

САНКТ - ПЕТЕРБУРГСКИЙ  
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

**ИНЖЕНЕРНО - СТРОИТЕЛЬНЫЙ ФАКУЛЬТЕТ**

доцент, к.т.н. Галузин В.М., доцент, к.т.н. Данилов В.М.

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**  
к практическим занятиям по строительным машинам

РАБОТА N 2

ИЗУЧЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА  
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВЫХ УСИЛИЙ АВТОМОБИЛЯ

Указания разработаны на кафедре  
«Технология, организация и экономика строительства»

Санкт - Петербург  
2000 г.

## РАБОТА N 2

### ИЗУЧЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО ПРОИВОДА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВЫХ УСИЛИЙ АВТОМОБИЛЯ

#### 1. Исходные данные.

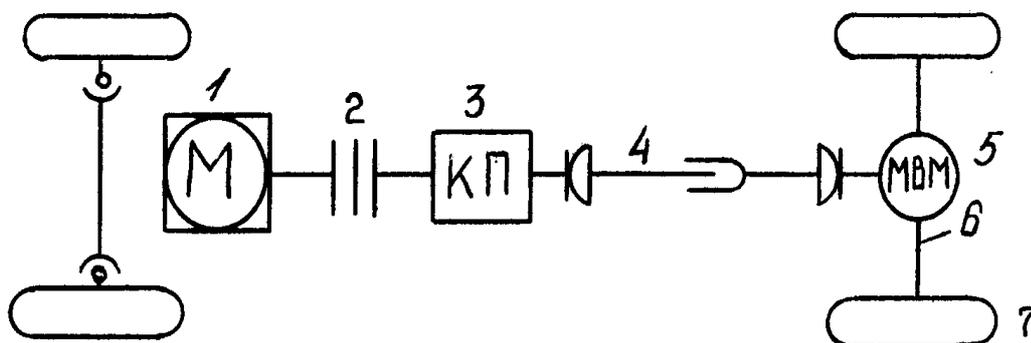
Упрощенная кинематическая схема грузового автомобиля и параметры передачи. Варианты исходных данных приведены в приложении.

#### 2. Состав задания.

- 2.1. Изобразить упрощенную кинематическую схему автомобиля.
- 2.2. Ознакомиться с кинематической схемой коробки передач.
- 2.3. Вычислить передаточное число на всех передачах.
- 2.4. Определить тяговые усилия , развиваемые двигателем на различных передачах.
- 2.5. Ознакомиться с характеристикой тягового баланса автомобиля.

#### 3. Рекомендации по выполнению

3.1 Упрощенная кинематическая схема автомобиля.



- |   |                                    |
|---|------------------------------------|
| 1. - двигатель                          | 4. - телескопический карданный вал |
| 2. - фрикционная муфта<br>( сцепление ) | 5. - механизм ведущего моста       |
| 3. - коробка передач                    | 6. - полуось                       |
|   | 7. - колесный движитель            |

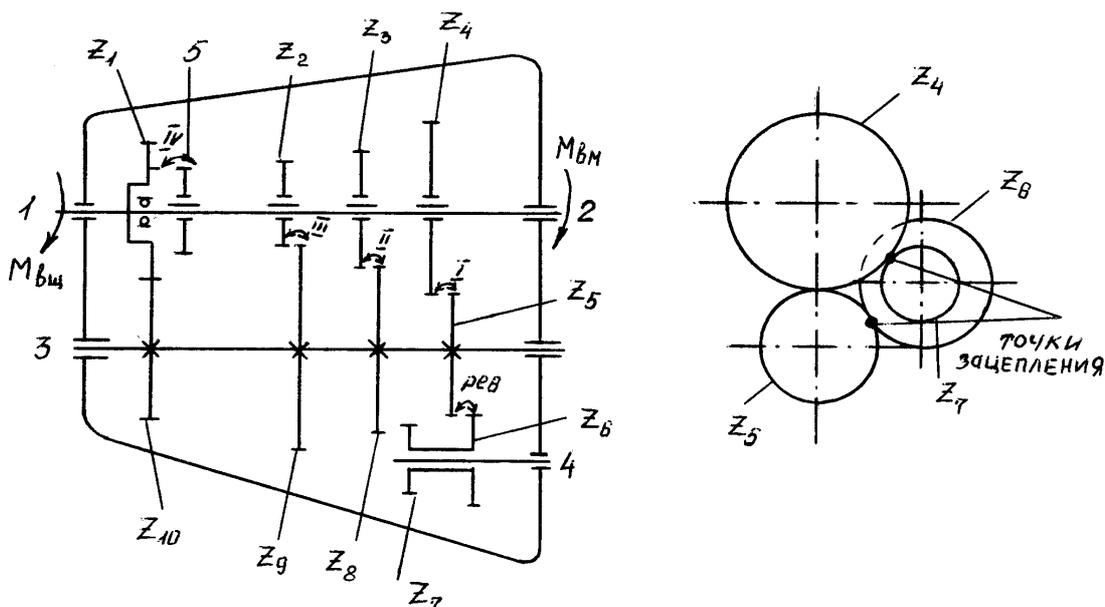
Двигатель через фрикционную муфту соединен с первичным валом коробки передач. Вторичный вал коробки передач посредством карданной передачи соединен с механизмом ведущего ( заднего ) моста.

