

**ОСНОВЫ СИНТЕЗА
ПЛАНЕТАРНЫХ
И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ
ПЕРЕДАЧ**

Минск 1963

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО, СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
И ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ БССР

БЕЛОРУССКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Факультет повышения квалификации руководящих
и инженерно-технических работников

ЦИТОВИЧ И. С.

ОСНОВЫ СИНТЕЗА ПЛАНЕТАРНЫХ И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

(методические пояснения и примерные расчеты)
для специальности

«КОНСТРУИРОВАНИЕ АВТОМОБИЛЕЙ
И ТРАКТОРОВ»

ИЗДАТЕЛЬСТВО
МИНИСТЕРСТВА ВЫСШЕГО, СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
И ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ БССР
Минск 1963

1. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ АНАЛИЗА И К. П. Д. ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Зубчатой планетарной передачей называется механизм, имеющий зубчатые колеса с движущимися осями.

Различают простые, дифференциальные и замкнутые планетарные передачи. Планетарная передача (простейшая) имеет три независимых звена (см. рис. 1). При одном из этих звеньев — неподвижном передача называется

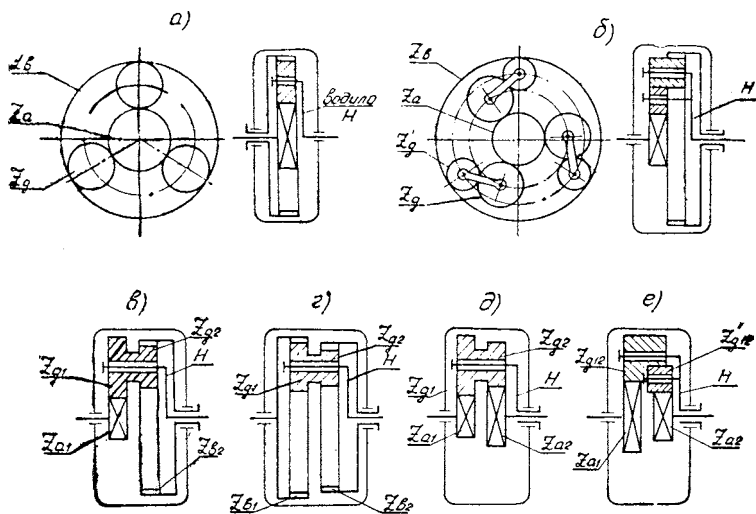


Рис. 1. Основные элементарные планетарные ряды

простой планетарной; при независимом движении двух звеньев передача называется дифференциальной планетарной; при двух звеньях, связанных с помощью зубчатых колес, передача называется замкнутой.

Планетарные по сравнению с обычными зубчатыми передачами имеют ряд преимуществ, а именно: 1) возможность получения больших передаточных чисел при небольшом количестве шестерен и 2) возможность более легкого осуществления автоматического и полуавтоматического управления коробками, составленными из планетарных рядов.

К. п. д. планетарных передач получается примерно равным к. п. д. обычных зубчатых передач, в ряде случаев — может быть выше.

На рис. 1 представлены простейшие планетарные механизмы типа $2K-H$ (из трех звеньев два звена — колеса — $2K$ и одно звено — водила — H).

Для анализа кинематики планетарных передач можно применять один из трех методов: аналитический (метод останова водила), графоаналитический или силовой.

Аналитический метод

Рассмотрим планетарный механизм, представленный на рис. 2. Угловые скорости трех валов соответственно обозначены: ω_a , ω_H и ω_b . Сообщим всему планетарному механизму дополнительную угловую скорость, равную угловой скорости водила с обратным знаком. Относительное движение звеньев при этом сохранится прежним, и, следовательно, уравнение, связывающее три угловые скорости, также сохранится.

После сообщения планетарному механизму угловой скорости ω_H угловые скорости отдельных звеньев станут:

$$\omega_a - \omega_H; \quad \omega_b - \omega_H; \quad \omega_H - \omega_H = 0.$$

Так как угловая скорость водила стала равной нулю, то планетарный механизм превратился в простую

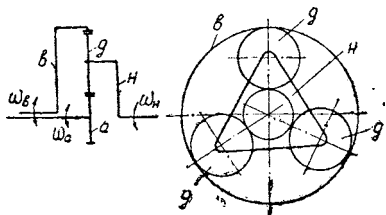


Рис. 2. Трехзвенный планетарный ряд и основные обозначения

зубчатую передачу, для которой можно записать следующее соотношение:

$$\frac{\omega_a - \omega_n}{\omega_s - \omega_n} = -\frac{z_s}{z_a} = -K = i_{as}^n.$$

Следовательно,

$$\omega_a + K\omega_s = (K + 1)\omega_n.$$

Данное уравнение и называется уравнением анализа простейших планетарных передач (рис. 1, а).

Графоаналитический метод

Основан он на законах плоско-параллельного движения. Известно, что при данном движении в каждый момент времени имеется точка, скорость которой равна нулю. Эта точка называется мгновенным центром вращения. Скорость любой точки тела пропорциональна расстоянию ее до мгновенного центра и направлена перпендикулярно к линии, проходящей через данную точку и мгновенный центр скоростей.

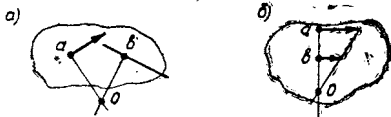


Рис. 3. Методы определения мгновенного центра скоростей

На рис. 3 показаны графические методы определения положения мгновенных центров скоростей для случаев, при которых известна скорость в точке *a* и направление скорости в точке *b* (рис. 3, а), а также известны по величине и направлению скорости в точках *a* и *b* (рис. 3, б).

Применим к планетарному механизму, представленному на рис. 4, описанное выше.

Допустим, что известны угловые скорости центральных колес ω_a и ω_s , необходимо определить угловую скорость ω_n . В точках *a* и *b* отложим линейные скорости V_a и V_s . Данные скорости определяются из соотношений $V_a = \omega_a r_a$; $V_s = \omega_s r_s$ и могут быть построены в определенном масштабе. Скорости V_a и V_s одновременно являются линейными скоростями точек сателлита. Если провести

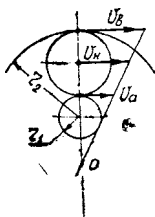


Рис. 4. План скоростей для трех-планетарного ряда

масштабе. Скорости V_a и V_s одновременно являются линейными скоростями точек сателлита. Если провести

линию через концы скоростей, то определится мгновенный центр скоростей сателлита и скорость оси сателлита. По известным скорости и радиусу определится угловая скорость ω_n :

$$V_n = \frac{V_a + V_b}{2}; \quad \frac{\omega_a r_a + \omega_b r_b}{2} = (r_2 - r_1) \omega_n = \frac{r_1 + r_2}{2} \omega_n;$$

$$\omega_a + K \omega_b = (K + 1) \omega_n.$$

Силовой метод

Рассмотрим, под действием каких сил находится сателлит при равномерном движении. Если пренебречь силами трения, то сателлит находится в равновесии под действием трех сил: 1) двух сил, действующих между сателлитом и центральными шестернями (около их составляющие P_a и P_b) и 2) силы, действующей между сателлитом и его осью.

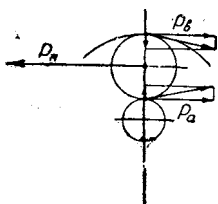


Рис. 5. Силы, действующие на сателлит

Рассматривая условия равновесия сателлита (рис. 5), получаем:

$$P_a = P_b; \quad P_n = 2P_a.$$

Запишем баланс мощностей без учета потерь:

$$N_a + N_b = N_n;$$

$$P_a V_a + P_b V_b = P_n V_n;$$

$$P_a \omega_a r_a + P_b \omega_b r_b = (r_a + r_b) P_a \omega_n.$$

После преобразований получается уравнение анализа планетарных передач

$$\omega_a + K \omega_b = (K + 1) \omega_n.$$

Определение к. п. д. методом останова водила

Потери в планетарной передаче не изменятся, если всему планетарному механизму сообщить скорость, равную угловой скорости водила с обратным знаком.

Рассмотрим простую и дифференциальную планетарные передачи.

Первый случай. Примем, что угловая скорость $\omega_b = 0$ (рис. 2), ведущим является вал a и ведомым водило H .

Потеря мощности в планетарной передаче составит

$$П = M_a \omega_a (1 - \eta_{пл}).$$

Потеря мощности в той же передаче при сообщении всему механизму угловой скорости ω_k будет

$$П = M_a (\omega_a - \omega_k) (1 - \eta_1 \eta_2).$$

Так как потери равны, то

$$M_a \omega_a (1 - \eta_{пл}) = M_a (\omega_a - \omega_k) (1 - \eta_1 \eta_2);$$

$$\eta_{пл} = \frac{K \eta_0 + 1}{K + 1},$$

где $\eta_0 = \eta_1 \eta_2$ — к. п. д. простой механической передачи.

Второй случай. Примем, что все три звена вращаются с угловыми скоростями $\omega_a, \omega_b, \omega_k$.

С какими бы скоростями и в каких бы направлениях ни вращались звенья планетарного ряда, усилия, действующие в зацеплениях, будут направлены в соответствии с рис. 5.

Поэтому для определения потерь в планетарном дифференциальном ряду необходимо установить: направление сил; направление относительных оборотов; какое звено — центральная шестерня внешнего зацепления или центральная шестерня внутреннего зацепления — является ведущим и какое звено ведомым в относительном движении; наконец, составить уравнение потерь.

При анализе возможны два случая: ведущим является центральное колесо внешнего зацепления (солнечное), в этом случае $П = M_a (n_a - n_k) (1 - \eta_1 \eta_2)$; ведущим является центральное колесо внутреннего зацепления (коронное), в этом случае $П = M_b (n_b - n_k) (1 - \eta_1 \eta_2)$.

Определение к. п. д. методом смещения сил (метод Решетова Л. Н.)

По этому методу к. п. д. определяется по формуле

$$\eta = \frac{M_b^T}{M_b},$$

где M_b^T, M_b — моменты на ведомом валу, вычисленные с учетом (M_b^T) и без учета (M_b) сил трения при одинаковом моменте на ведущем валу.

Для вычисления моментов определяем окружные усилия и силы на осях P_a , P_b и P_H (по силовому методу). Для учета сил трения силы P_a , P_b , P_H смещают на величины: 1) силу P_H от оси O_1 — на величину $\rho = f_0 r_{ц}$, где $r_{ц}$ — радиус цапфы; f_0 — приведенный коэффициент трения (для подшипников качения $f_0 = 0,005 \div 0,01$, для подшипников скольжения $f_0 = 0,03 \div 0,1$); 2) силы P_a и P_b для учета трения в зубьях смещают на величину $\Delta = \frac{\pi}{2} m f$, где m — модуль; f — коэффициент трения зубьев, равный $0,07 \div 0,1$.

