

БЕЛОРУССКИЙ ИНСТИТУТ МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА

Профессор Д.А.Чудаков и
доцент И.А.Гончаров

Курсовая работа
по теории трактора и автомобиля
(методические указания)

Под редакцией профессора
Д.А.Чудакова

г. Минск, 1967 года

С о д е р ж а н и е

В в е д е н и е	
Исходные данные	2
Тяговый расчет трактора	3
Расчет двигателя для трактора:	7
тепловой расчет	8
динамический расчет	16
Теоретическая регуляторная характеристика трактор- ного двигателя	21
Тяговая характеристика трактора	25
Тяговый расчет автомобиля	33
Теоретическая скоростная (внешняя) характеристика автомобильного двигателя	36
Универсальная динамическая характеристика автомоби- ля	37
Экономическая характеристика автомобиля	40
Общие методические указания	43
Приложения	

В в е д е н и е.

Задачей курсовой работы является систематизация и закрепление знаний студентов по основным вопросам теории трактора и автомобиля, имеющим для инженера-механизатора сельскохозяйственного производства первостепенное значение.

В курсовую работу входят 2 темы:

1. Тяговые качества и топливная экономичность трактора;
2. Тягово-скоростные качества и топливная экономичность автомобиля.

Каждая из тем имеет комплексный характер и должна охватывать разные аспекты относящихся к ней вопросов. В соответствии с этим предусматривается выполнение следующих разделов:

По теме I:

- а) тяговый расчет трактора;
- б) расчет двигателя для трактора;
- в) построение теоретической регуляторной характеристики двигателя;
- г) построение теоретической тяговой характеристики трактора.

По теме II:

- а) Тяговый расчет автомобиля;
- б) построение теоретической скоростной (внешней) характеристики двигателя для автомобиля;
- в) построение универсальной динамической характеристики автомобиля.

Основными учебными пособиями для выполнения курсовой работы являются:

- | | |
|-----------------|---|
| Болтинский В.Н. | - Теория, конструкция и расчет тракторных и автомобильных двигателей, М.Сельхозиздат, 1962; |
| Чудаков Д.А. | - Основы теории трактора и автомобиля, М.Сельхозиздат, 1962. |

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

к теме 1 "Т р а к т о р ы"

1. Тип трактора
2. Номинальная сила тяги $P_H =$ тн.
3. Двигатель: тип
колесная схема
4. Число основных передач; транспортных
5. Расчетная скорость движения при номинальной силе тяги $V_H =$ км/час.
6. Максимальная расчетная транспортная скорость $V_{max} =$ км/час;
7. Двигатель: тип; степень сжатия $\epsilon =$; номинальное число оборотов коленчатого вала $n_H =$ об/мин; тип камеры сгорания; число цилиндров $i =$; отношение хода поршня к диаметру цилиндра $s/d =$; отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda =$

К теме 2 "А в т о м о б и л и"

1. Тип автомобиля
2. Номинальная грузоподъемность $G_r =$ тн.
3. Колесная схема
4. Максимальный коэффициент загрузки автомобиля $\Gamma_{max} =$
5. Число передач:
6. Максимальная расчетная скорость движения на прямой передаче $V_{max} =$ км/час.
7. Двигатель: тип; число оборотов коленчатого вала при максимальных скоростях движения $n_v =$ об/мин; удельный расход топлива при работе на максимальной мощности $g_e(n) =$ г/э.л.с.ч.

ПРИМЕЧАНИЕ: Численные значения задаваемых параметров указываются каждому студенту индивидуально или выбираются им по установленному для него шифру.

Методические указания к теме I

Тяговый расчет трактора.

С помощью тягового расчета определяются основные параметры трактора: его тяговые показатели на основных передачах, вес, расчетные скорости движения и требуемая мощность двигателя.

При выполнении указанных расчетов нужно исходить из заданного тягового класса трактора. Класс трактора характеризуется величиной номинальной силы тяги P_n , которую он должен развивать на крюке, работая с установленной для такой нагрузки скоростью на стерне нормальной влажности и плотности (на горизонтальных участках чернозема или суглинка); при этом буксование движителей не должно выходить за допустимые пределы и трактор должен соответственно иметь достаточно высокий тяговый к.п.д. У колесных тракторов допускается в этих условиях буксование движителей в пределах 15-18%, у гусеничных - в пределах 3-5%. Тяговый к.п.д. у колесных тракторов типа 4x2 должен быть не ниже 60-64%, у тракторов 4x4 не ниже 65-68%, у гусеничных тракторов не ниже 70-74%.

В последовательном порядке определяются:

I. Тяговый диапазон трактора, т.е. отношение его номинальной силы тяги на крюке к минимальной силе тяги на крюке P_{min} , с которой он должен работать и может быть рационально использован. Величина тягового диапазона δ_T подсчитывается по формуле:

$$\delta_T = \epsilon \frac{P_n}{P'} \quad (1)$$

где P_n - номинальная сила тяги, установленная для тракторов предыдущего тягового класса;
 ϵ - коэффициент расширения тяговой зоны трактора.

Для универсально-пропашных колесных тракторов принимают $\epsilon = 1,25$, для гусеничных сельскохозяйственных тракторов общего назначения $\epsilon = 1,2$.

Для тракторов, не связанных закономерно с другими тяговыми классами, можно принять тяговый диапазон $\delta_T = 2$.

Расчетная минимальная сила тяги на крюке трактора при принятых условиях работы на стерне

$$P_{кр, \min} = \frac{P_H}{\delta_T} \quad (2)$$

Зная пределы тяговых усилий на крюке, с которыми рассчитываемый трактор должен работать, можно подобрать к нему применительно к тем или иным зональным условиям соответствующий набор сельскохозяйственных машин.

2. Весовые параметры трактора

G_0 - конструктивный (сухой) вес, т.е. вес трактора в неработающем состоянии, без тракториста, инструмента, дополнительного оборудования и балласта;

G_{\min} - минимальный эксплуатационный вес, равный конструктивному весу плюс вес заправочных материалов и вес тракториста;

G_{\max} - максимальный эксплуатационный вес, равный G_{\min} плюс балласт того или иного типа, который может быть применен для увеличения сцепного веса (обычно у колесных тракторов 4х2).

Конструктивный вес трактора следует максимально снижать, насколько это выполнимо технически и целесообразно с экологической точки зрения. Более или менее точно конструктивный вес может быть подсчитан только при реальном проектировании. При выполнении курсовой работы величина его берется, ориентируясь на аналогичные показатели современных тракторов того же класса (таблица I приложения).

С достаточной для учебных расчетов точностью можно принимать, что минимальный эксплуатационный вес трактора

$$G_{\min} = (1,07 + 1,1)G_0 \quad (3)$$

Максимальный эксплуатационный вес трактора выбирается с таким расчетом, чтобы при работе в соответствующих условиях с номинальной нагрузкой на крюке, сцепной вес трактора был достаточен для обеспечения допустимого буксования ведущих колес (гусениц).

Подсчет максимального эксплуатационного веса трактора производится по следующим формулам:

для колесного трактора 4х2

$$G_{max} = \frac{P_n}{\rho_{k доп} \lambda_k - f} ; \quad (4a)$$

для колесного трактора 4х4

$$G_{max} = \frac{P_n}{\rho_{k доп} - f} ; \quad (4б)$$

для гусеничного трактора

$$G_{max} = \frac{P_n}{\rho_{k доп} - 0,5f} \quad (4в)$$

Здесь $\rho_{k доп}$ - допустимая величина коэффициента использования сцепного веса трактора; λ_k - коэффициент нагрузки ведущих колес; f - коэффициент сопротивления качению.

Для колесных тракторов $\rho_{k доп} = 0,5+0,6$, в зависимости от конструкции и размеров шин, установленных на ведущих колесах; для гусеничных тракторов $\rho_{k доп} = 0,55+0,65$ в зависимости от типа и конструкции гусеничного движителя.

Далее в этих формулах принимают: $\lambda_k = 0,75+0,8$; f - для колесных тракторов $0,08+0,10$, для гусеничных $0,06+0,08$.

У тракторов с двумя ведущими колесами требуемый максимальный эксплуатационный вес G_{max} обычно больше, чем G_{min} . В таких случаях увеличение эксплуатационного веса достигается применением балласта, вес которого

$$G_{bal.} = G_{max} - G_{min} \quad (5)$$

Этот балласт используется для повышения сцепного веса трактора.

Примечание: Вопрос о применении балласта для других целей в тяговом расчете не рассматривается.

3. Номинальные скорости движения.

Выбор их начинается с определения диапазона номинальных основных скоростей, т.е. отношения высшей основной скорости $V_{H(z)}$ к первой V_{H1} . Величина скоростного диапазона подсчитывается по формуле

$$\delta_{Vосн} = \delta_T \delta_{\text{д min}} \frac{P_H + f G_{\text{max}}}{P_H + \delta_T f G_{\text{min}}} \quad (6)$$

где $\delta_{\text{д min}}$ - допускаемый минимальный коэффициент загрузки двигателя. В формуле (6) берется $\delta_{\text{д min}} = 0,85+0,9$.

При предварительных расчетах ряд основных скоростей строится по принципу геометрической прогрессии, знаменатель которой

$$q = \sqrt[Z-1]{\delta_{Vосн}}$$

Здесь Z - число основных скоростей; оно указывается в задании; обычно $Z = 4+5$.

В задании указывается численное значение первой основной скорости - V_{H1} ; остальные основные скорости подсчитываются, исходя из установленного значения q знаменателя геометрического ряда.

При выполнении тягового расчета номинальная величина высшей транспортной скорости $V_{H \text{ max}}$ берется по заданию. Если транспортных скоростей две, то промежуточная скорость V'_H назначается как среднеарифметическая или среднегеометрическая величина между высшей транспортной и высшей основной скоростью, т.е. в пределах

$$V_{H1} \dots \frac{V_{H \text{ max}} + V_{H(z)}}{2} \div \sqrt{V_{H \text{ max}} \cdot V_{H(z)}} \quad (7)$$

Окончательно ряд скоростей корректируется при кинематическом расчете коробки передач трактора.