Дисковая фрикционная муфта обеспечивает плавное соединение и кратковременное разъединение двигателя с механизмом ведущего моста при переключении передач. Четырехступенчатая коробка передач предназначена для ступенчатого изменения передаточного числа, реверсирования ( изменения направления вращения ) и отсоединения двигателя при остановке автомобиля.

Карданная передача состоит из валов и шарнирных муфт. Она передает крутящий момент под некоторым углом и при перемещении заднего (ведущего) моста в вертикальной плоскости, а благодаря телескопическому соединению – при смещении ведущего моста и в горизонтальном направлении.

Механизм ведущего моста состоит из главной передачи и симметричного конического дифференциала. Главная передача представляет собой конический зубчатый редуктор, она также обеспечивает увеличение крутящего момента и распределение его на полуоси. Устройство дифференциала допускает вращение ведущих колес автомобиля с разными угловыми скоростями при движении по криволинейному пути.

### 3.2 Кинематическая схема коробки передач



Коробка передач состоит из набора цилиндрических зубчатых колес. Введение в действие сочетания двух колес обеспечивает определенное передаточное число и соответственное увеличение крутящего момента на ведомом валу.

Коробка передач имеет четыре вала: ведущий (первичный) 1, ведомый (вторичный) 2, промежуточный 3 и дополнительный валик 4 для фиксации блока шестерен реверса.

Колеса имеют следующее количество зубьев :

$$z_1 = 18, z_2 = 23, z_3 = 29, z_4 = 52, z_5 = 12, z_6 = 14, z_7 = 12, z_8 = 14, z_9 = 20, z_{10} = 27.$$

Колесо  $Z_1$  жестко закреплено на валу 1, в ступице колеса имеется гнездо для подшипника, служащего опорой для ведомого вала 2.

На ведомом валу посажены колеса  $Z_2$ ,  $Z_3$ , и  $Z_4$  и зубчатая муфта 5, которые могут перемещаться в осевом направлении по шлицам. На промежуточном валу 3 установлен блок шестерен  $Z_{10}$ ,  $Z_9$ ,  $Z_8$  и  $Z_5$ .

Зубчатые колеса  $Z_1$  и  $Z_{10}$  находятся в постоянном зацеплении, т.е. при включении ведущего вала блок шестерен  $Z_{10} - Z_9 - Z_8 - Z_5$  вращается. Также в постоянном зацеплении находятся колеса  $Z_5$  и  $Z_6$ , при включенной коробке передач блок шестерен  $Z_6 - Z_7$  вращается.

### 3.3 Вычислить передаточное число на всех передачах.

Для получения 1 передачи колесо  $Z_4$  перемещается и вводится в зацепление с колесом  $Z_5$ . Известно, что передаточное число сложного зубчатого механизма, состоящего из нескольких последовательно соединенных пар зубчатых колес

$$i_{1n} = i_{12} * i_{34} * \dots * i_{(n-1)n} \quad , \text{ а } i_{12} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (1)$$

Тогда передаточное число на 1 передаче

$$i_1 = \left( - \frac{Z_{10}}{Z_1} \right) \left( - \frac{Z_4}{Z_5} \right) = \frac{Z_{10} * Z_4}{Z_1 * Z_5} \quad (2)$$

Для получения 2 передачи колесо  $Z_3$  вводится в зацепление с колесом  $Z_8$  и тогда

$$i_2 = \left( - \frac{Z_{10}}{Z_1} \right) \left( - \frac{Z_3}{Z_8} \right) = \frac{Z_{10} * Z_3}{Z_1 * Z_8} \quad (3)$$

Для получения 3 передачи колесо  $Z_2$  вводится в зацепление с колесом  $Z_9$  и тогда

$$i_3 = \left( - \frac{Z_{10}}{Z_1} \right) \left( - \frac{Z_2}{Z_9} \right) = \frac{Z_{10} * Z_2}{Z_1 * Z_9} \quad (4)$$