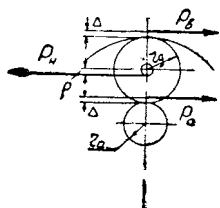


Рис. 6. Схема расположения сил для определения к.п.д. планетарного ряда

Таким образом, для расчета к. п. д. необходимо начертить все силы на схеме механизма с указанными смещениями; определить на основании уравнений равновесия соотношения между моментами на ведущем и ведомом валах при отсутствии и наличии смещения; по найденным соотношениям и определяется к. п. д.

Определим, к примеру, к. п. д. простейшей трехзвенной планетарной передачи методом смещения сил (рис. 6).

Из рис. 6 заключаем:

$$M_a = P_a(r_a + \Delta); \quad M_b^T = P_H(r_a + r_g - \rho);$$

$$P_a 2r_g = P_H(r_g + \rho + \Delta).$$

$$\text{Следовательно, } \frac{M_a}{M_b^T} = \frac{P_a(r_a + \Delta)}{P_H(r_a + r_g - \rho)} = \frac{(r_g + \rho + \Delta)(r_a + \Delta)}{2r_g(r_a + r_g - \rho)}.$$

При отсутствии потерь на трение $\rho = \Delta = 0$;

$$\frac{M_a}{M_b} = \frac{r_a r_g}{2r_g(r_a + r_g)}.$$

Следовательно, к. п. д.

$$\eta = \frac{M_a M_b^T}{M_b M_a} = \frac{r_a r_g 2r_g (r_a + r_g - \rho)}{2r_g (r_a + r_g) (r_g + \rho + \Delta) (r_a + \Delta)},$$

$$\eta = \frac{1 - \frac{\rho}{r_a + r_g}}{\left(1 + \frac{\rho + \Delta}{r_g}\right) \left(1 + \frac{\Delta}{r_a}\right)}.$$

Определение к. п. д. методом сопоставления силового и кинематического передаточных отношений (метод проф. Крейнса М. А.)

К. п. д. планетарной передачи определяется по формуле

$$\eta_{ab} = \frac{\overline{i_{ab}}}{i_{ab}},$$

где $i_{ab} = \frac{\omega_a}{\omega_b}$ — кинематическое передаточное отношение;

$\overline{i_{ab}} = -\frac{M_b}{M_a}$ — силовое передаточное отношение.

Метод Крейнса позволяет определять к. п. д. по выражению передаточного числа без схемы коробки и без анализа циркулирующих мощностей. Возьмем три произвольных выражения для передаточных чисел и определим к. п. д.

Пример 1

$$i_{ab} = 1 + K_1;$$

Пример 2

$$i_{ab} = \frac{(K_1 + 1)(K_2 + 1)}{K_1 + K_2 + 1};$$

Пример 3

$$i_{ab} = \frac{K_1 + 1}{K_2}.$$

Порядок определения к. п. д. следующий.

1. Производится анализ кинематического передаточного отношения, т. е. устанавливается последовательно, как изменяется i_{ab} с увеличением отдельных K (K_1, K_2 и т. д.); все K делятся на две группы: группа первая состоит из K , рост которых вызывает увеличение i_{ab} ; группа вторая состоит из K , рост которых вызывает уменьшение i_{ab} .

Пример 1

Группа I K_1 ;
Группа II —

Пример 2

K_1 и K_2 ;
—

Пример 3

K_1
 K_2

Более правильно будет, если для каждого K установить знак произведения

$$\operatorname{sgn} \frac{K}{i_{ab}} \cdot \frac{\partial i_{ab}}{\partial K};$$

при положительном знаке произведения K относятся к I группе, при отрицательном — ко II.

2. Составляется силовое передаточное отношение по аналогии с кинематическим; все K первой группы умножаются на $\eta_0 = \eta_1 \eta_2$ и все K второй группы делятся на $\eta_0 = \eta_1 \eta_2$.

Пример 1	Пример 2	Пример 3
$\bar{i}_{ав} = K_1 \eta_0 + 1;$	$\bar{i}_{ав} = \frac{(K_1 \eta_0 + 1)(K_2 \eta_0 + 1)}{K_1 \eta_0 + K_2 \eta_0 + 1};$	$\bar{i}_{ав} = \frac{(K_1 \eta_0 + 1) \eta_0}{K_2}.$

3. Определяется к. п. д. передачи.

Пример 1	Пример 2
$\eta = \frac{K \eta_0 + 1}{K + 1};$	$\eta = \frac{(K_1 \eta_0 + 1)(K_2 \eta_0 + 1)(K_1 + K_2 + 1)}{(K_1 \eta_0 + K_2 \eta_0 + 1)(K_1 + 1)(K_2 + 1)};$
	Пример 3
	$\eta = \frac{(K_1 \eta_0 + 1) \eta_0}{K_1 + 1}.$

2. АНАЛИЗ ПЛАНЕТАРНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Коробка передач автомобиля ЗИЛ-111 (рис. 7)

Коробка передач имеет два планетарных ряда и три органа управления: многодисковый фрикцион и две тормозные ленты.

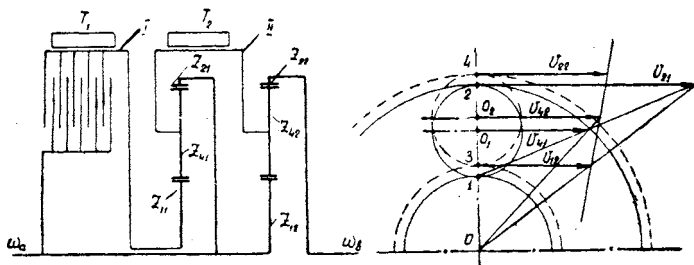


Рис. 7. Схема редуктора коробки передач ЗИЛ-111

Прямая передача включается при замыкании многодискового фрикциона, при этом вся коробка блокируется и вращается как единое целое. Понижающая передача получается при торможении ленты T_1 . План скоростей для этого случая приведен на рис. 7.

Задний ход получается при торможении ленты T_2 , при этом второй ряд работает как обычная, а не планетарная передача.

В обозначениях обычно первая цифра указывает расположение шестерни в планетарном ряду (1 — центральная шестерня с внешними зубьями, 2 — центральная шестерня с внутренними зубьями, 4 — сателлит), а вторая — номер планетарного ряда.

Наиболее наглядное представление о вращении отдельных звеньев дает графоаналитический метод.

Более быстрое определение передаточных чисел получается с помощью аналитического метода. Наконец, силовой метод дает возможность исследовать силовые потоки и определить действующие усилия во всех звеньях. Последовательно применим три метода.

Построение плана скоростей для понижающей передачи выполнено следующим образом (рис. 7): соответствующие шестерни обоих рядов одинаковы; для наглядности шестерни второго ряда показаны на схеме пунктирными линиями и несколько большего диаметра.

При заторможенной ленте T_1 точка 1 неподвижна, точка 2 имеет скорость $V_{21} = \omega_a r_{21}$. Соединяем точку 1 с концом вектора V_{21} и проводим вектор V_{41} из центра сателлита Z_{41} . Вектор V_{41} является скоростью оси сателлита и одновременно скоростью точки барабана II, расположенной на том же радиусе, что ось сателлита. Барабан II вращается вокруг основной оси коробки, поэтому проводим луч из O и конец вектора V_{41} . Строим вектор V_{42} из точки O_2 .

Переходим к рассмотрению скоростей сателлита второго ряда. Вектор V_{42} изображает одновременно и скорость оси сателлита.

Откладываем скорость центрального колеса Z_{12} , для чего соединяем конец исходного вектора V_{21} с центром O и до него доводим вектор V_{12} . Вектор V_{12} одновременно изображает скорость нижней точки зацепления сателлита.

Через концы векторов V_{12} и V_{42} проводим линию. Вектор V_{22} , проведенный из точки 4 до полученной линии, и определяет искомую скорость. Из полученного графического построения можно получить аналитическое выражение передаточного числа.

Однако проще получить передаточное число аналитическим методом.

Напишем основное уравнение анализа для обоих планетарных рядов:

$$1) \omega_{11} + K_1 \omega_a = (K_1 + 1) \omega_{T2}; \quad 2) \omega_a + K_2 \omega_B = (K_2 + 1) \omega_{T2};$$

$$\omega_{11} = 0; \quad \omega_{T2} = \frac{K_1}{K_1 + 1} \omega_a; \quad \omega_a + K_2 \omega_B = \frac{K_1 K_2 + K_1}{K_1 + 1} \omega_a;$$

$$i_{II} = \frac{\omega_a}{\omega_B} = \frac{K}{K-1}; \quad \text{так как } K_1 = K_2 = K = 2,39,$$

$$i_{II} = \frac{2,39}{1,39} = 1,72.$$

Силовой анализ. На ведущем валу закреплены два элемента, на ведомом — один. Анализ начинается с ведомого вала.

Окружное усилие на шестерне Z_{22}

$$P_{22} = \frac{M_{22}}{r_{22}} = \frac{1,72M_a}{r_{22}}.$$

Из условия равновесия сателлита второго ряда вытекает:

а) усилие на оси сателлита $P_{T2} = -2P_{22}$,

б) усилие на сателлите от шестерни $Z_{12} - P_{12} = P_{22}$.

Для первого ряда

$$P'_{T2} = -P_{T2} = 2P_{22}; \quad P_{21} = -P_{22}; \quad P_{11} = -P_{22}.$$

Следовательно,

$$P_{21} r_{21} = M_{21}; \quad M_{21} = 1,72M_a$$

и

$$M_{12} = -P_{12} r_{12} = -M_a \frac{1,72}{2,39} = -0,72M_a.$$

Таким образом, в коробке передач ЗИЛ-111 первый планетарный ряд передает мощность на 72% большую, чем подведенная, т. е. между I и II планетарными рядами циркулирует паразитная мощность, составляющая 72% от подведенной.

К. п. д. на II передаче

Расчет методом Крейнса. Кинематическое передаточное число

$$i_{II} = \frac{K_2(K_1 + 1)}{K_1K_2 - 1}; \quad \text{при } K_1 = K_2 = K \quad i_{II} = \frac{K}{K - 1}.$$

Силовое передаточное число

$$\bar{i}_{II} = \frac{\frac{K_2}{\eta_0} \left(\frac{K_1}{\eta_0} + 1 \right)}{\frac{K_1K_2}{\eta_0\eta_0} - 1} = \frac{K_2(K_1 + \eta_0)}{K_1K_2 - \eta_0^2},$$

так как $X = -1$ (при K_1 и K_2);

$$\text{при } K_1 = K_2 = K \quad \bar{i}_{II} = \frac{K}{K - \eta_0}.$$

Коэффициент полезного действия

$$\eta_{II} = \frac{K - 1}{K - \eta_0}.$$

Расчет методом останова водила. Потеря мощности во всей коробке на II передаче

$$\Pi_1 = M_a n_a (1 - \eta_{пл}).$$

Потеря мощности в коробке, если всей коробке сообщить обороты, равные оборотам водила и направленные в противоположную сторону, составит

$$\begin{aligned} \Pi_2 &= -M_s(n_s - n_n)(1 - \eta_0) + M_s(n_a - n_n)(1 - \eta_0), \\ \Pi_2 &= \frac{M_a K}{K - 1} \eta_{пл} \left(\frac{K}{K + 1} - \frac{K - 1}{K} \right) n_a (1 - \eta_0) + \\ &+ \frac{M_a K}{K - 1} \eta_{пл} \left(1 - \frac{K}{K + 1} \right) n_a (1 - \eta_0). \end{aligned}$$

Так как

$$M_s = M_a \frac{K}{K - 1} \eta_{пл}; \quad n_n = n_a \frac{K}{K + 1}; \quad n_s = n_a \frac{K - 1}{K},$$

то, приравнявая потери, получаем $\eta_{II} = \frac{K - 1}{K - \eta_0}$.