4. Номинальная мощность двигателя, устанавливаемого на тракторе.

Подсчет номинальной мощности двигателя N_H производится по формуле:

$$N_H = \frac{(P_H + fG_{max})}{270 \eta_{тр1} \eta_{э}} \quad ; \quad (8)$$

где $\eta_{тр1}$ - к.п.д. трансмиссии на I-ой основной передаче;
 $\eta_{э}$ - коэффициент эксплуатационной нагрузки двигателя; принимается $\eta_{э} = 0,85$.

При определении к.п.д. трансмиссии нужно учитывать потери, возникающие при передаче нагрузки, и потери холостого хода. В соответствии с этим

$$\eta_{тр} = \eta_{хол} \eta_{ц}^{n_ц} \eta_{к}^{n_к} \quad ; \quad (9)$$

где $\eta_{хол}$ - к.п.д., учитывающий потери холостого хода; при подсчете номинальной мощности двигателя, можно принимать $\eta_{хол} = 0,96$;
 $\eta_{ц}$ и $\eta_{к}$ - соответственно к.п.д. цилиндрической и конической пары шестерен; $\eta_{ц} = 0,985$, $\eta_{к} = 0,975$;
 $n_ц$ и $n_к$ - соответственно число пар цилиндрических и конических шестерен, работающих в трансмиссии на данной передаче.

Расчет двигателя для трактора.

На всех отечественных тракторах устанавливаются двигатели дизельного типа, поэтому дальнейшие расчеты ведутся применительно к ним.

Главными задачами расчета двигателя при выполнении курсовой работы являются: определение основных размеров двигателя; оценка его к.п.д. и экономичности; выявление усилий, действующих на основные детали двигателя; подбор маховика, обеспечивающего необходимую равномерность вращения коленчатого вала.

Для решения поставленных задач проводятся тепловой и динамический расчеты двигателя.

При выполнении расчетов необходимо иметь ряд исходных данных, которые указаны в задании. Помимо номинальной мощности двигателя, величина которой была установлена на основании тягового расчета, к ним относятся: номинальное число оборотов в минуту n коленчатого вала, число цилиндров i , тип камеры сгорания, отношение s/d хода поршня к диаметру цилиндра и λ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Тепловой расчет двигателя и определение его основных размеров:

а) Определение исходных данных для построения индикаторной диаграммы.

В первую очередь необходимо определить параметры состояния газов (абсолютное давление p и абсолютную температуру T) в характерных для диаграммы точках. Такими точками являются: а - конец всасывания; с - конец сжатия; z - конец сгорания и б - конец расширения.

Для этого в последовательном порядке определяются:

I. Давление p_a и температура T_a в конце хода всасывания:

$$p_a = \frac{\eta_v p_0 (\varepsilon - 1) T_0' + p_2 T_0}{\varepsilon T_0} \quad \text{кг/см}^2; \quad (10)$$

$$T_a = \frac{\varepsilon p_2}{\eta_v (\varepsilon - 1) p_0 + \frac{T_0}{T_2} p_2} T_0 \quad \text{°K} \quad (11)$$

- Здесь: η_v - коэффициент выполнения цилиндров;
 ε - степень сжатия;
 $p_0 \text{ и } T_0$ - соответственно давление и температура окружающей среды;
 T_0' - температура всасываемого заряда с учетом его подогрева при поступлении в цилиндры;
 $p_2 \text{ и } T_2$ - соответственно давление и температура остаточных газов.

Значения исходных величин, входящих в формулы (10) и (11): $\eta_v = 0,8+0,9$ в зависимости от сопротивления всасыва-

шого тракта и степень подогрева в нем поступающего в цилиндр воздуха; $\epsilon = 15+17$, конкретная величина ее указывается в задании; $T_0 = 273+15 = 288^\circ$; $T_0' = T_0 + 10 + 15^0$, чем быстрее ходит дизель, тем меньше подогрев всасываемого воздуха; $\rho_0 \approx 1,0 \text{ кг/см}^3$; $\rho_2 = 1,05 + 1,2 \text{ кг/см}^3$ в зависимости от сопротивления выпускного тракта; $T_2 = 750+1200^\circ\text{K}$ в зависимости от степени сжатия и числа оборотов двигателя - чем выше степень сжатия и ниже число оборотов, тем меньше температура T_2 .

2. Давление ρ_c и температура T_c в конце хода сжатия.

$$\rho_c = \rho_a \epsilon^{n_1} \quad \text{кг/см}^3; \quad (12)$$

$$T_c = T_a \epsilon^{n_1-1} \quad ^\circ\text{K} \quad (13)$$

n_1 - показатель политропы сжатия; у современных быстроходных дизелей можно для ориентировочных расчетов при выполнении курсовой работы определять показатель политропы сжатия по эмпирической формуле:

$$n_1 = 1,41 - \frac{60}{n_n}$$

где n_n - номинальное число оборотов коленчатого вала двигателя.

3. Количество газов, находящихся в цилиндре в конце сжатия.

Теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания I кг топлива (с составом C, H_2 и O_2)

или
$$L_0' = \frac{I}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H_2 - O_2 \right) \text{ кг},$$

$$L_0 = \frac{L_0'}{29} \text{ киломоля},$$

где C, H_2 и O_2 - доля соответствующих компонентов в I кг топлива.

Для дизельного топлива можно принимать

$$C = 85,7\%, \quad H_2 = 13,3\%, \quad O_2 = 1\%.$$

Действительное количество воздуха, необходимое для сгорания I кг топлива

$$L_g = \alpha L_0 \text{ киломоля},$$

где α - коэффициент избытка воздуха.

У дизелей с предкамерным или вихрекамерным смесеобразованием $\alpha = 1,3+1,4$; при непосредственном впрыске в неразделенную камеру $\alpha = 1,6+1,7$. Чем полнее предполагаемая загрузка двигателя в эксплуатации, тем больше должен быть выбран коэффициент избытка воздуха α .

Помимо поступившего воздуха, в цилиндре находятся остаточные газы, количество которых

$$M_2 = \gamma \alpha L_0 \text{ киломоля,}$$

где γ - коэффициент остаточных газов.

Величина γ определяется из уравнения:

$$\gamma = \frac{P_2 T_0}{P_0 T_2 \gamma_v (\epsilon - 1)}$$

Общее количество газов, находящихся в цилиндре в конце сжатия,

$$M_c = \alpha L_0 (1 + \gamma) \text{ киломоля.}$$

4. Количество газов, находящихся в цилиндре в конце сгорания.

Число молей M продуктов сгорания 1 кг топлива (при коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 1$) определяется по формуле

$$M = \frac{C}{12} + \frac{H_2}{2} - 0,2 L_0 + \alpha L_0 \text{ киломоля.}$$

С учетом остаточных газов количество газов, находящихся в цилиндре в конце сгорания

$$M_2 = M + M_c \text{ киломоля.}$$

5. Давление P_2 и температура T_2 в конце сгорания.

$$P_2 = \lambda P_0 \text{ кг/см}^2, \text{ (14)}$$

где λ - степень повышения давления при сгорании топлива.

У дизелей с предкамерным и вихрекамерным смесеобразованием $\lambda = 1,4+1,8$; при непосредственном впрыске в неразделенную камеру $\lambda = 1,7+2,2$. Чем ниже коэффициент избытка воздуха α , тем выше λ .

Температура T_2 определяется из уравнения сгорания, которое для четырехтактного дизеля имеет следующий вид:

$$(C_v + 1,985 \cdot \lambda) T_c + \frac{\xi H_u}{\alpha \lambda_0 (1 + \gamma)} = M C_p T_2 \text{ } ^\circ\text{K.} \quad (15)$$

- Здесь C_v - средняя молекулярная теплоемкость воздуха при постоянном объеме;
- C_p - средняя молекулярная теплоемкость продуктов сгорания жидкого топлива при постоянном давлении;
- ξ - коэффициент использования тепла;
- $M = \frac{M_2}{M_c}$ - расчетный коэффициент молекулярного изменения;
- H_u - низшая теплотворная способность 1 кг топлива; для дизельного топлива $H_u = 9950$ ккал/кг.

Остальные величины, входящие в уравнение сгорания, известны из предыдущих расчетов.

Теплотворная способность C_v и C_p определяется по формуле:

$$C_v = 4,815 + 0,4151 \cdot 10^{-3} T_c \frac{\text{ккал}}{\text{киломоляр } 1^\circ};$$

$$C_p = 1,985 + \left(4,8 + \frac{0,22}{\alpha} \right) + \left(\frac{3,3}{\alpha} + 3,7 \right) 10^{-4} T_c \frac{\text{ккал}}{\text{киломоляр } 1^\circ}$$

У четырехтактных дизелей коэффициент использования тепла

$$\xi = 0,7 + 0,85 \cdot \dots$$

Более высокие значения коэффициента ξ соответствуют быстроходным дизелям с неразделенной камерой.

6. Степень предварительного и последующего расширения выхлопных газов, давление P_p и температура T_c в конце расширения.
-

Степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{V_2}{V_c}$$

где V_2 - объем газов в конце сгорания;

V_c - объем камеры сгорания; $V_c = \frac{V_h}{\epsilon - 1}$, где V_h - рабочий объем цилиндра.

