-4)

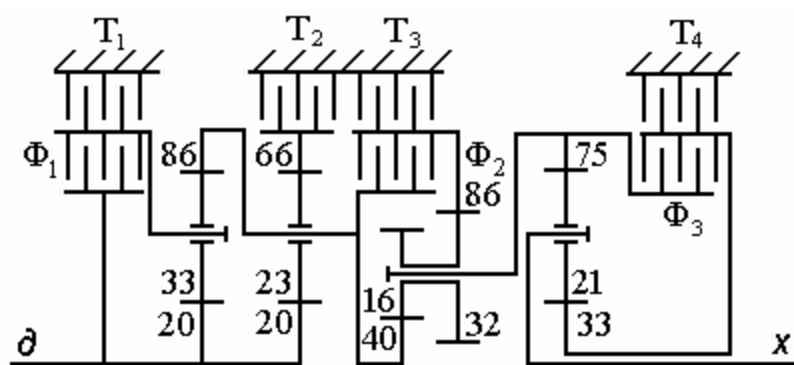


Рис.П.13.20. НКЛ 8/4 (+8;-4)

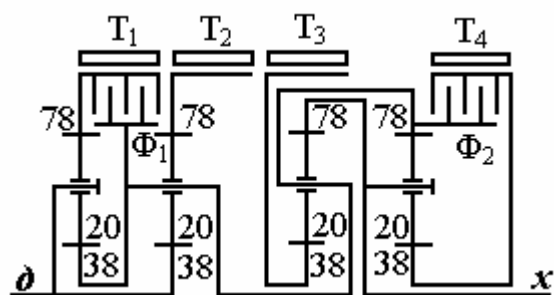


Рис.П.13.21. ФНВ-КГМ (+9)

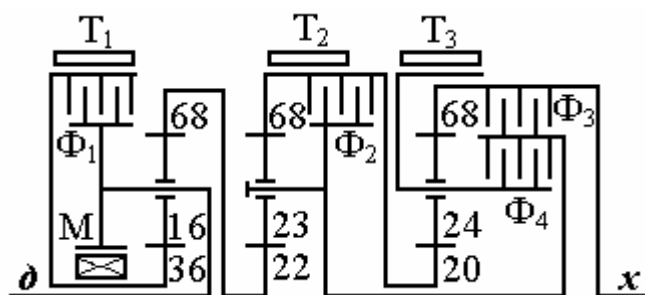


Рис.П.13.22. Форд Т-631 "Селект-О-Спид" (+10;-2)

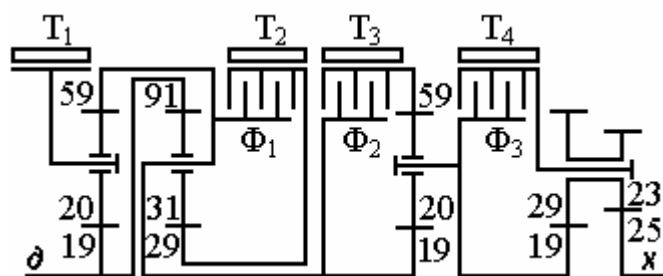


Рис.П.13.23. Стоун-215.137 (+12)

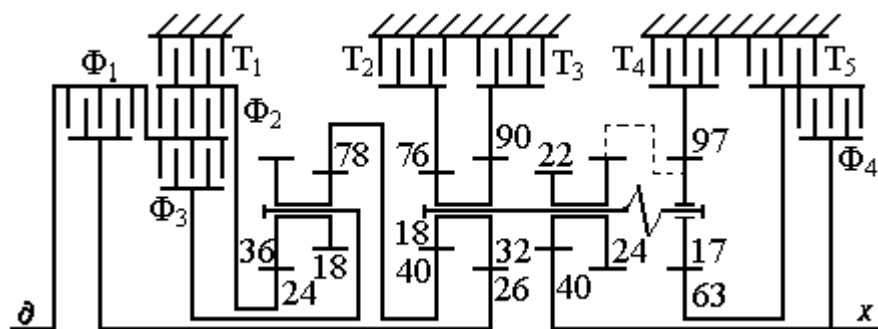


Рис.П.13.24. Джон Дир "Пауэршифт" (+15;-4)

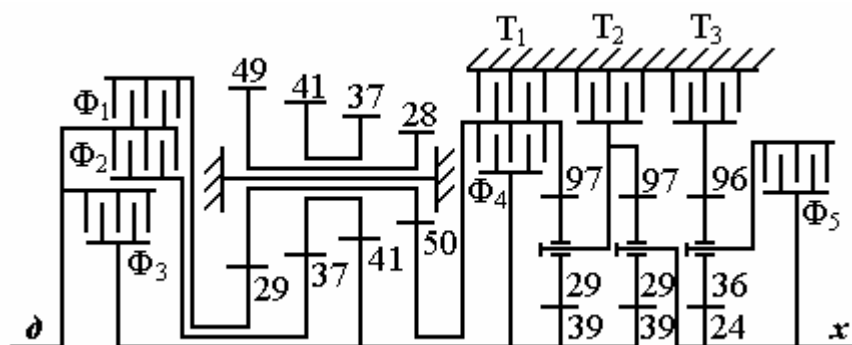


Рис.П.13.25. ПКП-18 1.204.413 SU (+18;-2)