Коробка передач автомобиля «Волга» (рис. 8)

Коробка передач имеет два планетарных ряда (условно) и четыре органа управления: два многодисковых фрикциона и две тормозные ленты.

Прямая передача получается при включении сцеплений C_1 и C_2 ; вторая — при включении сцепления C_1 и тормоза T_2 ; первая — при включении сцепления C_1 и тормоза T_1 ; задний ход — при включении сцепления C_2 и тормоза T_1 .

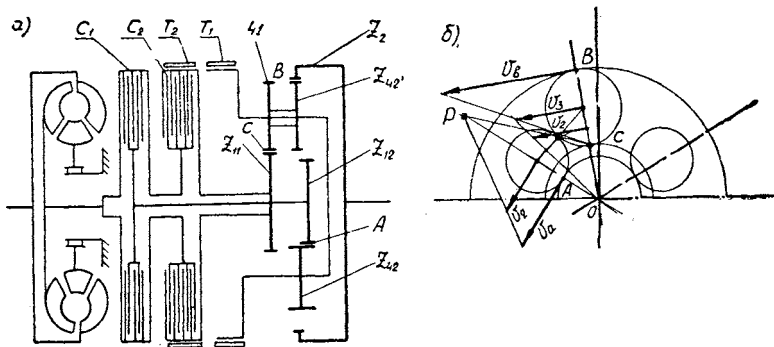


Рис. 8. Схема коробки передач автомобиля «Волга»

Коробка работает на первой передаче и заднем ходу как простая, не планетарная, и только на второй передаче — как планетарная.

$$\text{Следовательно, } i_1 = \frac{Z_2}{Z_{12}} \text{ и } i_{3 \times} = \frac{Z_2 Z_{41}}{Z'_{42} Z_{11}}.$$

Для определения передаточного числа на II передаче для первого планетарного ряда $Z_{11} - Z_{41} - Z'_{42} - Z_2$ можно применить основное уравнение анализа, так как $Z_{41} = Z'_{42}$; для второго ряда неприменимо основное уравнение анализа (его необходимо было бы брать в общем виде), так как второй ряд имеет не три звена, а четыре (рис. 1, б).

$$\text{Итак, для первого ряда } \omega_{11} + K_1 \omega_6 = (K_1 + 1) \omega_n;$$

$$\omega_{11} = 0; \quad \omega_n = \frac{K_1}{K_1 + 1} \omega_6;$$

для второго ряда

$$\frac{\omega_a - \omega_H}{\omega_B - \omega_H} = K_2; \quad K_2 = \frac{z_2}{z_{12}}; \quad \omega_a - K_2\omega_B = (1 - K_2)\omega_H.$$

Следовательно,

$$\omega_a = K_2\omega_B + \frac{K_1(1 - K_2)}{K_1 + 1}\omega_B; \quad i_{II} = \frac{\omega_a}{\omega_B} = \frac{K_1 + K_2}{K_1 + 1}.$$

К. п. д. на II передаче:

$$\bar{i}_{II} = \frac{\frac{K_1}{\eta_0} + K_2\eta'_0}{\frac{K_1}{\eta_0} + 1} = \frac{K_1 + K_2\eta'_0\eta_0}{K_1 + \eta_0}; \quad \eta_{II} = \frac{(K_1 + K_2\eta'_0\eta_0)(K_1 + 1)}{(K_1 + \eta_0)(K_1 + K_2)}.$$

План скоростей для планетарной коробки автомобиля «Волга» представлен на рис. 8, б.

Здесь заданными параметрами являются: ω_a — угловая скорость вращения вала a и число зубьев всех шестерен. Линейная скорость шестерни Z_{12} в точке A будет

$$V_a = \omega_a r_{12},$$

где r_{12} — радиус шестерни (12).

Скорость в точке C равна 0. Мгновенный центр вращения сателлита расположен в точке P и скорость оси сателлита — V_2 . Скорость оси двойного сателлита — V_3 . Искомая скорость V_B определяется по известным данным: расположению мгновенного центра вращения двойного сателлита (точка C) и скорости V_3 .

3. ОСНОВЫ СИНТЕЗА ПЛАНЕТАРНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Рассмотрим синтез планетарных коробок передач с двумя степенями свободы и без постоянной внешней опоры крутящего момента. Синтез в данном случае — это выбор оптимального варианта коробки передач для заданных передаточных чисел.

Последовательность операций, выполняемых при синтезе, можно разделить на 4 этапа, которые далее рассматриваются теоретически и последовательно, и одновременно производятся два примерных расчета, т. е. вы-

бираются оптимальные коробки передач для передаточных чисел:

коробка № 1 $i_I = 4,5$; $i_{II} = 2,2$; $i_{III} = 1$; $i_{3,x} = -4,5$;

коробка № 2 $i_I = 6,0$; $i_{II} = 2,5$; $i_{III} = 1$; $i_{3,x} = -7,0$.

I этап. Построение плана угловых скоростей. Простейшая планетарная передача (рис. 1,а) имеет три основных элемента.

Обозначим угловые скорости трех основных элементов относительно центральной оси ω_a , ω_b и ω_c . Относительные угловые скорости при этом

$$\omega_{ac} = \omega_a - \omega_c; \quad \omega_{bc} = \omega_b - \omega_c.$$

Обобщенное передаточное отношение, т. е. отношение угловой скорости звена a к угловой скорости звена b при неподвижном звене c , будет равняться:

$$i_{ab}^c = \frac{\omega_a - \omega_c}{\omega_b - \omega_c}; \quad \omega_a + (i_{ab}^c - 1)\omega_c = i_{ab}^c\omega_b.$$

Полученное уравнение дает зависимость между угловыми скоростями трех звеньев и передаточным отношением. Оно и является основным уравнением синтеза планетарных передач.

Так как при синтезе планетарных коробок передач имеют значение не абсолютные величины угловых скоростей, а относительные (по отношению к угловой скорости ведущего вала), то примем, что угловая скорость ведущего вала $\omega_a = 1$. Тогда основное уравнение синтеза примет вид

$$1 + (i_{ab}^c - 1)\omega_c = i_{ab}^c\omega_b.$$

Определим угловую скорость звена c

$$\omega_c = \frac{i_{ab}^c}{i_{ab}^c - 1}\omega_b - \frac{1}{i_{ab}^c - 1}.$$

Если по оси абсцисс откладывать угловую скорость ведомого вала — ω_b , а по оси ординат — звена c , то для определенных передаточных чисел будут получаться

прямые линии. Данные прямые можно строить по двум точкам. Из выражения для ω_c видно, что при $\omega_b = 1$ ω_c также равно 1, независимо от величины $i_{a\delta}^c$, так что все прямые проходят через точку с координатами 1,1; вторые точки удобнее для дальнейших расчетов определять при

$$\omega_b = 0, \quad \omega_c = -\frac{1}{i_{a\delta}^c - 1}.$$

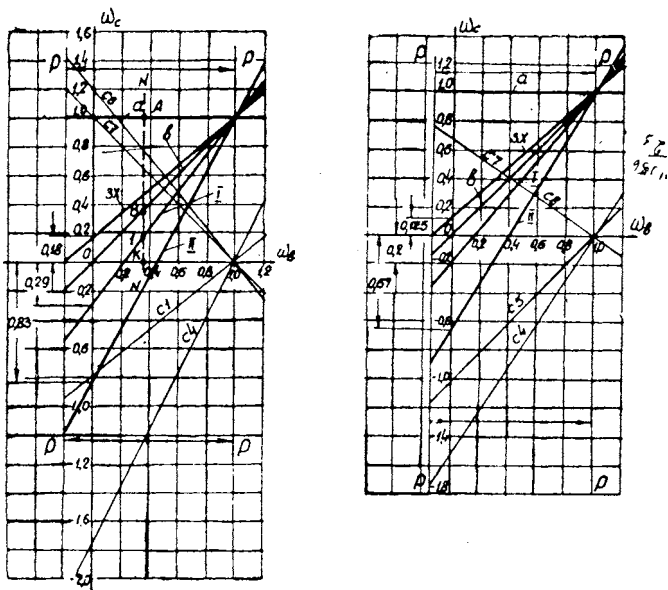


Рис. 9. Планы скоростей коробок передач:

Пример 1 $i_I = 4,5$; $i_{II} = 2,2$; $i_{III} = 1$; $i_{3-x} = -4,5$;

Пример 2 $i_I = 6,0$; $i_{II} = 2,5$; $i_{III} = 1$; $i_{3-x} = -7,0$.

На рис. 9 представлены планы скоростей для обоих примеров.

II этап. Определение числа комбинаций трехзвенных механизмов и числа возможных коробок передач

1. Число независимых элементов:

2. Количество независимых трехзвенных механизмов равно числу сочетаний из пяти элементов по три

$$C_5^3 = \frac{5 \cdot 4 \cdot 3}{1 \cdot 2 \cdot 3} = 10.$$

В табл. 1 приведены возможные варианты трехзвенных механизмов.

Таблица 1

<i>a в I</i>	<i>a I II</i>	<i>в I II</i>	<i>I II з. х</i>
<i>a в II</i>	<i>a I з. х</i>	<i>в I з. х</i>	
<i>a в з. х</i>	<i>a II з. х</i>	<i>в II з. х</i>	

3. Число возможных коробок передач равно числу сочетаний из десяти по три

$$C_{10}^3 = \frac{10 \cdot 9 \cdot 8}{1 \cdot 2 \cdot 3} = 120.$$

III этап. Выбор оптимального варианта коробки передач по кинематическим условиям. Для выбора оптимального варианта производится отбраковка схем по следующим признакам: возможности размещения сателлитов, оборотам сателлитов.

Отбраковка по условиям размещения сателлитов. План угловых скоростей (рис. 9) делает возможным проанализировать все перечисленные в табл. 1 трехзвенные планетарные механизмы со следующих позиций: 1) какое звено в трехзвенном механизме должно быть связано с центральной шестерней, имеющей наружные зубья, какое с шестерней, имеющей внутренние зубья, и какое с водилом; 2) возможно ли вообще осуществить простейший трехзвенный механизм (рис. 1, а) из звеньев, имеющих заданные угловые скорости, и если возможно, то какой величины должно быть в этом механизме отношение чисел зубьев центральных шестерен.