Четвертая передача получается при перемещении зубчатой муфты 5 до соединения с зубчатой полумуфтой колеса  $Z_1$ . Ведущий и ведомый валы объединяются в одно целое,

$$i_4 = 1 \quad (5)$$

Эту передачу иногда называют « прямой ». Реверсирование, т.е. изменение направления вращения ведомого вала при движении автомобиля задним ходом осуществляется перемещением колеса  $Z_4$  ( на схеме коробки передач влево ) и введением его в зацепление с колесом

$z_7$ . Конструктивно блок шестерен  $z_6 - z_7$  располагается вне плоскости рисунка, что и поясняет схема реверсирования. Тогда

$$i_{\text{рев}} = \left( - \frac{z_{10}}{z_1} \right) \left( - \frac{z_6}{z_5} \right) \left( - \frac{z_4}{z_7} \right) \quad (6)$$

### 3.4 Определить крутящие моменты, развиваемые двигателем и движителем на различных передачах.

Крутящий момент, развиваемый двигателем, можно определить по формуле:

$$M_{\text{вщ}} = 9550 \frac{N}{n} \quad [\text{Н*М}] \quad (7)$$

где:  $N$  - мощность двигателя, кВт  
 $n$  - частота вращения двигателя, мин<sup>-1</sup>

Выбрав соответствующие значения  $N$  и  $n$  из приложения, определяем  $M_{\text{вщ}}$ . Крутящий момент на колесном движителе:

$$M_{\text{кд}} = M_{\text{вщ}} * i_{\text{пер}} * \eta_{\text{пер}} \quad [\text{Н*М}] \quad (8)$$

где:  $i_{\text{пер}}$  - общее передаточное число.

Так как увеличение крутящего момента осуществляется не только спомощью коробки передач ( $2^x - 3^x$  - ступенчатого редуктора), но и главной передачи

$$i_{\text{пер}} = i_{\text{кп}} * i_{\text{гп}} \quad (9)$$

где:  $i_{\text{кп}}$  - передаточное число коробки передач ( $i_1, i_2$  и т.д.)

$i_{\text{гп}}$  - передаточное число главной передачи (в рассматриваемой схеме может быть принято  $i_{\text{гп}} = 6,8$ )

$\eta_{\text{пер}}$  - КПД передачи

$$\eta_{\text{пер}} = \eta_{\text{пк}}^k$$

где:  $\eta_{\text{пк}}$  - КПД пары зубчатых колес (принимается равным 0,98)

$k$  - число пар зубчатых колес при включении заданной передачи

С учетом пары конических зубчатых колес главной передачи, при включении 1, 2, и 3 передач  $k = 3$ , при включении 4 передачи  $k = 1$ , При включении задней передачи  $k = 4$ . Тогда

$$\begin{aligned} \eta_{\text{пер1}} = \eta_{\text{пер2}} = \eta_{\text{пер3}} &= 0,98^3 = 0,94 \\ \eta_{\text{пер4}} &= 0,98 \\ \eta_{\text{пер реВ}} &= 0,98^4 = 0,92 \end{aligned} \quad (10)$$

Учитывая изложенное выше, определяем пять величин  $M_{\text{кд}}$  ( форм. 8 )  
для каждой передачи.

### 3.5 Определение тяговых усилий на различных передачах.

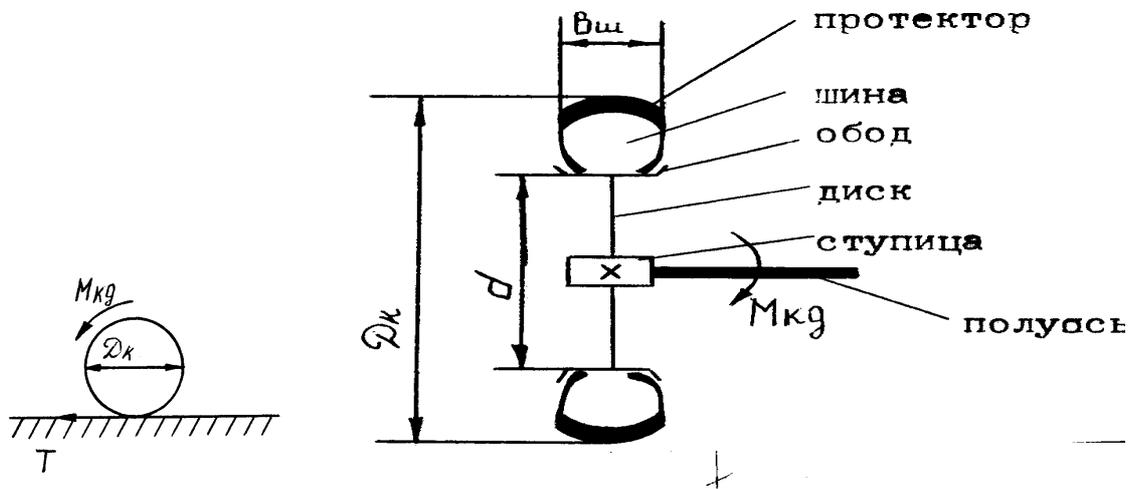
При известном  $M_{\text{кд}}$  тяговое усилие определяется по формуле