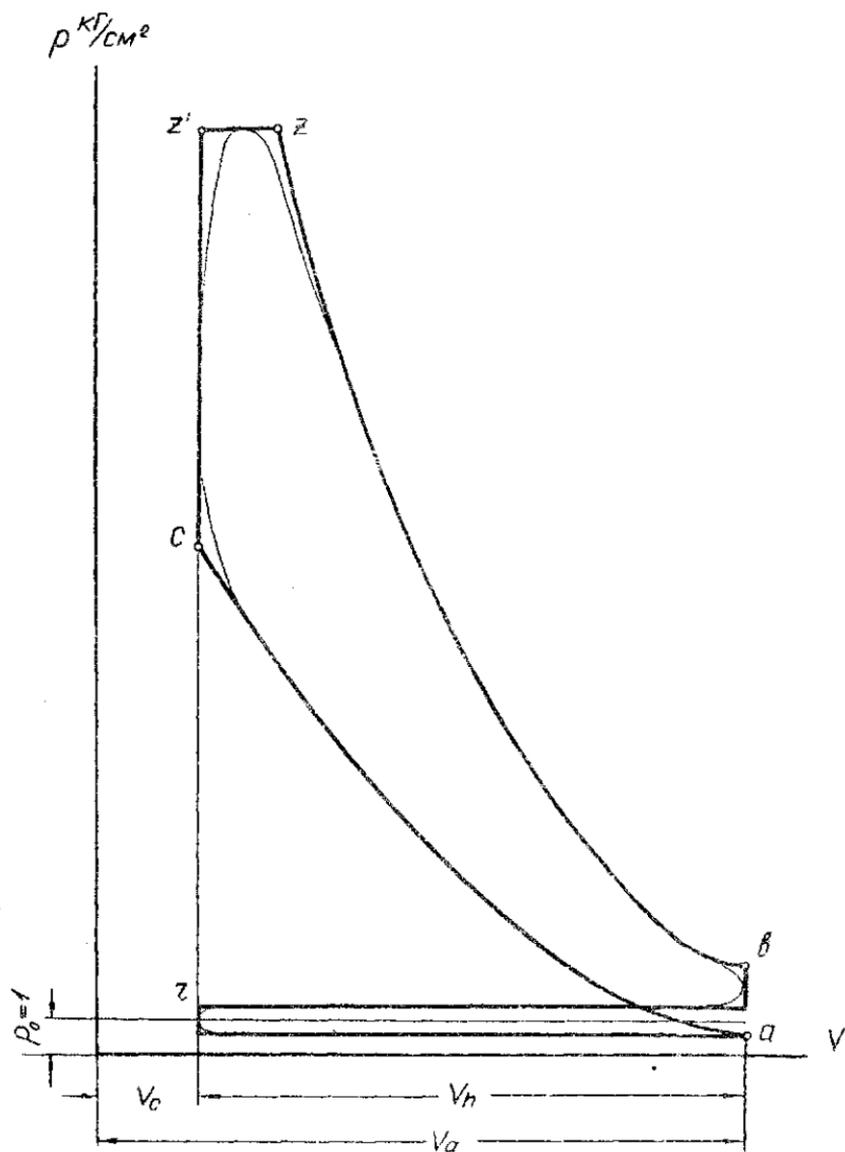


Рис. I Индикаторная диаграмма четырехтактного дизеля

Величина ρ подсчитывается по формуле

$$\rho = \frac{M}{\lambda} \cdot \frac{T_2}{T_c} \quad (16)$$

Степень последующего расширения

$$\rho' = \frac{\epsilon}{\rho} \quad (17)$$

Давление в конце расширения

$$P_B = \frac{P_2}{\rho^{n_2}} \quad \text{кг/см}^2 \quad (18)$$

Температура в конце расширения

$$T_B = \frac{T_2}{\rho^{n_2-1}} \quad \text{К} \quad (19)$$

В формулах (18) и (19) n_2 - показатель политропы расширения. У дизелей $n_2 = 1,3+1,15$; чем выше коэффициент использования тепла и чем меньше потери тепла на линии расширения, тем ниже n_2 .

б) Построение и анализ индикаторной диаграммы.

Порядок построения:

1. Строится теоретическая диаграмма в координатах $P-V$

На оси абсцисс (рис.1) откладывают произвольный отрезок, изображающий, в каком-то масштабе объем камеры сгорания V_c ; этот отрезок принимается за единицу. Далее откладываются на оси абсцисс в принятом масштабе объемы $V_2 = \rho \cdot V_c$ и $V_a = \epsilon V_c = V_c + V_h$

Выбрав на оси ординат ^{масштаб} давлений, откладывают точки $P_0, P_a, P_c, P_2', P_2, P_B$ и P_2 ; давление $P_2' = P_2$; первое из них соответствует точке V_c на оси абсцисс, второе - точке V_2 .

Через точки P_2' и P_2, P_0 и P_2 проводятся прямые, параллельные оси абсцисс. Точки a и c соединяются политропой сжатия, а точки z и b политропой расширения. Промежуточные точки этих кривых определяются из условия, что каждому значению V_x на оси абсцисс соответствует следующие значения давлений:

$$P_x = P_a \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1} \quad - \text{ для политропы сжатия;}$$

$$P_x = P_b \left(\frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2} \quad - \text{ для политропы расширения.}$$

Входящие в эти уравнения отношения объемов $\frac{V_a}{V_x} = \frac{V_b}{V_x}$ определяются по отношению соответствующих отрезков на оси абсцисс.

2. Определяется среднее индикаторное давление.

По построенной индикаторной диаграмме определяется среднее теоретическое индикаторное давление

$$P_i' = M \frac{F}{l_d} \quad \text{кг/см}^2, \quad (20)$$

где F - площадь индикаторной диаграммы в мм²;
 l_d - длина индикаторной диаграммы в мм;
 M - принятый масштаб давлений (1 мм = M кг/см²).

При ориентировочных расчетах в курсовой работе нижняя граница индикаторной диаграммы берется по линии внешнего атмосферного давления, т.е. часть площади диаграммы $(P_2 - P_0) V_2$ не учитывается.

Для проверки величина среднего теоретического индикаторного давления подсчитывается аналитическим путем, пользуясь формулой (для четырехтактных дизелей)

$$P_{i \text{ расч.}}' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \delta^{\frac{1}{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}.$$

Точность построения индикаторной диаграммы оценивается коэффициентом погрешности

$$\delta_n = \frac{P_{i \text{ расч.}}' - P_i'}{P_{i \text{ расч.}}'} \cdot 100\% .$$

Действительное среднее индикаторное давление

$$P_i = P_i' V - \Delta P \quad \text{кг/см}^2, \quad (21)$$

где V - коэффициент неполноты индикаторной диаграммы;
 ΔP - потеря индикаторного давления на проведение вспомогательных ходов (всасывания и выталкивания).

Для ориентировочных расчетов при выполнении курсовой работы можно принимать:

$$V = 0,94; \quad \Delta P = P_2 - P_a.$$

На рис. 1 тонкими линиями показано примерное отклонение действительной индикаторной диаграммы от теоретической.

3. Подсчитывается индикаторный коэффициент полезного действия.

Величина его η_i определяется по формуле:

$$\eta_i = \frac{1,985 M_e T_e (\epsilon - 1)}{P_e H_u} \cdot 100\%, \quad (22)$$

Все входящие в уравнение (22) величины известны из предыдущих расчетов.

в) Определение основных размеров двигателя и показателей его топливной экономичности.

Предварительно определяется среднее эффективное давление

$$P_e = P_i \eta_m \quad \text{кг/см}^2, \quad (23)$$

где η_m - механический к.п.д. двигателя; у четырехтактных тракторных дизелей $\eta_m = 0,7+0,75$.

Соответственно, эффективный к.п.д. двигателя

$$P_e = \eta_i \eta_m. \quad (24)$$

Общий литрах двигателя $V_{\text{нечлм}}$ подсчитывается по уравнению

$$V_{\text{нечлм}} = \frac{450 \tau N_e}{P_e \eta_m} \quad (25)$$

где ζ - коэффициент тактности; для четырехтактных двигателей $\zeta = 2$.

Рабочий объем одного цилиндра

$$V_h = \frac{V_{h\text{ сум}}}{i} \text{ л.} \quad (26)$$

Диаметр цилиндра

$$D = \sqrt{\frac{4V_h}{\pi S/D}} \text{ мм.} \quad (27)$$

Подсчитав D и зная отношение S/D , можно найти ход поршня S и радиус кривошипа $r = 0,5 S$.

Для оценки двигателя с точки зрения использования его рабочего объема служат следующие показатели: N_l - удельная литровая мощность и N_p - удельная поршневая мощность.

$$N_l = \frac{P_e \pi n}{450 \zeta} \frac{\text{л.с.}}{\text{л}}; \quad (28)$$

$$N_p = \frac{P_e \pi n S}{450 \zeta} = N_l S \frac{\text{л.с.}}{\text{дм}^2}. \quad (29)$$

В формуле (29) ход поршня S должен быть взят в дециметрах.

В качестве измерителей топливной экономичности двигателя при работе его на номинальной мощности принимаются:

$g_i(n)$ - индикаторный и $g_e(n)$ - эффективный удельные расходы топлива;

Они определяются по следующим формулам:

$$g_i(n) = \frac{632 \cdot 10^3}{\eta_i H_u} \frac{\text{г}}{\text{л.с.ч.}}; \quad (30)$$

$$g_e(n) = \frac{g_i(n)}{\eta_m} \frac{\text{г}}{\text{л.с.ч.}}. \quad (31)$$

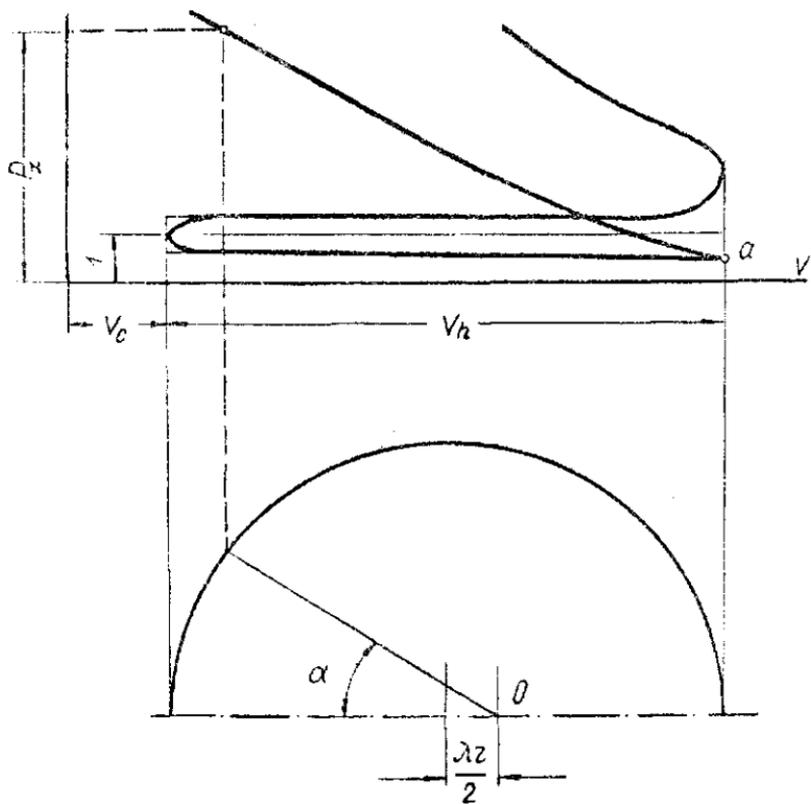


Рис. 2. График для определения давлений $P_x = f(\alpha)$

Динамический расчет двигателя.