Рассмотрим, к примеру, первый трехзвенный механизм, записанный в табл. 1, для коробки передач № 1:

a, b I.

На рис. 9 (пример 1) проведена произвольная прямая *NN*, параллельная оси ординат. Обозначим точки

пересечения этой прямой с лучами a , b , I соответственно A , B , I и с осью абсцисс — K , тогда можно утверждать, что при угловой скорости ведомого вала OK угловые скорости звеньев должны быть следующими: 1) звена, связанного с ведущим валом, — KA , 2) звена, связанного с ведомым валом, — KB , 3) звена, связанного с тормозным элементом первой передачи, — KI .

Известно, что угловые скорости трехзвенного механизма (рис. 1, a) подчиняются соотношению

$$\frac{\omega_{\text{центр. 1}} - \omega_{\text{вод}}}{\omega_{\text{центр. 2}} - \omega_{\text{вод}}} = -\frac{Z_2}{Z_1} = -K.$$

Следовательно, чтобы для заданных угловых скоростей KA , KB и KI получить указанное соотношение, необходимо принять, что водило связано со звеном, угловая скорость которого изображена средним лучом (из трех лучей a , b , I), а центральное колесо внешнего зацепления — со звеном, луч которого дальше отстоит от среднего луча.

В данном примере водило должно быть связано с ведомым валом (луч b), центральное колесо с внешним зацеплением — с ведущим валом (луч a), так как $BA > BI$, наконец, центральное колесо с внутренним зацеплением — с тормозным элементом I передачи (луч I).

Действительно, 1) $\frac{KA - KB}{KI - KB} < 0$ и 2) данное отношение по абсолютной величине больше единицы. Для определения величины K достаточно взять отношение отрезков AB к BI или подобное отношение отрезков, отсекаемых указанными лучами на оси ординат.

Итак, для механизма $a b I$

$$K = \frac{1}{0,286} = 3,50.$$

При отбраковке рекомендуется оставлять лишь те трехзвенные механизмы, которые имеют K в пределах от 1,4 до 4. Нижнее значение ограничено условиями размещения сателлитов, верхнее — габаритными размерами всего механизма.

Аналогично исследуем для примеров 1 и 2 все трехзвенные механизмы, помещенные в табл. 1. Условимся записывать трехзвенный механизм следующим образом: центральное колесо внешнего зацепления — водило — центральное колесо внутреннего зацепления. В квадратные скобки берется механизм, который выбраковывается.

Пример 1	Пример 2
1) $a b I, K = 3,5;$	1) $[K = 5];$
2) $[a b II, K = 1,2];$	2) $K = 1,5;$
3) $[a b з. х — a з. х b,$ $K = 4,5];$	3) $[K = 7];$
4) $a III, K = 2,35;$	4) $K = 2,57;$
5) $a I з. х — a з. х I,$ $K = 1,75;$	5) $K = 2,69;$
6) $[a II з. х — II з. х a,$ $K = 1,24];$	6) $[K = 1,1 a з. х II];$
7) $b I II — II I b,$ $K = 1,92;$	7) $K = 2,33;$
8) $b I з. х — I b з. х,$ $K = 1,57;$	8) $K = 1,6;$
9) $[b II з. х — II b з. х,$ $K = 4,58];$	9) $[K = 5,33];$
10) $[II з. х — II I з. х,$ $K = 1,17].$	10) $K = 1,44.$

Остаются следующие механизмы:

1); 4); 5); 7); 8);

2); 4); 5); 7); 8); 10).

Отбраковка по оборотам сателлитов. Для простейшего планетарного механизма:

$$\omega_{\text{сат}} = -\frac{Z_1}{Z_4}(\omega_{\text{солн}} - \omega_{\text{вод}});$$

$$Z_4 = \frac{Z_2 - Z_1}{2}; \quad \omega_4 = -\frac{2Z_1}{Z_2 - Z_1}(\omega_{\text{солн}} - \omega_{\text{вод}});$$

$$\omega_{\text{сат}} = -\frac{2}{K - 1}(\omega_{\text{солн}} - \omega_{\text{вод}}).$$

Определяется $\omega_{\text{сат}}$ при $\omega_b = 0$. Так как все $\omega_{\text{сат}}$ равны 0 при $\omega_{\text{солн}} = \omega_{\text{вод}}$, то можно построить план скоростей сателлитов на плане скоростей, если по оси X

откладывать по-прежнему ω_a , а по оси ординат — $\omega_{\text{сат}}$. На плане скоростей проводим две вертикальные линии, ограничивающие рабочую зону (рис. 9 — Р — Р). Оставляем те планетарные ряды, в которых относительная угловая скорость не превышает $2 \omega_a$.

Пример 1

1) abI

$$\omega_{\text{сат}} = -\frac{2}{3,5-1} \cdot 1 = -\frac{2}{2,5}$$

4) $aIII$

$$\omega_{\text{сат}} = -\frac{2}{2,35-1} \cdot 1,29 = -1,91,$$

5) $[a \text{ з. х I}]$

$$\omega_{\text{сат}} = -\frac{2}{0,75} \cdot 0,82 = -2,18],$$

6) IIb

$$\omega_{\text{сат}} = +\frac{2}{0,92} \cdot 0,55 = +1,2,$$

7) $Ib \text{ з. х}$

$$\omega_{\text{сат}} = +\frac{2}{0,57} \cdot 0,29 = +1,02.$$

Пример 2

1) $[abII]$

$$\omega_c = -\frac{2}{0,5} \cdot 1 = -4],$$

4) $aIII$

$$\omega_c = -\frac{2}{1,57} \cdot 1,2 = -1,53,$$

5) $a \text{ з. х I}$

$$\omega_c = -\frac{2}{1,69} \cdot 0,87 = -1,03,$$

7) IIb

$$\omega_c = \frac{2}{1,33} \cdot 0,46 < 2,$$

8) $Ib \text{ з. х}$

$$\omega_c = +\frac{2}{0,6} \cdot 0,2 < 2,$$

10) $[II \text{ з. х}$

$$\omega_c = +\frac{2}{0,44} \cdot 0,47 > 2].$$

IV этап. Выбор оптимального варианта коробки по компоновочным условиям и по к. п. д. Из оставшихся четырех механизмов можно построить S коробок

$$S = C_4^3 = \frac{4 \cdot 3 \cdot 2}{1 \cdot 2 \cdot 3} = 4.$$

Проверяем, во все ли коробки войдут пять основных звеньев

$a, v, I, II, \text{ з. х.}$

Пример 1

1	2	3	4
abI	abI	abI	$aIII$
$aIII$	$aIII$	IIb	IIb
IIb	$Ib \text{ з. х}$	$Ib \text{ з. х}$	$Ib \text{ з. х}$

Пример 2

1	2	3	4
$aIII$	$aIII$	$aIII$	$a \text{ з. х I}$
$a \text{ з. х I}$	$a \text{ з. х I}$	IIb	IIb
IIb	$Ib \text{ з. х}$	$Ib \text{ з. х}$	$Ib \text{ з. х}$

В коробку „1“ не входит барабан заднего хода. Строим оставшиеся три коробки передач.

Схемы коробок передач представлены на рис. 10, а. Коробка передач № 3 не комплектуется.

Во все 4 коробки входит 5 основных звеньев.

Схемы коробок передач представлены на рис. 10, б. Коробки передач № 2 и 4 не комплектуются.

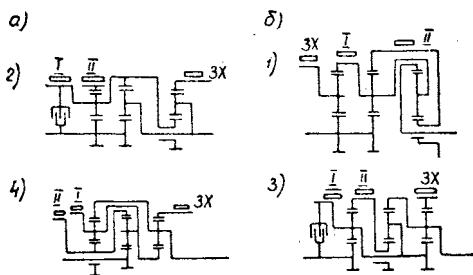


Рис. 10. Схемы оптимальных коробок передач: 2) и 4) для примера 1; 1) и 3) для примера 2

Определение к. п. д.

Пример 1

Схема 1

$$K_1 = 2,35; K_2 = 3,5; K_3 = 1,57;$$

$$\eta_0 = \eta_{I1}\eta_{I2} = 0,95.$$

I передача

$$i_{I1} = 1 + K_2; i_{Ic} = 1 + K_2\eta_0;$$

$$\eta_{I1} = \frac{1 + K_2\eta_{I1}\eta_{I2}}{1 + K_2} = 0,96.$$

II передача

$$i_{II} = \frac{(K_1 + 1)(K_2 + 1)}{K_1 + K_2 + 1} = 2,20;$$

Пример 2

Схема 2

$$K_1 = 2,69; K_2 = 2,57; K_3 = 2,33;$$

$$\eta_0 = \eta_{I1}\eta_{I2} = 0,95.$$

I передача

$$i_{I1} = K_2K_3 = 6,0; \eta_{I1} = \eta_0^2 = 0,9.$$

II передача

$$i_{II} = \frac{K_2 + 1}{1 + \frac{1}{K_3}} = 2,50;$$

$$i_{IIc} = \frac{(K_1\eta_0 + 1)(K_2\eta_0 + 1)}{K_1\eta_0 + K_2\eta_0 + 1} = 2,13;$$

$$\eta_{II} = \frac{2,13}{2,20} = 0,97.$$

Задний ход

$$i_{з.х} = -(K_2K_3 - 1) = -4,5;$$

$$i_{з.х.с} = -(K_2K_3\eta_0^2 - 1) = -3,95;$$

$$\eta_{з.х} = \frac{3,95}{4,5} = 0,88.$$

Схема 4

$$K_1 = 1,92; K_2 = 2,35; K_3 = 1,57.$$

I передача

$$i_I = K_1K_2 = 4,51; \eta_I = \eta_0^2 = 0,90.$$

II передача

$$i_{II} = \frac{K_1(K_2 + 1)}{K_1 + 1} = 2,20;$$

$$i_{IIc} = \frac{K_2\eta_0 + 1}{1 + \frac{1}{K_1\eta_0}} = 2,08;$$

$$\eta_{II} = \frac{2,08}{2,20} = 0,95.$$

Задний ход

$$i_{з.х} = -K_3(K_1K_2 - 1) - 1 = -4,50;$$

$$i_{з.х.с} = -K_3 \cdot 0,95(K_1K_2 \cdot 0,95^2 - 1) - 1 = -3,56;$$

$$\eta_{з.х} = 0,79.$$

Сопоставление схем „2“ и „4“ показывает, что к. п. д.

$$i_{IIc} = \frac{K_2 \cdot 0,95 + 1}{1 + \frac{1}{K_3 \cdot 0,95}} = 2,37;$$

$$\eta_{II} = \frac{2,37}{2,50} = 0,95.$$

Задний ход

$$i_{з.х} = \frac{-K_1K_2K_3}{K_2K_3 - K_1 - 1} = -7,00;$$

$$i_{з.х.с} = \frac{-K_1K_2K_3 \cdot 0,95 - 1}{\frac{K_2K_3}{0,9} - K_1 \cdot 0,95 - 1} = -5,47$$

$$\eta_{з.х} = \frac{5,47}{7,00} = 0,78.$$

Схема 3

$$K_1 = 2,57; K_2 = 2,33; K_3 = 1,6.$$

I передача

$$i_{II} = K_1K_2 = 6,00; \eta_{II} = 0,90.$$

II передача

$$i_{II} = \frac{(K_1 + 1)K_2}{K_2 + 1} = 2,50;$$

$$i_{IIc} = \frac{0,95 K_1 + 1}{1 + \frac{1}{K_2 \cdot 0,95}} = 2,37;$$

$$\eta_{II} = 0,95.$$

Задний ход

$$i_{з.х} = -(K_1K_2K_3 - K_3 - 1) = -6,98;$$

$$i_{з.х.с} = -(K_1K_2K_3\eta_0^3 - K_3\eta_0 - 1) = -5,68;$$

$$\eta_{з.х} = 0,81.$$

Сопоставление схем „1“ и „3“ показывает, что

на всех передачах для схемы 2 выше.