$$T = \frac{2M_{\text{кд}}}{D_{\text{к}}} * \eta_{\text{к}} \quad [\text{Н}] \quad (11)$$

где :  $D_{\text{к}}$  - диаметр колеса , м

$\eta_{\text{к}}$  - КПД колесного движителя ( обычно 0,98 )

Принципиальное устройство колесного движителя автомобиля показано на рисунке



Диаметр колеса можно определить по формуле

$$D_{\text{к}} = d + 2,16 B_{\text{ш}} \quad [\text{м}] \quad (12)$$

где :

$d$  - диаметр обода или посадочный диаметр шины

$B_{\text{ш}}$  - ширина шины

Обычно эти размеры ( в том числе и в приложении ) указываются в дюймах ( 1 дюйм = 0,0254 м ).

### 3.6 Характеристика тягового баланса автомобиля

Тяговое усилие автомобиля  $T$  расходуется на преодоление сопротивления движению  $W$ . Вместе с тем необходимо учитывать величину сцепной тяги  $T_{сц}$ , величина которой определяется по формуле

$$T_{сц} = G_{сц} * \phi \quad (13)$$

где :  $G_{сц}$  - сцепная масса автомобиля  
 $\phi$  - коэффициент сцепления протектора шины с поверхностью дороги

Величина коэффициента сцепления  $\phi$  зависит от типа и состояния дорожного покрытия и изменяется в широких пределах от 0,7 – 0,6 для сухого асфальтобетона с высокой шероховатостью до 0,18 – 0,15 для загрязненной или обледенелой поверхности. Сцепная масса – доля общей массы автомобиля и груза, которая приходится на ведущие колеса. Для автомобилей грузоподъемностью более 3 т она составляет

$$G_{сц} = ( 0,68 - 0,75 ) ( G_a + Q ) \quad (14)$$

где:  $G_a$  и  $Q$  - соответственно масса автомобиля и груза при полном снаряжении.

Таким образом, движение автомобиля возможно, если соблюдается условие

$$T \geq W \leq T_{сц} \quad (15)$$

При  $T \leq W \leq T_{сц}$  усилия на ведущих колесах недостаточно для преодоления сопротивления движению, колеса не вращаются и двигатель останавливается (глохнет). Чтобы избежать такой ситуации движение в тяжелых условиях всегда выполняют на наиболее сильной первой передаче ( $T = \max$ ).

При  $T > W \geq T_{сц}$  ведущие колеса автомобиля будут вращаться, но сила тяги по сцеплению будет недостаточна для его движения (колеса буксуют). Такая ситуация может возникнуть при движении по слабому грунту (велико сопротивление движению), по скользкой дороге и т. д. На устранение пробуксовки ведущих колес направлены мероприятия по улучшению качества дороги (уменьшение сопротивления движению) и повышению эксплуатационных характеристик проезжей части (увеличение коэффициента сцепления).

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Грубник Г.А. Методические указания к лабораторной работе “Определение параметров механической трансмиссии”. Л., 1977, 15с.
2. Заленский В.С. Строительные машины. Примеры расчетов. М., Стройиздат, 1983, 271с.

Приложение

Вариант	<b>N</b> кВт	<b>n</b> мин <sup>-1</sup>	<b>B</b> дюймы	<b>d</b> дюймы
1	80	3200	8,5	20,0
2	80	3400	10,0	18,0
3	80	3500	12,0	18,0
4	90	3100	10,0	18,0
5	90	3300	8,5	20,0
6	90	3400	12,0	20,0
7	100	3200	10,0	18,0
8	100	3400	12,0	18,0
9	100	3500	12,0	20,0
10	110	3200	8,5	20,0
11	110	3400	10,0	18,0
12	120	3300	12,0	18,0
13	120	3500	10,0	18,0
14	130	3200	12,0	20,0
15	130	3400	12,0	18,0
16	140	3200	10,0	18,0
17	140	3500	12,0	18,0
18	150	3400	12,0	20,0
19	150	3300	10,0	18,0
20	160	3500	12,0	20,0