а) Определение усилий, действующих вдоль оси цилиндра на поршневой палец.

На поршневой палец действуют давления газов P и силы инерции P_j движущихся возвратно-поступательно масс кривошипно-шатунного механизма.

Порядок расчета:

1. Давление газов определяется по формуле:

$$P = (P_x - 1) \frac{\pi \cdot D^2}{4} \kappa \Gamma, \quad (32)$$

где P_x $\kappa\Gamma/\text{см}^2$ - текущее значение давления газов по индикаторной диаграмме.

Для дальнейших расчетов нужно выразить силу P в функции от угла α поворота коленчатого вала. При центральном кривошипно-шатунном механизме связь между различными точками индикаторной диаграммы и указанными углами устанавливается следующим образом (рис.2). Под отрезком V_h на оси абсцисс диаграммы строится полукруглисть радиусом равным половине этого отрезка. Вправо по горизонтали от центра полукруглиости откладывается в том же масштабе отрезок, равный $2 \frac{A}{\lambda}$, где λ - радиус кривошипа, а A - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; величина его указана в задании. Из конца O этого отрезка проводится ряд лучей под углами $\alpha_1, \alpha_2, \dots$ к горизонтали до пересечения с полукруглиостью. Проекции концов этих лучей на отдельные ветви индикаторной диаграммы указывают, какие точки рабочего процесса соответствуют тем или иным углам поворота коленчатого вала.

Подсчитанные по уравнению (32) значения газовых сил P при различных углах поворота коленчатого вала в течение рабочего цикла заносятся в таблицу.

2. Действующая на поршневой палец сила инерции движущихся возвратно-поступательно масс кривошипно-шатунного механизма

$$P_j = P_{j1} + P_{j2}, \quad (33)$$

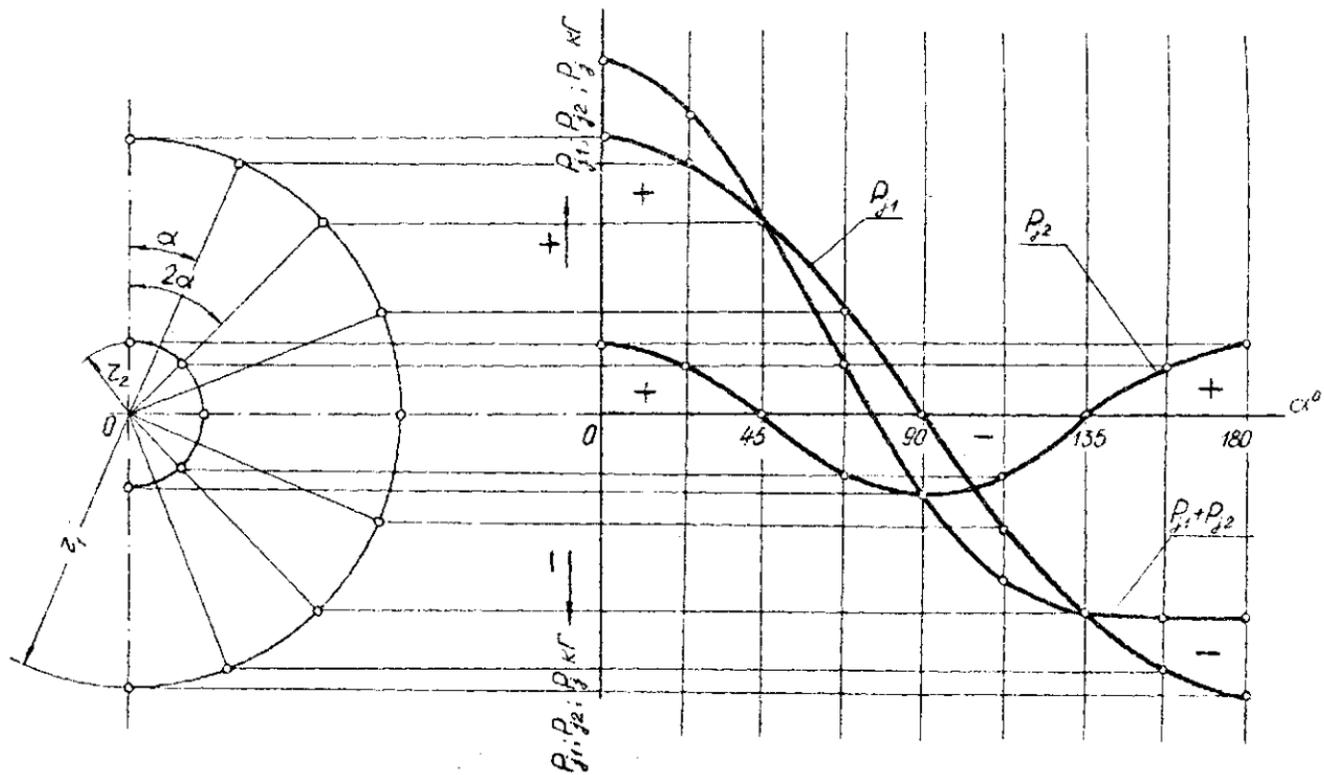


Рис. 3. Диаграмма сил инерции P_{j1} , P_{j2} и P_j .

где $P_{j1} = m r \omega^2 \cos \alpha$ сила инерции первого порядка, период изменения которой равен одному обороту коленчатого вала;

$P_{j2} = m r \omega^2 \lambda \cos 2\alpha$ сила инерции второго порядка, период изменения которой равен 0,5 оборота коленчатого вала.

Таким образом

$$P_j = m r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \text{ кг.} \quad (34)$$

Входящая в уравнение (34) масса m движущихся возвратно-поступательно частей кривошипно-шатунного механизма может быть при ориентировочных расчетах представлена суммой

$$m = m_n + 0,275 m_{ш} .$$

где m_n — масса поршневого комплекта,

$m_{ш}$ — масса шатуна.

Значения m_n и $m_{ш}$ назначаются при расчете, ориентируясь на данные по соответствующему типу двигателя, приведенные в таблице 3 приложений.

Значения ω угловых скоростей вращения коленчатого вала берутся при номинальном скоростном режиме двигателя, т.е.

$$\omega = \frac{\pi n_n}{30} \text{ 1/сек.}$$

Величина r — радиуса кривошипа известна из предыдущих расчетов.

Силы инерции P_{j1} и P_{j2} удобно определять графическим путем.

Для этого (рис. 3) проводим из общего центра O две полукруглости — одну радиусом $r_1 = m r \omega^2$, другую радиусом $r_2 = \lambda r_1$, и ряд лучей под углами $\alpha, 2\alpha, \dots$ к вертикали. Вертикальные проекции отрезков лучей, пересекающих первую окружность, дают в принятом масштабе значения сил P_{j1} при соответствующих углах поворота коленчатого вала, а проекции отрезков тех же лучей, пересекающих вторую окружность, значения сил P_{j2} при углах поворота коленчатого вала соответственно вдвое меньших.

Проводим далее через центр O горизонтальную линию и откладываем на ней, как на оси абсцисс, значения α углов поворота коленчатого вала за рабочий цикл (от 0 до 720°).

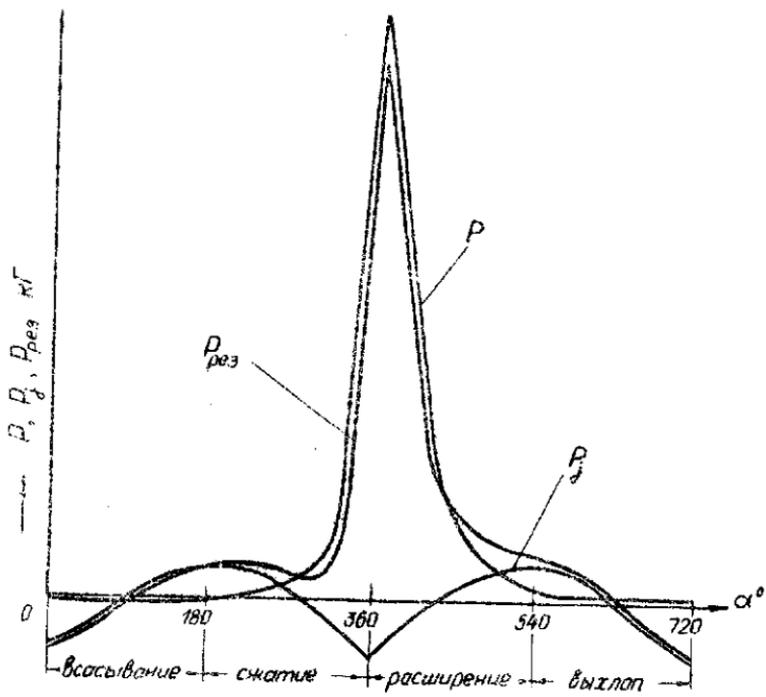


Рис. 4. Сводный график сил P_j , P и $P_{\text{рез}}$.