К. П. Д.			
Схема	I	II	з. х
2	0,96	0,97	0,88
4	0,90	0,95	0,79

к. п. д. в схеме 3 выше только на з. х.

К. П. Д.			
Схема	I	II	з. х
1	0,90	0,95	0,78
3	0,90	0,95	0,81

Выводы. Для примера 1 оптимальной является коробка передач, схема которой представлена на рис. 10, а (схема 2). Фрикцион прямой передачи наиболее выгодно расположить между ведущим валом и тормозным элементом II передачи, так как лучи, соответствующие этим элементам, наиболее отдалены друг от друга (рис. 9). По компоновочным условиям размещаем фрикцион между ведущим валом и тормозным элементом I передачи.

Для примера 2 оптимальной является коробка передач, схема которой представлена на рис. 10, б (схема 3). Оптимальное и принятое расположения фрикциона прямой передачи аналогичны примеру 1.

4. СИНТЕЗ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Гидромеханические двухпоточные передачи можно разделить на передачи с тремя и четырьмя основными валами.

Первая группа в свою очередь делится на две подгруппы: 1) передачи с разветвлением на вводимом валу (гидротрансформатор расположен впереди планетарной передачи) и 2) передачи с разветвлением на выводном валу (гидротрансформатор расположен за планетарной передачей).

Вторая группа также делится на: 1) передачи без постоянной внешней опоры момента (рис. 11, а) и 2) передачи с постоянной внешней опорой момента (рис. 11, б).

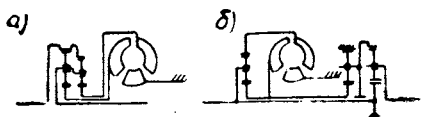


Рис. 11. Схемы гидромеханических передач с четырьмя основными валами:

а) без постоянной внешней опоры в механической части; б) с внешней опорой в механической части

Ниже рассматривается метод выбора оптимальной гидромеханической передачи с тремя основными валами.

Анализ передач с тремя основными валами. На рис. 12 представлено 12 практически возможных схем двухпоточных передач. Из них шесть первых (1÷6) с разветвлением на вводимом валу и шесть вторых (6÷12) с разветвлением на выводном валу. Для всех 12 схем,

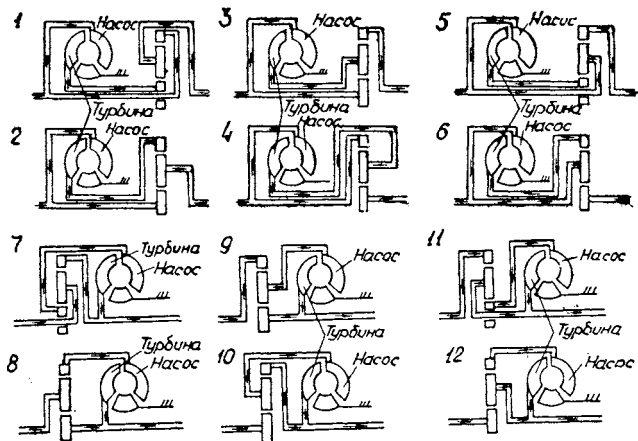


Рис. 12. Схемы двухпоточных гидромеханических передач:

1 — 6 — с разветвлением на входе;
6 — 12 — с разветвлением на выходе

представленных на рис. 12, справедливы следующие соотношения (если пренебречь потерями в планетарном ряду):

$$1) N_a = N_n + N_m \text{ и } N_b = N_t + N_m,$$

где N_a — входная мощность;

N_b — выходная мощность;

N_n — мощность на насосном колесе;

N_t — мощность на турбинном колесе;

N_m — мощность, идущая механическим путем.

$$2) n_{\text{солн}} + K \cdot n_{\text{кор}} = (1 + K) n_{\text{вод}},$$

где $n_{\text{солн}}$ — число оборотов центрального колеса с наружным зацеплением;

$n_{\text{кор}}$ — число оборотов центрального колеса с внутренним зацеплением;

$n_{\text{вод}}$ — число оборотов водила.

$$3) \frac{M_{\text{солн}}}{r_{\text{солн}}} = \frac{M_{\text{кор}}}{r_{\text{кор}}} = \frac{M_{\text{вод}}}{r_{\text{солн}} + r_{\text{кор}}};$$

$$M_{\text{солн}} = \frac{1}{1+K} M_{\text{вод}}; \quad M_{\text{кор}} = \frac{K}{1+K} M_{\text{вод}},$$

где $M_{\text{солн}}$, $M_{\text{кор}}$, $M_{\text{вод}}$ — крутящие моменты на центральных колесах и водиле.

Для первых шести схем, с разветвлением на входе, обозначим через β_2 отношение крутящего момента на валу турбины M_T к моменту на выходном валу M_B , т. е. $\beta_2 = \frac{M_T}{M_B}$.

Для вторых шести схем, с разветвлением на выходе, обозначим через β_1 отношение крутящего момента на валу насоса M_H к моменту на входном валу M_A , т. е. $\beta_1 = \frac{M_H}{M_A}$.

Расчет величин β_1 и β_2 для всех схем помещен в табл. 2.

Таблица 2

Расчет величин β_1 и β_2 для схем 1÷12

№ на рис. 12	Ведущее звено (ведомое)	Гидравлический путь	Механический путь	Пределы изменения β_1 и β_2
1	2	3	4	5
1 7	Водило I	Солнечное $\frac{1}{1+K}$	Корона $\frac{K}{1+K}$	0÷0,5
2 8	Водило I	Корона $\frac{K}{1+K}$	Солнечное $\frac{1}{1+K}$	0,5÷1
3 9	Корона $\frac{K}{1+K}$	Водило I	Солнечное $\frac{1}{1+K}$	1÷2

1	2	3	4	5
4 10	Солнечное $\frac{1}{1+K}$	Воидло 1	Корона $-\frac{K}{1+K}$	$2 \div \infty$
5 11	Корона $\frac{K}{1+K}$	Солнечное $-\frac{1}{1+K}$	Воидло 1	$0 \div -1$
6 12	Солнечное $\frac{1}{1+K}$	Корона $-\frac{K}{1+K}$	Воидло 1	$-1 \div -\infty$

Из табл. 2 видно, что величины β изменяются от $-\infty$ до $+\infty$; что только в схемах 1, 2, 7 и 8 отсутствует циркулирующая мощность. В схемах 3, 4, 9 и 10 β_1 и β_2 могут быть от 1 до ∞ ; это значит, что через гидротрансформатор передается крутящий момент, превышающий подводимый (для схем 9, 10) или отводимый (для схем 3, 4) в $1 \div \infty$ раз. В схемах 5, 6, 11 и 12 направление потока мощности в гидротрансформаторах становится обратным; ведущим элементом становится турбина, а ведомым — насос. Данные схемы не рекомендуются к применению.

Рассмотрим подробнее основные показатели для схем 1, 2, 7 и 8.

Основными показателями следует считать:

- 1) отношение мощности, идущей гидравлическим путем, ко всей подводимой мощности

$$\frac{N_r}{N_a};$$

- 2) передаточное число гидромеханической передачи

$$i_{\text{ГМ}} = \frac{n_a}{n_b};$$

- 3) коэффициент трансформации передачи:

$$K_{\text{ГМ}} = \frac{M_b}{M_a} \text{ — без учета потерь в планетарном ряду;}$$

$$K_{\text{ГМ п}} = \frac{M'_b}{M_a} \text{ — с учетом потерь в планетарном ряду;}$$

4) коэффициент полезного действия передачи:

$\eta_{\Gamma M}$ — с учетом потерь только в трансформаторе;

$\eta_{\Gamma M, \Pi}$ — с учетом потерь в трансформаторе и планетарном ряду.

Показатели гидромеханической передачи с разветвлением на входе. Для всех схем с разветвлением на входе справедливы следующие соотношения:

$$1) M_a = M_H + M_M; n_a = n_H = n_M;$$

$$2) M_B = M_M + M_T; \text{ и так как } \beta_2 = \frac{M_T}{M_B},$$

$$\text{то } M_H = \frac{M_T}{K_T} = \frac{M_B \beta_2}{K_T}.$$

$$a) \frac{N_T}{N_a} = \frac{M_H n_H}{M_a n_a} = \frac{M_H}{M_a} = \frac{M_a + M_T - M_B}{M_a} = 1 - \frac{M_B}{M_a} \beta_2 - \frac{M_B}{M_a};$$

$$б) M_B = M_a - M_H + M_T; M_B = M_a - M_B \frac{\beta_2}{K_T} + M_B \beta_2;$$

$$K_{\Gamma M} = \frac{M_B}{M_a} = \frac{K_T}{K_T + \beta_2 - \beta_2 K_T};$$

$$\frac{N_T}{N_a} = \frac{\beta_2}{K_T + \beta_2 - \beta_2 K_T};$$

$$в) M_B n_B = M_M n_M + M_T n_T; M_M n_M = (M_a - M_H) n_a;$$

$$M_B \frac{n_B}{n_a} = M_a - M_H + M_T i'_T; \frac{n_B}{n_a} = \frac{1}{K_{\Gamma M}} - \frac{\beta_2}{K_T} + \beta_2 i'_T;$$

$$i'_{\Gamma M} = \frac{n_B}{n_a} = \beta_2 i'_T + 1 - \beta_2;$$

$$г) \eta_{\Gamma M} = \frac{K_{\Gamma M}}{i'_{\Gamma M}} = K_{\Gamma M} i'_{\Gamma M} = \frac{K_T (\beta_2 i'_T + 1 - \beta_2)}{K_T + \beta_2 - \beta_2 K_T}.$$

Для схем 1 и 2 основные показатели приведены в табл. 3.