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Автоматические и механические коробки передач американских автомобилей / под ред. С.В. Латышева. – М.: Изд. "Мартини-Бук", 1997. – 152 с.
2. Автоматические коробки передач иностранных автомобилей / под ред. С.В. Афонина. – М.: Изд. "ПОНЧИК", 1995. – 104 с.
3. Автомобили "Ниссан". Устройство, ремонт, техническое обслуживание / пер. с англ. – Новосибирск: Изд. "Экар", 1996. – 343 с.
4. Автомобили "NISSAN SUNNY" с двигателями объёмом 1392, 1597, 1809 см<sup>3</sup>. Руководство по ремонту / под ред. В.А. Кулькова. – М.: Изд. "ТЕХБУК", 1995. – 218 с.
5. Аксененко, В.Д. Планетарные и гидравлические передачи / В.Д. Аксененко, А.В. Петров. – М.: Изд. МО СССР, 1961. – 243 с.
6. Цитович, И.С. Анализ и синтез планетарных коробок передач автомобилей и тракторов / И.С. Цитович, В.Б. Альгин, В.В. Грицкевич. – Минск: Наука и техника, 1987. – 224 с.
7. Антонов, А.С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин. Теория и расчет / А.С. Антонов. – Л.: Машиностроение, 1967. – 440 с.
8. Армейские гусеничные машины. Ч.2. Конструкция и расчет / под ред. А.С. Антонова. – М.: Изд. МО СССР, 1974. – 432 с.
9. Балдин, В.А. Теория и конструкция танков: учебник / В.А. Балдин. – М.: Изд. МО СССР, 1975. – 438 с.
10. Барский, И.Б. Конструирование и расчет тракторов: учебник / И.Б. Барский. – М.: Машиностроение, 1968. – 376 с.
11. Болдырев, Р.Н. Проектирование коробок передач гусеничных машин: учебное пособие / Р.Н. Болдырев, А.Д. Рулевский. – Челябинск: Изд. ЧПИ, 1981. – 56 с.
12. Болдырев, Р.Н. К вопросу определения основных кинематических параметров планетарных механизмов в коробках передач с тремя степенями свободы / Р.Н. Болдырев, Н.В. Филичкин, В.В. Хвалев // Исследование силовых установок и шасси транспортных и тяговых машин. – Челябинск: Изд. ЧПИ, 1985. – С. 105–108.
13. Буров, С.С. Конструкция и расчет танков: учебник / С.С. Буров. – М.: Изд. Академии БТВ им. Р.Я. Малиновского, 1973. – 602 с.
14. Васильченков, В.Ф. Военные гусеничные машины. Конструкция и расчет. Часть первая. Трансмиссии и приводы управления / В.Ф. Васильченков. – Рыбинск: Изд. ОАО "РДП"; Рязань: Изд. ВАИ, 1998. – 560 с.
15. Военные гусеничные машины / Под ред. В.С. Старовойтова: Учебник. – М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1990. – Т.1 – Кн.2 – 334 с.
16. Волков, Д.П. Планетарные, волновые и комбинированные передачи строительных и дорожных машин / Д.П. Волков, А.Ф. Крайнев. – М.: Машиностроение, 1968. – 271 с.
17. Волков, Д.П. Трансмиссии строительных и дорожных машин: справочник / Д.П. Волков, А.Ф. Крайнев. – М.: Машиностроение, 1974. – 421 с.