По точкам пересечения указанных выше проекций с ординатами, проходящими через соответствующие значения углов α на оси абсцисс, строим кривые P_{β} и $P_{\beta x}$. Путем суммирования ординат кривых P_{β} и $P_{\beta x}$ получаем кривую результирующей силы инерции P_j .

3. Определив таким образом силы P и P_j - строим общий график сил, действующих на поршневой палец. График (рис. 4) строится в декартовых координатах. На оси абсцисс откладываются значения углов α поворота коленчатого вала за рабочий цикл (от 0 до 720°). На графике наносятся кривые:

1. Сил P давления газов;
2. Сил инерции P_j ;
3. Результирующей силы $P_{рез}$.

Первые две кривые строятся по ранее полученным данным.

Сила $P_{рез}$ подсчитывается путем алгебраического суммирования сил P и P_j .

Правило знаков: сила считается положительной, если она направлена вниз, и отрицательной, если она направлена вверх.

б) Определение сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала.

На шатунную шейку действуют две силы:

1. Направленная по шатуну сила P_z , возникающая под действием силы $P_{рез}$, приложенной к поршневому пальцу;
2. Центробежная сила инерции P_c , создаваемая редуцированной к кривошипу частью массы шатуна.

Геометрическая сумма сил P_z и P_c дает результирующую силу R , действующую на шатунную шейку.

Порядок расчета:

1. Силы P_z и P_c подсчитываются по следующим уравнениям:

$$P_z = \frac{P_{рез}}{\cos \beta} \text{ кг}; \quad (35)$$

$$P_c = 0,725 m_{ш} r \omega^2 \text{ кг}. \quad (36)$$

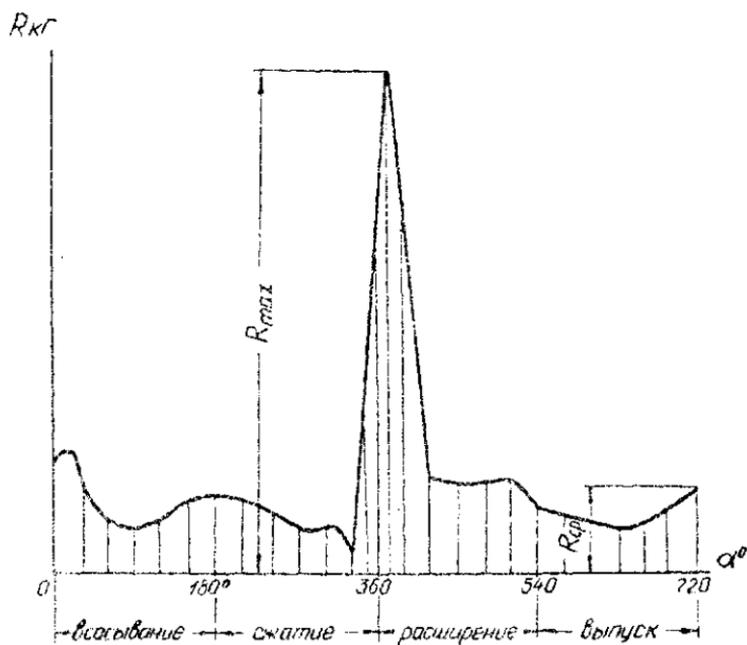


Рис. 5. График силы R , действующей на шатунную шейку.

У современных тракторных и автомобильных двигателей с центральным кривошипно-шатунным механизмом значения $\cos \beta$ меняются в ограниченных пределах 0,96-1,0; поэтому с допустимой при выполнении курсовой работы точностью принимаем в формуле (35) $\cos \beta = 1$.

2. Для дальнейшего подсчета силы R сила P_2 раскладывается на две составляющие:

- 1) силу Z , направленную по радиусу кривошипа;
- 2) тангенциальную силу T , перпендикулярную радиусу кривошипа

$$T = P_2 \sin(\alpha + \beta) \quad \text{кг}; \quad (37)$$

$$Z = T \operatorname{ctg}(\alpha + \beta) \quad \text{кг}. \quad (38)$$

Сила T считается положительной, если она совпадает с направлением вращения коленчатого вала, и отрицательной, если она противоположна направлению вращения.

Сила Z считается положительной, если она совпадает по направлению с центробежной силой P_c , и отрицательной, если она направлена к центру коленчатого вала.

При пользовании формулами (37) и (38) значения углов β или определяются графически или берутся по табл. 4 приложений, где приведены их значения для разных значений α углов поворота коленчатого вала в зависимости от величины λ - отношения радиуса кривошипа к длине шатуна.

3. Результирующая сила R подсчитывается по формуле

$$R = \sqrt{(P_c \pm Z)^2 + T^2} \quad \text{кг}. \quad (39)$$

Полученные значения сил P , P_j , $P_{рез}$, P_2 , Z , T , P_c и R при разных углах α поворота коленчатого вала заносятся в таблицу; кроме того, строится график сил $R = f(\alpha)$ (рис. 5).

в) Расчет маховика.

1. Строится диаграмма тангенциальных усилий T , действующих на шатунную шейку коленчатого вала в процессе протекания рабочего цикла. Данные о значениях силы T при различных углах поворота коленчатого вала берутся из предыду-

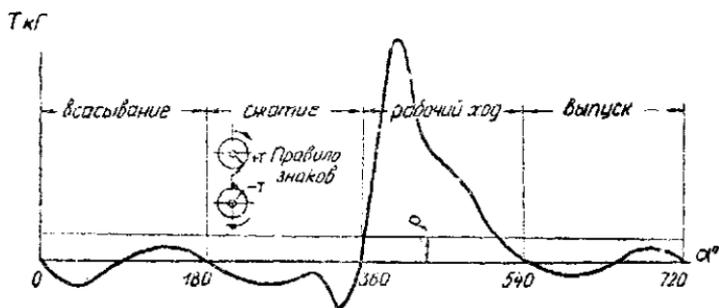


Рис. 6. График тангенциальной силы T одноцилиндрового двигателя.

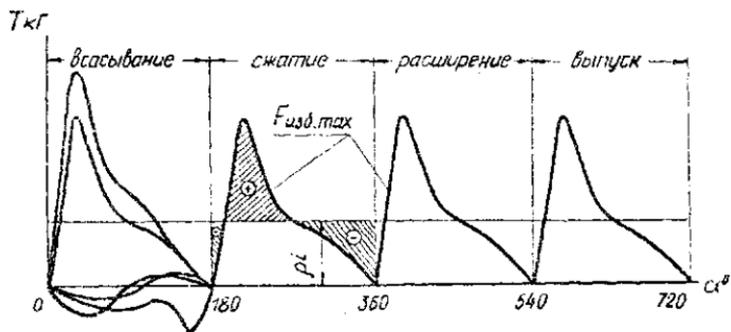


Рис. 7. График суммарной тангенциальной силы T четырехцилиндрового двигателя.

щих расчетов. Положительные значения силы T откладываются вверх от оси абсцисс, а отрицательные вниз (рис.6);

2. Определяется средняя ордината диаграммы

$$p = \frac{\Sigma F_{нап} - \Sigma F_{отп}}{l_2} \quad \text{мм,}$$

где $\Sigma F_{нап}$ - суммарная площадь всех участков диаграммы, расположенных над осью абсцисс, а $\Sigma F_{отп}$ под осью абсцисс (в мм^2);

l_2 - длина диаграммы в мм.

3. Если двигатель многоцилиндровый, то строится суммарная диаграмма тангенциальных усилий, на которой воспроизводятся тангенциальные диаграммы усилий, развиваемых в каждом из цилиндров. На суммарной диаграмме тангенциальных усилий четырехтактного двухцилиндрового двигателя наносятся две диаграммы, сдвинутые одна относительно другой на 180° , если порядок работ цилиндров 1-2-0-0, и на 540° при порядке работ 1-0-0-2. У четырехцилиндровых четырехтактных двигателей отдельные диаграммы должны быть последовательно сдвинуты по фазе одна относительно другой на 180° , у шестицилиндровых на 120° .

У четырехцилиндровых четырехтактных двигателей можно ограничиться нанесением всех четырех отдельных диаграмм, только на одном участке суммарной диаграммы; на остальных участках строятся лишь их результирующие, как это сделано на рис.7.

4. Средняя ордината суммарной диаграммы p_i (где i - число цилиндров) представляет в принятом масштабе сил среднее значение тангенциальной силы, развиваемой коленчатым валом двигателя за рабочий цикл.

По величине p_i проверяется правильность построения суммарной диаграммы тангенциальных усилий и выполнения всего динамического расчета двигателя.

Построение правильно, если

$$p_i m, z \frac{\pi D_m}{75 \cdot 30} \rho_m = N_H$$

Здесь m , - масштаб сил кг/мм, принятый при построении диаграммы (масштаб по оси ординат),

r - радиус кривошипа в м;

η_m - механический к.п.д. двигателя, принятый при определении его основных размеров.

5. Ордината $F_{i\delta}$ откладывается на суммарной диаграмме тангенциальных усилий (рис. 7), после чего выявляется участок, на котором избыточная площадь имеет максимальное значение F_{max} . Соответствующая ей избыточная работа

$$L_{i\delta} = F_{i\delta} M \quad \text{кГм,}$$

где M - масштаб площадки кГ.м/мм²;

$M = M_1 M_2$, где M_2 масштаб диаграммы по оси абсцисс; для четырехтактных двигателей $M_2 = \frac{4\pi r}{\ell} \text{ м/мм}$.

6. Определяется момент инерции J_m маховика, способный обеспечить требуемую степень неравномерности δ_k вращения коленчатого вала

$$J_m = 0,8 \frac{L_{i\delta}}{\delta_k \left(\frac{\pi M}{30} \right)^2} \quad \text{кГм/сек}^2. \quad (40)$$

У тракторных двигателей $\delta_k = 0,05-0,08$; чем больше число цилиндров, тем меньше δ_k .