Таблица 3

Основные показатели двухпоточных бесциркуляционных передач с разветвлением на входе

Параметр	Общая формула		Для схемы 1 $\beta_2 = \frac{1}{1+K}$	Для схемы 2	
	выраже- ние пер- вое	выражение второе		$\beta_2 = \frac{K}{1+K}$	$\beta_2 = \frac{K\eta_0}{1+K\eta_0}$
$\frac{N_H}{N_1}$	$\frac{M_H n_H}{M_1 n_1}$	$\frac{\beta_2}{\beta_2 + K_\Gamma(1-\beta_2)}$	$\frac{1}{1+KK_\Gamma}$	$\frac{1}{1+\frac{K_\Gamma}{K}}$	
$i_{\Gamma M}$		$\frac{1}{\beta_2 i'_\Gamma + 1 - \beta_2}$	$\frac{(1+K)i_\Gamma}{Ki_\Gamma + 1}$	$\frac{(1+K)i_\Gamma}{i_\Gamma + K}$	
K_{GM}		$\frac{K_\Gamma}{K_\Gamma + \beta_2(1-K_\Gamma)}$	$\frac{(1+K)K_\Gamma}{1+KK_\Gamma}$	$\frac{(1+K)K_\Gamma}{K+K_\Gamma}$	$\frac{(1+K\eta_0)K_\Gamma}{K\eta_0 + K_\Gamma}$
η_{GM}	$\frac{K_{GM}}{i_{GM}}$		$\frac{(Ki_\Gamma + 1)K_\Gamma}{(KK_\Gamma + 1)i_\Gamma}$	$\frac{(i_\Gamma + K)K_\Gamma}{(K_\Gamma + K)i_\Gamma}$	$\frac{K_{GM \cdot II}}{i_{GM}}$

Показатели гидромеханических передач с разветвлением на выходе. Для всех схем с разветвлением на выходе справедливы следующие соотношения:

$$1) M_a = M_H + M_M; \quad n_s = n_M = n_T;$$

$$2) M_s = M_M + M_T; \quad \text{и так как } \beta_1 = \frac{M_H}{M_a},$$

$$\text{то } M_T = M_H K_\Gamma = M_a \beta_1 K_\Gamma.$$

$$a) \frac{N_\Gamma}{N_a} = \frac{M_H n_H}{M_a n_a} = \frac{\beta n_\Gamma}{n_a i'_\Gamma} = \frac{\beta}{i'_\Gamma i_{GM}};$$

$$б) M_s = M_a - M_H + M_T = M_a (1 - \beta_1 + \beta_1 K_\Gamma);$$

$$K_{GM} = \frac{M_s}{M_a} = 1 + \beta_1 K_\Gamma - \beta_1;$$

$$в) N_a = N_H + N_M; M_8 n_8 = M_M n_8 + M_T n_8;$$

$$M_a n_a = M_M n_M + M_H n_H; M_a n_a = M_8 n_8 + M_H n_H - M_T n_8;$$

$$i_{ГМ} = \frac{n_a}{n_8} = \frac{i'_Г + \beta_1 - i'_Г \beta_1}{i'_Г};$$

$$г) \eta_{ГМ} = \frac{K_{ГМ}}{i_{ГМ}}.$$

Для схем 7 и 8 основные показатели приведены в табл. 4

Таблица 4

Основные показатели двухпоточных бесциркуляционных передач с разветвлением на выходе

Параметр	Общая формула		Для схемы 7 $\beta_1 = \frac{1}{1+K}$	Для схемы 8	
	выраже- ние пер- вое	выражение второе		$\beta_1 = \frac{K}{1+K}$	$\beta_1 = \frac{K\eta_0}{1+K\eta_0}$
$\frac{N_H}{N_1}$	$\frac{M_H n_H}{M_1 n_1}$	$\frac{\beta_1}{i_{ГМ} i'_Г}$	$\frac{1}{1+K i'_Г}$	$\frac{K}{K+i'_Г}$	
$i_{ГМ}$		$\frac{\beta_1 + (1-\beta_1) i'_Г}{i'_Г}$	$\frac{1+K i'_Г}{i'_Г (1+K)}$	$\frac{K+i'_Г}{i'_Г (1+K)}$	$\frac{K+i'_Г}{i'_Г (1+K)}$
$K_{ГМ}$		$K \beta_1 + 1 - \beta_1$	$\frac{K_Г + K}{1+K}$	$\frac{K K_Г + 1}{1+K}$	$\frac{K K_Г \eta_0 + 1}{K \eta_0 + 1}$
$\eta_{ГМ}$	$\frac{K_{ГМ}}{i_{ГМ}}$		$\frac{K_Г + K}{i'_Г + K}$	$\frac{K K_Г + 1}{K i'_Г + 1}$	$\frac{K_{ГМ-П}}{i_{ГМ}}$

Зависимость между коэффициентами трансформации — общим для всей передачи $K_{ГМ}$ и одного гидротрансформатора $K_Г$ — представлена на рис. 13.

Из рис. 13 видно, что увеличение крутящего момента в гидромеханической передаче меньше, чем в

одном трансформаторе при отсутствии циркулирующей мощности.

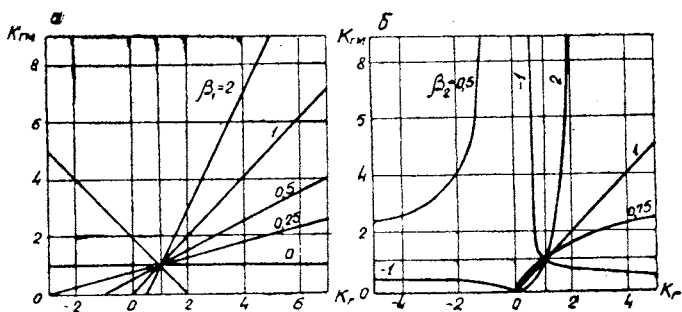


Рис. 13. Зависимость между коэффициентами трансформации — общим для всей передачи $K_{ГМ}$ и одного гидротрансформатора $K_{Г}$:

- а) передачи с разветвлением на выходе;
 б) передачи с разветвлением на входе

Наоборот, при $\beta > 1$ гидромеханическая передача обеспечивает большую трансформацию крутящего момента, чем один гидротрансформатор.

Анализ к. п. д. двухпоточных передач.

Передачи I группы

Из табл. 3

$$\eta_{ГМ} = \frac{K_{ГМ}}{i_{ГМ}} = \frac{K_{Г}(\beta_2 i'_{Г} + 1 - \beta_2)}{K_{Г} + \beta_2(1 - K_{Г})}.$$

Примем условно, что к. п. д. гидротрансформатора подчиняется уравнению

$$\eta_{Г} = 4\eta_{Г \cdot max} i'_{Г} (1 - i'_{Г}).$$

Так как

$$i'_{Г} = \frac{i'_{ГМ} - 1 + \beta_2}{\beta_2},$$

то

$$\eta_{ГМ} = \frac{\eta_{Г} i'_{ГМ}}{\eta_{Г}(1 - \beta_2) + i'_{ГМ} - 1 + \beta_2} = \frac{i'_{ГМ} (1 - i'_{ГМ})}{(1 - i'_{ГМ})(1 - \beta_2) + \frac{\beta_2^2}{4\eta_{Г \cdot max}}}.$$

Передачи II группы

Из табл. 4

$$\eta_{ГМ} = \frac{K_{ГМ}}{i_{ГМ}} = \eta_{Г} [1 - i'_{ГМ} (1 - \beta_1)] + i'_{ГМ} (1 - \beta_1).$$

Так как
то

$$\eta_{\Gamma} = 4\eta_{\Gamma \cdot \max} i'_{\Gamma} (1 - i'_{\Gamma}),$$

$$i'_{\Gamma} = \frac{i'_{\Gamma M} \beta_1}{1 - i'_{\Gamma M} (1 - \beta_1)};$$

$$\eta_{\Gamma M} = 4\eta_{\Gamma \cdot \max} \frac{\beta_1 i'_{\Gamma M} (1 - i'_{\Gamma M})}{1 - i'_{\Gamma M} (1 - \beta_1)} + i'_{\Gamma M} (1 - \beta_1).$$

На рис. 14 даны к. п. д. для передач обеих групп при β_1 и β_2 , изменяющихся в пределах от 0,25 до 2.

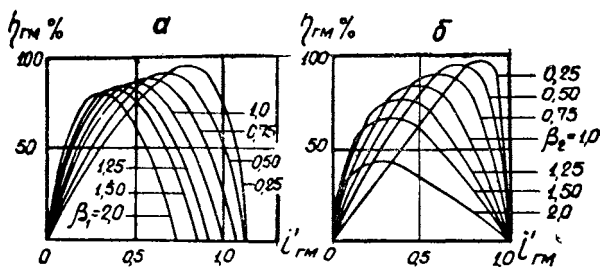


Рис. 14. К. п. д. гидромеханических передач в зависимости от общего передаточного числа и доли крутящего момента, передающегося гидравлическим путем:

- а) передачи с разветвлением на выходе;
- б) передачи с разветвлением на входе

Оценка качества гидромеханической передачи. Помимо приведенных раньше оценочных параметров коэффициента трансформации — передаточного числа, величины паразитной циркулирующей мощности, к. п. д. — необходимо оценить соответствие передачи двигателю.

Выводится ряд параметров, комплексно оценивающих двигатель — гидромеханическую передачу:

- 1) прозрачность гидромеханической передачи;
- 2) коэффициент экономичности;
- 3) коэффициент использования;
- 4) коэффициент пригодности.

1. Критерий непрозрачности: $\Pi = \frac{\lambda_{1\Gamma M}}{\lambda_{1\Gamma T}}$.

На режиме трогания: $M_{1\Gamma T} = \lambda_{1\Gamma T} \gamma n^2 D^5$

На режиме муфты: $M_{1\Gamma M} = \lambda_{1\Gamma M} \gamma n^2 D^5$

2. Коэффициент экономичности — это отношение чисел оборотов ведомого вала для верхней и нижней точек при к. п. д. 70%.

3. Коэффициент использования — отношение верхнего и нижнего передаточных чисел, при которых к. п. д. составляет 70%.

4. Коэффициент пригодности — отношение чисел оборотов на ведомом валу (высшего к низшему), при которых выходная мощность составляет 70% расчетной (номинальной) мощности двигателя.

5. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ МНОГОПОТОЧНЫЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Двухпоточная коробка передач БЮИК «Спешиал»

Коробка передач включает гидротрансформатор, планетарный ряд с двумя солнечными шестернями, четыре многодисковых сцепления и две муфты свободного хода.

На рис. 15 дана схема коробки. Турбина гидротрансформатора жестко связана с коронной шестерней планетарного ряда. Водило жестко соединено с ведомым валом коробки. Планетарный ряд имеет две солнечные шестерни.