18. Вольво-850. Руководство по ремонту и техническому обслуживанию. Пер. с англ. / под ред. И.Ю. Майорова. – СПб.: Изд. “Охта”, 1996. – 84 с.
- 19. Вулгаков, Э.Б. Соосные зубчатые передачи: справочник / Э.Б. Вулгаков. – М.: Машиностроение, 1987. – 256 с.**
20. Гольд, Б.В. Теория, конструирование и расчет автомобиля / Б.В. Гольд, Б.С. Фалькевич. – М.: Машгиз, 1957. – 535 с.
21. Есин, Г.Д. Планетарные передачи: учебное пособие / Г.Д. Есин. – Челябинск: Изд. ЧПИ, 1962. – 72 с.
22. Злотник, М.И. Трансмиссии современных промышленных тракторов: справочное пособие / М.И. Злотник, И.С. Кавьяров. – М.: Машиностроение, 1971. – 248 с.
- 23. Кирдяшев, Ю.Н. Многопоточные передачи дифференциального типа / Ю.Н. Кирдяшев. – Л.: Машиностроение, 1981. – 222 с.**
24. Конструкция и расчет танков и БМП: учебник / под ред. В.А. Чобитка. – М.: Изд. МО СССР, 1984. – 375 с.
25. Крайнев, А.Ф. Словарь-справочник по механизмам / А.Ф. Крайнев. – М.: Машиностроение, 1987. – 560 с.
- 26. Кристи, М.К. Новые механизмы трансмиссий / М.К. Кристи, В.И. Красеньков. – М.: Машиностроение, 1967. – 216 с.**
27. Крюков, А.Д. Планетарные передачи в транспортных машинах / А.Д. Крюков. – М.: Машгиз, 1950. – 218 с.
28. Крюков, А.Д. Расчет и конструирование гусеничных машин: справочное пособие / А.Д. Крюков. – Л.: Изд. ЛПИ, 1956. – Вып.1. – 304 с.
29. Крюков, А.Д., Выбор трансмиссий гусеничных и колесных машин / А.Д. Крюков, А.П. Харченко. – М.; Л.: Машгиз, 1963. – 318 с.
- 30. Кудрявцев, В.Н. Планетарные передачи / В.Н. Кудрявцев. – М.; Л.: Машиностроение, 1966. – 307 с.**
31. Лapidус, В.И. Гидравлические трансмиссии автомобилей / В.И. Лapidус, В.А. Петров. – М.: Машгиз, 1957. – 379 с.
32. Мазалов, Н.Д. Гидромеханические коробки передач / Н.Д. Мазалов, С.М. Трусков. – М.: Машиностроение, 1971. – 290 с.
33. Нагайцев, М.В. Автоматические коробки передач современных легковых автомобилей: учебное пособие / М.В. Нагайцев. – М.: Изд. “Легион-Автодата”, 2000. – 125 с.
34. Пат. 2207459 Российская Федерация, МПК<sup>7</sup> F 16 Н 3/44. Планетарная коробка перемены передач транспортного средства / Н.В. Филичкин, В.Н. Тимонин, Г.Г. Мучник. – № 2001124112; заявл. 29.08.2001; опубл. 27.06.2003, Бюл. № 18 – 3 с.
- 35. Петров, А.В. Планетарные и гидромеханические передачи колесных и гусеничных машин / А.В. Петров. – М.: Машиностроение, 1966. – 381 с.**
- 36. Планетарные передачи: справочник / под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. – Л.: Машиностроение, 1977. – 535 с.**
37. Планетоходы / под ред. А.Л. Кемурджиана. – М.: Машиностроение, 1982. – 319 с.

38. Платонов, В.Ф. Многоцелевые гусеничные шасси / В.Ф. Платонов, В.А. Коробков, В.С. Кожевников, С.В. Платонов. – М.: Машиностроение, 1998. – 342 с.
39. Проектирование трансмиссий автомобилей: справочник / под ред. А.И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984. – 266 с.
40. Гинзбург, Ю.В. Промышленные тракторы / Ю.В. Гинзбург, А.И. Швед, А.П. Парфенов. – М.: Машиностроение, 1986. – 293 с.
41. Расчет и конструирование гусеничных машин: учебник / под ред. Н.А. Носова. – Л.: Машиностроение, 1972. – 560 с.
42. Ремонт автоматических коробок передач легковых автомобилей / под ред. С.В. Афонаина. – М.: Изд. “ПОНЧиК”, 1997. – 120 с.
43. Рено “Эспас”. Руководство по ремонту и техническому обслуживанию. Пер. с англ. / под ред. К.Р. Рекрутова. – Уфа: Изд. ”Техинформ”, 1995. – 98 с.
44. Руденко, Н.Ф. Планетарные передачи / Н.Ф. Руденко. – М.; Л.: Машгиз, 1947. – 756 с.
45. Скундин, Г.И. Механические трансмиссии колесных и гусеничных тракторов / Г.И. Скундин. – М.: Машиностроение, 1969. – 343 с.
46. Тарнопольский, В.М. Гидродинамические и гидромеханические передачи зарубежных строительных и дорожных машин / В.М. Тарнопольский. – М.: Изд. НИИСтройкоммунмаш, 1965. – 129 с.
47. Тверсков, Б.М. Трансмиссии автомобилей: справочный материал для курсового и дипломного проектирования / Б.М. Тверсков. – Курган: Изд. КГУ, 2002. – 282 с.
48. Трансмиссии гусеничных и колесных машин / В.М. Труханов, В.Ф. Зубков, Ю.И. Крыхтин, В.Ф. Желтобрюхов. – М.: Машиностроение, 2001. – 735 с.
49. Трансмиссии тракторов / К.Я. Львовский, Ф.А. Черпак, И.Н. Серебряков, Н.А. Щельцин. – М.: Машиностроение, 1976. – 280 с.
50. Устройство и диагностика неисправностей автоматических коробок передач легковых автомобилей / под ред. С.В. Афонаина. – М.: Изд. “ПОНЧиК”, 1997. – 136 с.
51. Филичкин, Н.В., Силовые передачи военных гусеничных машин: учебное пособие / Н.В. Филичкин, С.В. Кондаков. – Челябинск: Изд. ЮУРГУ, 2000. – 135 с.
52. Филичкин, Н.В. Планетарные коробки передач с переключением передач без разрывов потока мощности / Н.В. Филичкин // Конструирование и эксплуатация наземных транспортных машин. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2002. – С. 27 – 31.
53. Филичкин, Н.В. Планетарная коробка передач, работающая без разрывов потока мощности / Н.В. Филичкин // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия “Машиностроение”. – Вып. 3. – № 1(17). – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2003. – С. 83 – 93.
54. Филичкин, Н.В. Коробки передач самоходных машин с переключением под нагрузкой без разрыва потока мощности / Н.В. Филичкин // Механика и процессы управления моторно-трансмиссионных систем транспортных машин: Краткие научные сообщения Всероссийской научно-технической конференции (г. Курган, 22–23 мая 2003г.). – Курган: Изд. Курганского государственного университета, 2003. – С. 41 – 43.