7. Подсчитывается вес маховика

$$G_m = \frac{4g \cdot J_m}{D_m^2} \quad \text{кг,} \quad (41)$$

где D_m - диаметр окружности, проведенной через центр тяжести сечения маховика в м; выбирается по конструктивным соображениям, учитывая справочные данные, приведенные в таблице 3 приложений;

g - ускорение силы тяжести м/сек².

Теоретическая регуляторная характеристика тракторного двигателя.

На регуляторной характеристике наносится ряд кривых, показывающих, как меняются основные показатели двигателя - эффективная мощность, крутящий момент, число оборотов коленчатого

вала, удельный и часовой расход топлива - в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов работы.

При выполнении курсовой работы регуляторные характеристики должны быть построены в двух видах:

1. В функции от числа оборотов в минуту n_d коленчатого вала двигателя;

2. В функции от эффективной мощности N_e двигателя.

Характеристики строятся для случая настройки всережимного регулятора числа оборотов двигателя на основной скоростной режим.

б) Построение регуляторной характеристики в функции от числа оборотов n_d (рис. 8)

1. На оси абсцисс характеристики откладываются в принятом масштабе значения чисел оборотов n_d ; на ней выделяются три точки:

n_n - номинальное число оборотов, известное из предыдущих расчетов;

n_x - число оборотов коленчатого вала при холостой работе двигателя; оно зависит от степени неравномерности регулятора числа оборотов и определяется по формуле

$$n_x = \frac{2 + \delta_p}{2 - \delta_p} \cdot n_n \text{ об/мин.}$$

У современных тракторных дизелей $\delta_p = 0,07 + 0,08$;

n_0 - число оборотов коленчатого вала при максимальном крутящем моменте;

$$n_0 = \frac{n_n}{K_{об}} \text{ об/мин.}$$

где $K_{об}$ - коэффициент приспособляемости двигателя по оборотам.

У тракторных дизелей $K_{об} = 1,3 + 1,8$; чем быстрее дизель, тем выше у него коэффициент $K_{об}$; при наличии регуляторных характеристик двигателей соответствующих типов рекомендуется выбирать число оборотов n_0 , ориентируясь на имеющиеся опытные данные.

2. Построение кривой M_k - крутящих моментов.

Отрезок кривой M_k на регуляторном участке характеристики представляет собой наклонную прямую, ординаты которой возрастают от значения $M_k = 0$ при числе оборотов n_x до

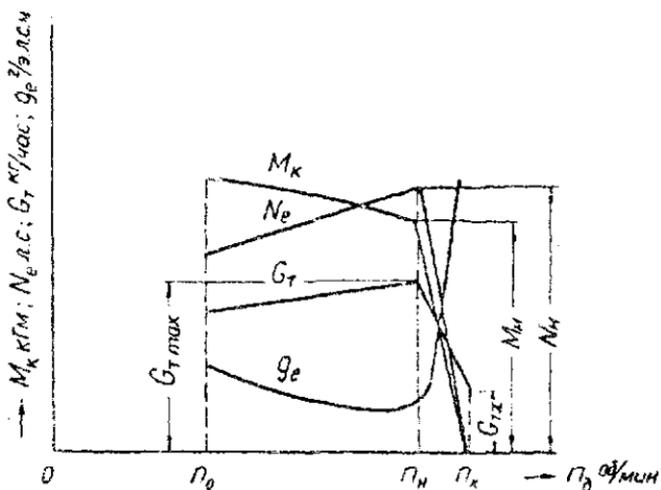


Рис. 8. Регуляторная характеристика дизеля в функции от числа оборотов коленчатого вала

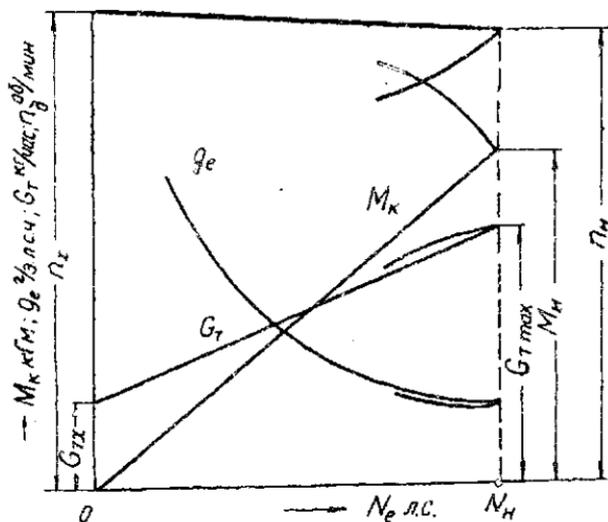


Рис. 9. Регуляторная характеристика дизеля в функции от эффективной мощности

значения M_H при номинальном числе оборотов:

$$M_H = 716,2 \frac{P_H}{n_H} \text{ кгм.}$$

Значения крутящих моментов на безрегуляторной (перегрузочной) ветви характеристики подсчитываются по следующей эмпирической формуле:

$$M_K = K_M M_H \left[1 + \frac{n_D}{n_0} - \left(\frac{n_D}{n_0} \right)^{K_M} \right] \text{ кгм. (42)}$$

где K_M - коэффициент приспособляемости двигателя по моменту; у тракторных дизелей $K_M = 1,1+1,2$;
 n_D - текущее значение числа оборотов двигателя в пределах $n_D = n_0 \div n_K$.

При пользовании формулой (42) значение M_K при $n_D = n_H$ округленно принимаем равным M_H .

3. Построение кривой N_e - эффективной мощности двигателя.

На регуляторном участке характеристики мощность N_e растет по прямой от значения $N_e = 0$ при холостом ходе до номинальной величины N_H при номинальном числе оборотов.

На безрегуляторной ветви характеристики мощность по мере снижения числа оборотов уменьшается в соответствии с уравнением

$$N_e = \frac{M_K n_D}{716,2} \text{ л.с.}$$

4. Построение кривых расхода топлива.

На регуляторном участке характеристики часовой расход топлива растет по прямой от минимального значения G_{T_x} при холостой работе двигателя до максимального значения $G_{T_{max}}$ при номинальной мощности

$$G_{T_{max}} = \frac{g_e(n) N_H}{10^3} \text{ кг/час.}$$

Часовой расход топлива при холостой работе зависит от величины механического к.п.д. двигателя; чем η_m выше, тем меньше G_{T_x} . $G_{T_x} = (0,25+0,3) G_{T_{max}}$ кг/час.

Здесь $g_e(n)$ удельный расход топлива при номинальной мощности, полученный при тепловом расчете двигателя.

По часовому расходу топлива в каждой отдельной точке регуляторного участка характеристики определяются соответствующие им значения удельных расходов топлива и строится кривая удельных расходов. Она круто поднимается вверх по мере снижения нагрузки двигателя и асимптотически приближается к бесконечности.

На безрегуляторном участке характеристики удельный расход топлива растет по мере увеличения перегрузки двигателя; при максимальном крутящем моменте он на 15-20% больше, чем при максимальной мощности. Рост кривой удельных расходов топлива на этом участке характеристики рекомендуется принимать по аналогии с опытными данными для двигателей соответствующего типа.

Имея значения удельных расходов топлива g_e г/л.с.ч. в разных точках безрегуляторной ветви характеристики, определяем соответствующие им часовые расходы топлива G_T по формуле:

$$G_T = \frac{g_e N_e}{10^3} \text{ кг/час.}$$

Для оценки топливной экономичности двигателя определяется по кривой удельных расходов величина оценочного удельного расхода

$$g_{e_{\text{оч}}} = \frac{g_e' + g_e''}{2} \text{ г/л.с.ч.,} \quad (43)$$

где g_e' - среднее значение удельного расхода топлива на регуляторной ветви характеристики в диапазоне от 50 до 100 % N_n ;

g_e'' - среднее значение удельного расхода топлива на безрегуляторной ветви характеристики в диапазоне оборотов от n_n до n_o .

б) Построение регуляторной характеристики в функции от эффективной мощности.

На характеристике (рис. 9) наносятся кривые M_D, M_K, G_T и g_e . Необходимые для их построения данные берутся из предыдущей характеристики,

Тяговая характеристика трактора (рис.10).

На тяговой характеристике наносится ряд кривых, показывающих, как в заданных почвенных условиях меняются в зависимости от нагрузки на кривке основные показатели трактора - буксование ведущих органов, скорости движения, мощность на кривке, удельный расход топлива и тяговый к.п.д.

При выполнении курсовой работы тяговая характеристика строится только применительно к основным передачам трактора.

а) Предварительные расчеты.

1. Выбор веса трактора.

Вес гусеничного трактора берется по тяговому расчету.

Вес колесного трактора при построении тяговой характеристики принимается равным среднему эксплуатационному весу, т.е.
 $0,5(G_{max} + G_{min})$

2. Определение размеров ведущих колес.

Расчетный радиус Z_k ведущих колес гусеничного трактора определяется по формуле

$$Z_k = \frac{l_{зв} Z_k}{2\pi} \text{ м}, \quad (14)$$

где $l_{зв}$ - шаг звена гусеницы в м;

Z_k - число активно действующих зубьев ведущих колес гусеничного двигателя.

Значения $l_{зв}$ и Z_k берутся, ориентируясь на данные по соответствующему типу трактора, приведенные в табл. I приложений.

Для определения расчетного радиуса Z_k у колесных тракторов необходимо предварительно подобрать размеры шин ведущих колес по их грузоподъемности. При обычной компоновке колесных тракторов 4x2 расчетную весовую нагрузку G_k на шину одного ведущего колеса можно принять равной

$$G_k = \frac{0,75 G_{min}}{2} \text{ кг}.$$

Допустимая нагрузка на шину зависит еще от давления P_n воздуха в ней. В шинах ведущих колес тракторов применяется давление воздуха $P_n = 0,8+1,2 \text{ кг/см}^2$.