Одна из них с помощью сцепления может соединяться с ведущим валом; вторая — может либо быть закреплена неподвижно, либо вращаться в обратном направлении, либо освободиться от всяких нагрузок.

На понижающей передаче коробка работает как однопоточная. Вся мощность передается через гидротрансформатор и затем через планетарный ряд. Коэффициент трансформации гидротрансформатора $K_{max}=2,5$. Включено сцепление C_3 ; реактор и центральная шестерня удерживаются неподвижно муфтами свободного хода $M_{сх1}$ и $M_{сх2}$. Передаточное число планетарного ряда

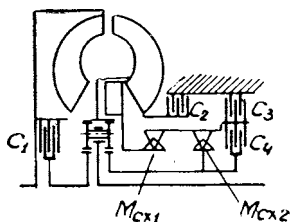


Рис. 15. Схема двухпоточной коробки передач БЮИК

$$i_{II} = \frac{K+1}{K} = \frac{1,73+1}{1,73} = 1,58.$$

На прямой передаче включены сцепления C_1 и C_3 . Коробка работает с разветвлением мощности на входе, т. е. ее работа соответствует описанной ранее схеме 2 (рис. 12). Через гидротрансформатор передается $\frac{K}{K+1} \cdot 100 = 63,4\%$ крутящего момента.

Сцепление C_4 служит для блокировки муфты свободного хода, неподвижного закрепления солнечной шестерни (при включенном сцеплении C_3) и для возможности торможения двигателем на длинных спусках.

Задний ход осуществляется путем остановки турбины сцеплением C_2 и соединения реактора сцеплением C_4 с центральной шестерней планетарного ряда. Наибольший коэффициент трансформации при этом $K_{max} = 1,5$; передаточное число планетарного ряда $i_{з.х} = 1,73 + 1 = 2,73$. Таким образом, общее увеличение крутящего момента на заднем ходу $K = 1,5 \cdot 2,73 = 4,1$.

Автомобиль БЮИК «Специал» 1961 г. имеет сухой вес 1160 кг, мощность двигателя 155 л. с.

Коробка передач ТУРБОГЛАЙД

Коробка передач ТУРБОГЛАЙД включает пятикопесный гидротрансформатор: насосное колесо, три турбинных колеса и направляющий аппарат (реактор), два

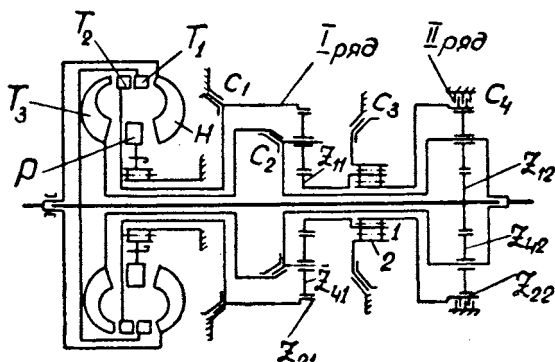


Рис. 16. Схема коробки передач ТУРБОГЛАЙД

планетарных ряда, три конусные фрикционные муфты, многодисковый фрикцион и две муфты свободного хода (рис. 16).

Рычажок управления, установленный на рулевой колонке, имеет пять положений. Система управления обеспечивает включение тех или других сцеплений. В зависимости от направления усилий работают муфты свободного хода. В табл. 5 приведены условия работы органов управления при всех положениях рычага управления.

Таблица 5

Работа органов управления коробок передач ТУРБОГЛАЙД

Положение рычажка	Сцепления				Муфты свободного хода		Передаточное число рядов	Общее передаточное число
	1	2	3	4	1	2		
Стоянка	-	-	-	-			-	-
Задний ход	+	+	-	-	сблокирована		1,78	3,1
Нейтраль	-	-	-	-			-	-
Передний ход	-	+	+	-	сблокирована освобождена	сблокирована освобождена	1,0	4,2
							1,6	3,8
							2,67	
Торможение на спусках	-	-	-	+			2,67	2,67

При положении рычажка — «движение» — сцепления C_3 и C_2 включены, а C_1 и C_4 выключены. Последовательно все три турбины приходят во вращение. Турбина 3 связана непосредственно со вторичным валом, турбина 2 — с коронной шестерней первого планетарного ряда. Центральная шестерня первого ряда в начальный период неподвижна за счет муфты свободного хода. Турбина 1 связана с солнечной шестерней второго планетарного ряда. Коронная шестерня второго ряда в начальный период времени неподвижна за счет блокировки двух муфт свободного хода.

Таким образом, в начальный период мощность передается тремя потоками. Обозначим коэффициенты трансформации трех турбин соответственно $K_{г1}$, $K_{г2}$ и $K_{г3}$.

Отношение чисел зубьев коронных шестерен к числам зубьев солнечных следующее: для первого ряда $K_1=1,67$; для второго ряда $K_2=1,67$. Условия работы в начальный момент времени отдельно показаны на рис. 17.

Крутящий момент на ведомом валу равен сумме трех крутящих моментов

$$M = M_1 + M_2 + M_3,$$

где M_3 — момент на третьей турбине, который передается непосредственно на ведомый вал;

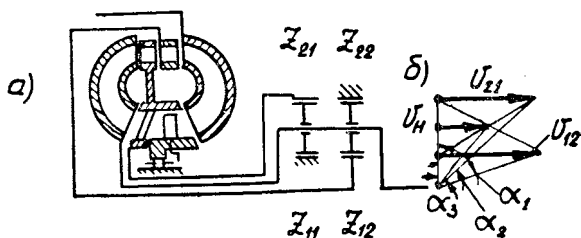


Рис. 17. Принципиальная схема работы коробки передач ТУРБОГЛАЙД при трогании с места:

- а) схема коробки;
б) план скоростей

M_2 — момент, который передается на ведомый вал от второй турбины и первого планетарного ряда.

Так как вторая турбина связана с коронной шестерней, а ведомый вал — с водилом, то крутящий момент турбины увеличивается в $\frac{K_1+1}{K_1}$ раз, т. е.

$$M_2 = M_{г2} \frac{K_1+1}{K_1} = 1,6M_{г2}.$$

M_1 — момент, который передается на ведомый вал от первой турбины и второго планетарного ряда,

$$M_1 = M_{г1} (K_2 + 1) = 2,67 M_{г1}.$$

Если все моменты в приведенной выше сумме поделить на момент двигателя, то получим выражение для общего коэффициента трансформации

$$K = 2,67 K_{г1} + 1,6 K_{г2} + K_{г3}.$$

Увеличение крутящих моментов обоими планетарными рядами должно было бы вызывать соответствующее уменьшение оборотов, однако ведомые части планетарных рядов соединены с одним валом, поэтому турбины будут в начальный период времени вращаться с различными определенными оборотами. Рис. 17, б показывает, что отношение оборотов турбин в начальный период времени должно соответствовать отношению $a_1:a_2:a_3$ или при заданных величинах $K_1=K_2=1,67$ отношение оборотов будет:

$$n_{1T} : n_{2T} : n_{3T} = K + 1 : \frac{K+1}{K} : 1 = 2,67 : 1,6 : 1.$$

На рис. 18, а показана зависимость числа оборотов турбин и вала двигателя от числа оборотов ведомого вала. В точке N_1 обороты первой турбины становятся равными оборотам насосного колеса. На рис. 18, б отло-

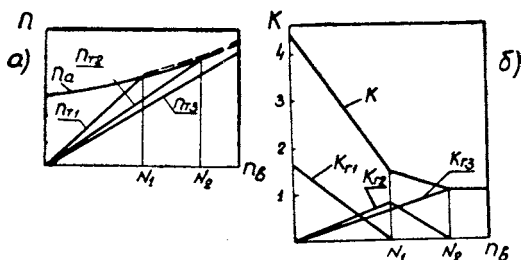


Рис. 18. Зависимость чисел оборотов и коэффициентов трансформации от числа оборотов ведомого вала:

$n_a, n_{T1}, n_{T2}, n_{T3}$ — число оборотов двигателя и соответствующих турбин;

$K, K_{Г1}, K_{Г2}, K_{Г3}$ — общий коэффициент трансформации и коэффициенты трансформации отдельных турбин

жены коэффициенты трансформации отдельных турбин в зависимости от числа оборотов ведомого вала. В точке N_1 момент на первой турбине становится равным нулю. При дальнейшем увеличении оборотов ведомого вала обороты турбины I начинают увеличиваться, на турбине появляется отрицательный крутящий момент. Изменение направления крутящего момента вызывает освобождение муфты свободного хода I и вращение короны второго ряда. Корона второго ряда будет

приобретать все увеличивающиеся обороты. При этом передача крутящего момента турбиной 1 прекращается, она автоматически становится ведомой, а муфта свободного хода исключает потери мощности.

В точке N_2 обороты второй турбины достигают оборотов насосного колеса, и так же автоматически происходит ее отключение за счет муфты свободного хода 2. В дальнейшем крутящий момент передается только турбиной 3. После выравнивания крутящих моментов на турбине 3 и в насосе реактор приходит во вращение; гидротрансформатор начинает работать как гидромуфта.

На рис. 18, б отложен также общий коэффициент трансформации. Реактор у гидротрансформатора имеет поворачивающиеся лопатки. При малых углах установки лопаток в начальный момент $K = K_{r1} \cdot 2,67 = 3,8$; при больших углах — $K = K_{r1} \cdot 2,67 = 4,3$. Поворот лопаток на больший угол происходит автоматически при нажатии педали дросселя полностью.

Задний ход (табл. 5) получается при включении сцеплений C_1 и C_2 (сцепления C_3 и C_4 выключены). Сцепление C_1 закрепляет неподвижно вторую турбину. Жидкость, выходящая с неподвижных лопаток турбины 2, имеет такое направление, что заставляет турбину 3 вращаться в обратном направлении. Момент на ведомом валу равен сумме двух моментов

$$M_{3,x} = M_3 + M'_1,$$

где M'_3 — момент на турбине 3;

M'_1 — момент, передаваемый от турбины 1 через оба планетарных ряда (рис. 19).

Во втором ряду движение передается с центрального колеса на корону; муфта M_2 заблокирована, движение передается на центральную шестерню первого ряда и затем на водило

$$\omega_1 + K_2 \omega_k = (K_2 + 1) \omega_{3,x};$$

$$\omega_k = (K_1 + 1) \omega_{3,x};$$

$$\omega_1 = (K_2 + 1) \omega_{3,x} - K_2 (K_1 + 1) \omega_{3,x};$$

$$\omega_1 = - (K_1 K_2 - 1) \omega_{3,x};$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_{3,x}} = - (1,67^2 - 1) = -1,79.$$

Следовательно, $M'_1 = 1,79M_{1r}$.

Реактор гидротрансформатора свободно вращается на заднем ходу.

Торможение на спусках осуществляется за счет включения многодискового сцепления и освобождения остальных сцеплений. При этом турбина T_1 приобретает обороты, в 2,67 раза превышающие обороты ведомого вала.