55. Филичкин, Н.В. Синтез планетарных коробок передач с двумя степенями свободы: учебное пособие / Н.В. Филичкин. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2003. – 60 с.
56. Филичкин, Н.В. Коробки передач самоходных машин, работающие без разрывов потока мощности при переключении передач / Н.В. Филичкин, В.А. Пермяков // Многоцелевые гусеничные и колёсные машины: актуальные проблемы теории и практики, научная работа и образование. Сборник трудов Международной научно-технической конференции, посвящённой 100-летию со дня рождения Н.Л. Духова – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2005. – С. 125 – 140.
57. Филичкин, Н.В. Анализ планетарных коробок передач транспортных и тяговых машин: учебное пособие / Н.В. Филичкин. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2005. – 175 с.
58. Форд-“Таурус” и “Меркюри-Сейбл”. Устройство, техническое обслуживание и ремонт / пер с англ. – М.: Изд. “Легион”, 1995. – 249 с.
59. Харитонов, С.А. Автоматические коробки передач МЕРСЕДЕС 722.3, 722.4, 722.5. Принцип работы, устройство, диагностика и ремонт / С.А. Харитонов, М.А. Егерев, М.В. Нагайцев. – М.: Изд. “Легион-Автодата”, 2000. – 160 с.
60. Хельдт, Питер. Автомобильные сцепления и коробки передач. Пер. с англ. / Питер Хельдт. – М.: Машгиз, 1947. – 328 с.
61. Цитович, И.С., Трансмиссии автомобилей / И.С. Цитович, И.В. Каноник, В.А. Вавуло. – Минск: Наука и техника, 1979. – 256 с.
- 62. Шабанов, К.Д. Замкнутые дифференциальные передачи / К.Д. Шабанов – М.: Машиностроение, 1972. – 160 с.**
63. DEAN. TRANSMISSION PARTS. Parts Catalog. – Printed in USA. Copyright 1995. By AMERICAN DATA GRAPHICS, INC. – 448 p.
64. FORD. PASSENGER CAR. Parts Catalog. Vol.1. Text, Vol.2. Illustrations. – LITHO in USA. Copyright 1988. – 147 p.
65. FORD PROBE. Repair Manual. – HAYNES PUBLISHING GROUP, California USA, 1997. – 345 p.
66. FORD TAURUS, SABLE, CONTINENTAL. Repair Manual. – CHILTON BOOK COMP., Radnor, Pennsylvania, 1989. – 420 p.
67. LEXUS. Repair Manual. – TOYOTA MOTOR CORPORATION. Pub. No. RM223U1. Vol.1, 1992. – 585 p.

**Полужирным шрифтом выделены литературные источники, рекомендуемые для первоочередного использования при углубленной проработке изучаемого материала.**

Николай Васильевич Филичкин

АНАЛИЗ ПЛАНЕТАРНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ  
ТРАНСПОРТНЫХ И ТЯГОВЫХ МАШИН

Учебное пособие

Техн. редактор А.В. Миних

Издательство Южно-Уральского государственного  
университета

---

Подписано в печать 10.08.2005. Формат 60х84 1/16. Печать офсетная.  
Усл. печ.л. 10,23. Уч.-изд.л. 11,46. Тираж 200 экз. Заказ 233/306. Цена 46р.

---

УОП Издательства. 454090, г. Челябинск, пр. им. Ленина, 76.