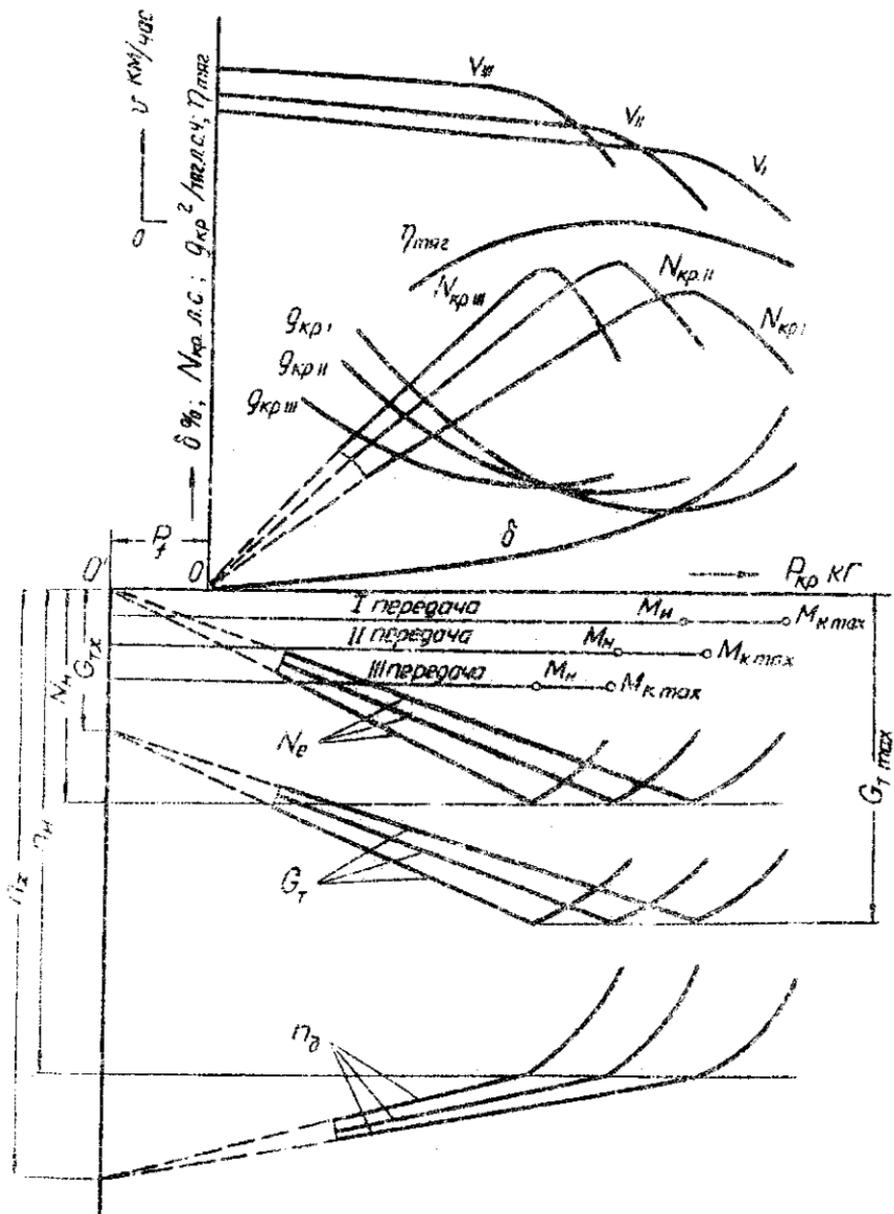


Рис. 10. Теоретическая тяговая характеристика трактора

φ - коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой;
 $M_{K \max}$ - максимальный крутящий момент двигателя в кгм;
 $i_{тр1}$ - к.п.д. трансмиссии автомобиля на I-ой передаче.

У грузовых автомобилей с задними ведущими колесами при полном использовании грузоподъемности ориентировочно

$$G_{сш} = 0,75 (G_0 + G_r) \text{ кг}$$

Коэффициент сцепления в формуле (56) можно принимать $\varphi = 0,5$;

максимальный крутящий момент двигателя

$$M_{K \max} = K_M \frac{716,2 N_v}{n_v} \text{ кг.м.},$$

где K_M - коэффициент приспособляемости двигателя по крутящему моменту.

У грузовых автомобилей, двигатели которых снабжены ограничителем числа оборотов, принимаем $K_M = 1,15$.

К.п.д. трансмиссии $i_{тр1}$ подсчитывается по формуле (9), ориентируясь при этом на схемы трансмиссий, применяемые у современных моделей аналогичных автомобилей (см. приложение - кинематические схемы автомобильных трансмиссий).

В первом приближении при предварительных расчетах передаточные числа грузовых автомобилей подбираются по принципу геометрической прогрессии, образуя ряд

$$i_0, i_0^q, \dots, i_{тр1},$$

где q - знаменатель прогрессии; он подсчитывается по формуле

$$q = \sqrt[2]{\frac{i_{тр1}}{i_0}}$$

z - число передач указывается в задании.

По передаточным числам трансмиссии подсчитывается максимальные скорости движения автомобиля на разных передачах.

Полученные данные о передаточных числах и скоростях сводятся в таблицу.

Теоретическая скоростная (внешняя) характеристика автомобильного двигателя (рис.12).

На характеристике наносятся кривая эффективной мощности N_e и кривая крутящего момента M_k . Слева кривые ограничиваются минимальным числом оборотов $n_{d \min}$, на котором двигатель способен работать устойчиво, справа - числом оборотов n_v , на котором двигатель работает при максимальных скоростях движения автомобиля.

Справа от точки n_v к кривым внешней характеристики добавляются пунктиром ветви, соответствующие у карбюраторных двигателей работе с включенным ограничителем числа оборотов, у дизелей - работе на регуляторе.

Исходными данными для построения кривой N_e являются установленные выше значения N_v и n_v . Остальные точки этих кривых определяются, руководствуясь данными об отношениях $\frac{N_e}{N_v}$ в зависимости от отношения $\frac{n_d}{n_v}$, приводимыми в следующей таблице:

Двигатель	Отношение $\frac{N_e}{N_v}$ при следующих значениях $\frac{n_d}{n_v}$				
	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
Карбюраторный	20	50	73	92	100
Дизель	17	41	67	87	100

Ограничительные ветви характеристик карбюраторных двигателей наносятся без расчета по аналогии с их протеканием на реальных характеристиках.

У дизелей ограничительные (регуляторные) ветви характеристик строятся, как у тракторных дизелей.

Имея кривую N_e , строим по ней кривую M_k , пользуясь известным соотношением:

$$M_k = \frac{716,2 N_e}{n_d} \text{ кгм.}$$

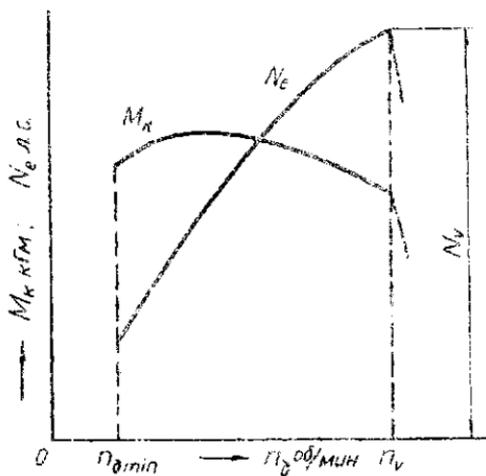


Рис. 12. Скоростная (внешняя) характеристика карбюраторного двигателя с ограничителем числа оборотов.

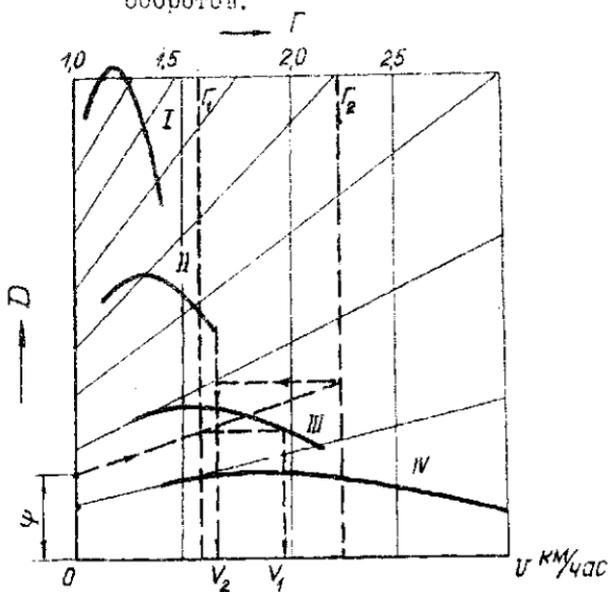


Рис. 13. Универсальная динамическая характеристика автомобиля.

Универсальная динамическая характеристика
автомобиля.

Динамическая характеристика автомобиля иллюстрирует его динамические качества при равномерном движении с разными скоростями на разных передачах. На оси абсцисс характеристики откладываются скорости движения $V \frac{\text{км}}{\text{час}}$, а на оси ординат

- значения \mathcal{D} динамического фактора автомобиля

$$\mathcal{D} = \frac{M_k l_{rp} \rho_{rp} - P_w}{G} \quad (57)$$

Величина динамического фактора зависит при прочих равных условиях от l_{rp} передаточного числа трансмиссии, поэтому кривые динамического фактора строятся на характеристике отдельно для каждой передачи - число кривых равно числу передач.

Величина динамического фактора зависит также от веса G автомобиля. Поэтому характеристику строят сначала для порожнего автомобиля без груза в кузове и без прицепа, а потом путем дополнительных построений преобразуют ее в универсальную характеристику, позволяющую находить величину динамического фактора для любого веса автомобиля или автомобиля с прицепом (автопоезда).