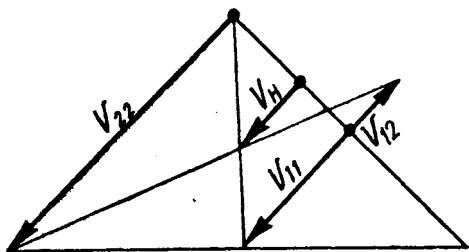


Рис. 19. План скоростей при включении заднего хода:

V_{12} , V_{11} , V_{22} , V_{21} — скорости одноименно обозначенных шестерен

Коробки ТУРБОГЛАЙД начали устанавливать в 1957 г. на автомобили общим весом 1500—1700 кг при мощности двигателя 185 л. с.

Коробка передач ГИДРОМАТИК (1960)

Коробка передач включает гидротрансформатор, два планетарных ряда и четыре органа управления: устройство, обеспечивающее опоражнивание гидротрансформатора; многодисковое сцепление; конусный и ленточный тормоза.

На рис. 20 даны направления потоков мощности на различных передачах. На схеме *a* (рис. 20) показана работа коробки передач на I передаче; при этом затянут ленточный тормоз и заполнен гидротрансформатор. Силовой поток от турбины передается ко второму планетарному ряду, на солнечное колесо и затем к водилу. Коэффициент трансформации примененного гидротрансформатора $K_r = 1,3$; отношение чисел зубьев центральных колес второго планетарного ряда $K_2 = 2,03$. Следова-

тельно, общий коэффициент трансформации на I передаче будет

$$K = 1,3 (2,03 + 1) - 0,3 = 3,64.$$

Величина 0,3 вычитается из первого произведения, так как реактор сидит на ведомом валу и на него воздействует крутящий момент

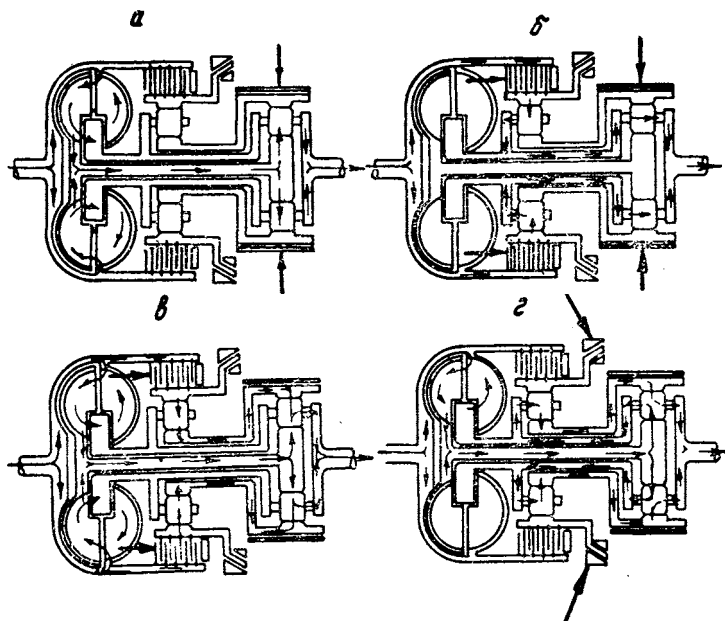


Рис. 20. Схемы потоков мощностей на различных передачах коробки ГИДРОМАТИК

$$M_p = M_T - M_H = (1,3 - 1) M_H = 0,3 M_H,$$

направленный в обратную сторону.

На схеме б (рис. 20) показана работа коробки на II передаче; при этом затянут ленточный тормоз, опорожнен гидротрансформатор и включено многодисковое сцепление. Силовой поток передается первым рядом, и крутящий момент увеличивается в $\frac{K_1 + 1}{K_1}$ раз (так как $K_1 = 1,72$, то $i_{II} = 1,58$).

Третья передача получается при заполнении гидротрансформатора и освобождении ленточного тормоза; многодисковое сцепление при этом включено (рис. 20,

схема в). Силовой поток от двигателя передается параллельно механическим и гидравлическим путями.

Задний ход получается при замыкании с корпусом конусного сцепления и освобождении остальных сцеплений. В начальный момент времени водило и реактор неподвижны, турбина передает крутящий момент через второй ряд, увеличивая его в K_2 раз, и затем через первый ряд, снова увеличивая в $(K_1 + 1)$ раз. Следовательно, крутящий момент на водиле первого ряда будет

$$M_{н1} = -M_a 1,3 \cdot K_2 (K_1 + 1).$$

К этому моменту добавится момент на реакторе и вычтется момент на водиле второго ряда, т. е:

$$K_{з.х} = -1,3 K_2 (K_1 + 1) - 0,3 + 1,3 (K_2 + 1) = \\ = -1,3 (K_1 K_2 - 1) - 0,3;$$

$$K_{з.х} = -1,3 (1,72 \cdot 2,03 - 1) - 0,3 = -3,55.$$

Коробка с данными параметрами устанавливается на автомобиль Олдсмобил F-85 (выпуск 1962 г.), мощность двигателя 250 л. с., сухой вес автомобиля 1330 кг.

Двухпоточная гидромеханическая коробка передач ДИВАБУС

Коробка (трехскоростная) включает: двухрядный дифференциал, дающий разветвление потока мощности и повышающую передачу, трехколесный гидротрансформатор, 3 планетарных ряда (две понижающие передачи и задний ход) и четыре ленточных тормоза (рис. 21).

Вал двигателя соединен с ведущим валом a , на котором насажена большая солнечная шестерня 11, малая солнечная шестерня 12 сидит на промежуточном валу 2. Водило связано с насосным колесом гидротрансформатора и тормозом T_1 . Турбинное колесо связано с промежуточным валом муфтой свободного хода.

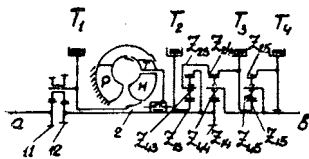


Рис. 21. Схема коробки передач ДИВАБУС

Подведенный крутящий момент распределяется дифференциалом на две части: одна из них идет гидравли-

ческим путем, вторая — механическим. Рассматривая баланс сил, действующих на блок сателлитов (рис. 22) получаем:

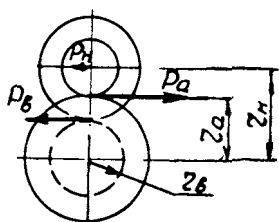


Рис. 22. Схема сил, действующих на блок сателлитов коробки передач ДИВАБУС

$$P_a (r_n - r_a) = P_b (r_n - r_b);$$

$$P_n (r_n - r_b) = P_a (r_a - r_b).$$

Если обозначить $\frac{r_a}{r_b} = \beta$

и $\frac{r_n}{r_b} = \gamma$, то $P_b = P_a \frac{\gamma - \beta}{\gamma - 1}$;

$$P_n = P_a \frac{\beta - 1}{\gamma - 1};$$

$$M_a : M_n : M_b = 1 : \frac{(\beta - 1) \gamma}{(\gamma - 1) \beta} : \frac{\gamma - \beta}{(\gamma - 1) \beta}.$$

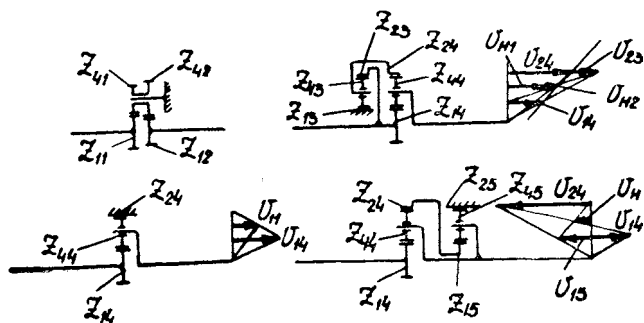


Рис. 23. Ряды и планы скоростей на отдельных передачах

Таким образом, отношение крутящего момента на насосе к моменту на ведущем валу будет равняться

$$\beta_1 = \frac{M_n}{M_a} = \frac{(\beta - 1) \gamma}{(\gamma - 1) \beta}$$

и β_1 может изменяться теоретически от 0 до 1.

Отдельные передачи получают торможением барабанов: понижающая — при работе тормоза T_3 , средняя — T_2 и задний ход — T_4 . На рис. 23 показаны ряды,

участвующие в получении отдельных передач, нарисованы планы скоростей и названы передаточные числа на отдельных передачах.

Коробки данного типа устанавливаются на автобусы с двигателями мощностью до 200 л. с.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ильин Ю. И. Анализ двухпоточных гидромеханических передач. М., ВНИТИ, 1958.
2. Крейнс М. П. К. п. д. и передаточное отношение зубчатого механизма. Труды семинара по ТММ, т. 1. М., 1947.
3. Крюков А. Д. Планетарные передачи в транспортных машинах. Машгиз, 1950.
4. Крюков А. Д. Методика расчета редукторов и коробок передач транспортных машин. ЛПИ, 1954.
5. Крюков А. Д. Тепловой расчет трансмиссий транспортных машин. Машгиз, 1961.
6. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи. Машгиз, 1960.
7. Кузнецов Н. В. Вопросы синтеза двухпоточных гидромеханических передач. Труды Московского института жел.-дор. транспорта, выпуск 118. Трансжелдориздат, 1958.
8. Лapidус В. И., Петров В. А. Гидромеханические передачи автомобилей. Машгиз, 1961.
9. Нарбут А. Н. К п. д. планетарного механизма двух- и трехступенчатых коробок передач легковых автомобилей. «Автомобильная промышленность» № 8, 1960.
10. Прокофьев В. Н. Основы теории гидромеханических передач. Машгиз, 1957.
11. Прокофьев В. Н. Гидравлические передачи колесных и гусеничных машин. Воениздат, 1960.
12. Шабанов К. Д. Двухпоточные передачи транспортных машин. Машгиз, 1962.
13. Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. 2. Машгиз, 1948.
14. Chapman Charles S., Gorsky Rudolph I., SAE Journal 1961, 69, № 4.
15. Bloch Peter, Schneider Raymond C. SAE Annual Meet., Preprints, 1959, № 92W.
16. Winchell F. I., Route W. D., Kelley O. K., SAE I., 65(5), 34—38 (1957).

ОСНОВЫ СИНТЕЗА
ПЛАНЕТАРНЫХ
И ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ
ПЕРЕДАЧ

Редактор *Нехай В. Т.*
Техн. редактор *Кислякова М. Н.*
Корректоры *Матусевич И. А., Дубовик Л. А.*

АТ 05231. Сдано в наб. 3/1-63 г. Подп. к
печ. 25/V-63 г. Тираж 1000 экз.
Бумага 84×108¹/₃₂. Печ. л. 1,375(2,255).
Уч.-изд. л. 2,5. Изд. № 32. Заказ 319.

Издательство Министерства высшего, среднего
специального и профессионального
образования БССР

*

Типография Издательства МВСС и ПО БССР
Минск, Кирова, 24