I. Построение динамической характеристики порожнего
автомобиля (рис. 13)

Порожний вес автомобиля $G_{пер}$ равен собственному весу G_0 автомобиля плюс вес водителя.

Определяем значения динамического фактора при разных скоростях движения автомобиля; расчет производится отдельно для каждой передачи в следующей последовательности:

определяем для ряда значений чисел оборотов двигателя от n_{min} до n_v соответствующие им на данной передаче скорости движения

$$V = \frac{0,377 z n_d}{c_{rp}} \quad \text{км/час};$$

По ранее построенной скоростной (внешней) характеристике двигателя находим значения крутящих моментов, развиваемых двигателем при том или ином рассматриваемом числе оборотов;

По формуле

$$P_w = \frac{\kappa F V^2}{13} \text{ кг}$$

подсчитываем силу сопротивления воздуха при скоростях движения, соответствующих исходным числам оборотов двигателя.

Подставляя последовательно в формулу (57) значения M_k и P_w для ряда скоростей движения, находим соответствующие им значения динамического фактора.

Полученные для разных скоростей движения на каждой из передач значения M_k , P_w и \mathcal{D} заносим в таблицу, а по значениям \mathcal{D} строим кривые динамического фактора.

2. Дополнительные построения для получения универсальной динамической характеристики.

Наносим на построенной характеристике сверху вторую ось абсцисс, на которой откладываем значения коэффициента нагрузки автомобиля

$$\Gamma = \frac{G}{G_{\text{пор}}} \quad (58)$$

На крайней слева точке верхней оси абсцисс коэффициент $\Gamma = 1$, что соответствует порожнему автомобилю; на крайней точке справа откладываем максимальное значение Γ_{max} , величина которого, указанная в задании, зависит от максимального веса груженого автомобиля (автопоезда). Затем наносим на верхней оси абсцисс ряд промежуточных значений коэффициента нагрузки и проводим из них вниз вертикали до пересечения с нижней осью абсцисс.

Вертикаль, проходящую через точку $\Gamma=2$, принимаем за вторую ось ординат характеристики. Поскольку динамический фактор при $\Gamma=2$ вдвое меньше, чем у порожнего автомобиля, то масштаб динамического фактора на второй оси ординат должен быть в два раза больше, чем на первой оси, проходящей через точку $\Gamma=1$. Соединяем однозначные деления на обеих осях ординат наклонными прямыми линиями. Точки пересечения этих прямых с остальными вертикалями образуют на каждой вертикали масштабную шкалу для соответствующего значения коэффициента нагрузки автомобиля.

На построенной характеристике нужно указать стрелками, как определить с какими скоростями возможно равномерное движение автомобиля по какой-либо выбранной дороге при двух разных значениях коэффициента нагрузки.

Экономическая характеристика автомобиля.

Экономическая характеристика автомобиля (рис. 14) показывает, сколько литров топлива он расходует на 100 км пути при равномерном движении на разных скоростях и в разных дорожных условиях.

На оси абсцисс характеристики откладываются скорости движения $V \frac{\text{км}}{\text{час}}$, на оси ординат—расход топлива Q_s л/100 км. На характеристике наносится ряд кривых, каждая из которых соответствует определенным дорожным условиям; при выполнении курсовой работы должно быть рассмотрено движение автомобиля на дорогах с тремя разными значениями коэффициента сопротивления движению ψ : 0,04; 0,07 и 0,10.

Экономическая характеристика должна строиться отдельно для каждой передачи. В курсовой работе характеристика строится только для движения автомобиля с полной нагрузкой на прямой передаче.

$$Q_s = \frac{g_e N_e}{10^3 \gamma} \cdot \frac{100}{V} \frac{\text{л}}{100 \text{ км}} \quad (59)$$

где N_e — эффективная мощность в л.с., развиваемая двигателем при работе автомобиля в рассматриваемых условиях;

g_e — удельный расход топлива в г/л.с.ч., соответствующий данному режиму работы двигателя;

γ — удельный вес топлива в кг/л; принимаем для бензина $\gamma = 0,75$, для дизельного топлива $\gamma = 0,85$;

$\frac{100}{V}$ — время в часах, требуемое для прохождения пути в 100 км при скорости V км/час.

$$N_e = \frac{[\psi(G_0 + G_r) + P_w] V}{270 \eta_{тр}} \quad \text{л.с.}; \quad (60)$$

$$g_e = k' k'' g_e(n) \quad \text{г/л.с.ч.}, \quad (61)$$

где $g_e(n)$ — удельный расход топлива при максимальной мощности двигателя;

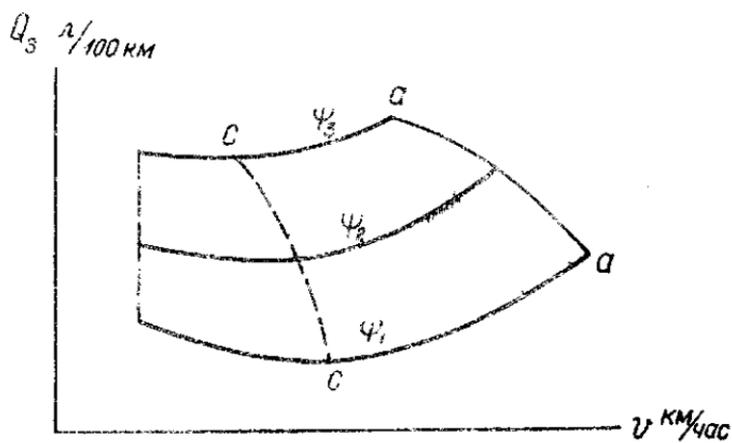


Рис. 14. Экономическая характеристика автомобиля.

K' и K'' - коэффициенты, учитывающие влияние на удельный расход топлива, соответственно скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя.

У современных бензиновых автомобильных двигателей $g_e(\omega)$ находится в пределах 220+260 г/л.с.ч.; у автомобильных дизелей $g_e(\omega) = 170-200$ г/л.с.ч. Величина $g_e(\omega)$ указывается в задании.

Для ориентировочной оценки величин коэффициентов K' и K'' служат графики, приведенные на рис.15.

Значения коэффициента K' , учитывающего влияние на удельный расход топлива скоростного режима работы двигателя, даны на верхнем графике в функции от отношения n_0/n_v - текущего числа оборотов двигателя при данной скорости движения к числу оборотов n_v двигателя при движении автомобиля с максимальной скоростью.

Значения коэффициента K'' , учитывающего влияние на удельный расход топлива нагрузки двигателя, даны на нижнем графике в функции от степени использования мощности $N_e/N_e(\omega n)$, где N_e - мощность, затрачиваемая двигателем на движение автомобиля с данной скоростью, а $N_e(\omega n)$ - мощность, развиваемая двигателем при том же числе оборотов по скоростной (внешней) характеристике.

На нижнем графике приведены две кривые - 1 для карбюраторных бензиновых двигателей, 2 - для дизелей.

Расчеты по построению экономической характеристики автомобиля ведутся в следующей последовательности.

По формуле (60) определяем мощность двигателя N_e , требуемую для движения автомобиля с разными скоростями на одной из заданных дорог; расчеты ведутся до скорости, при которой двигатель загружается на максимальную мощность N_v ;

Определяем по методу, изложенному выше, числа оборотов n_0 двигателя, соответствующие каждой рассматриваемой скорости, и по отношению n_0/n_v устанавливаем значения коэффициента K' , входящего в формулу (61);

По внешней характеристике двигателя находим мощности $N_e(\omega n)$ при каждом числе оборотов, соответствующем рассматриваемым скоростям, и по отношениям $N_e/N_e(\omega n)$ устанавливаем значения коэффициента K'' , входящего в формулу (61):

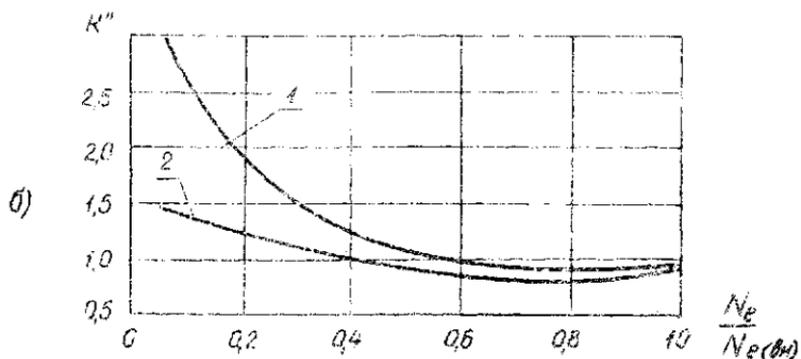
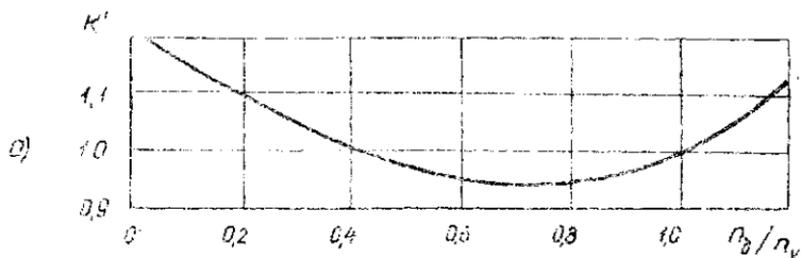


Рис. 15. Значение коэффициентов K' и K'' :

а/коэффициента K' для всех типов двигателей;

б/ коэффициента K'' : 1- для карбюраторных двигателей; 2- для дизелей.

По формуле (61) подсчитываем, чему равен удельный расход топлива g_e при разных скоростях движения автомобиля.

Подставляем найденные для разных скоростей движения автомобиля значения g_e и N_e в формулу (59) и подсчитываем по ней искомые значения расхода топлива Q_g .

Полученные значения N_e , $N_e/N_{e(сн)}$, N_e , M_e/N_e , g_e и Q_g при разных скоростях движения автомобиля сводятся в таблицу, а на экономической характеристике строится кривая $Q_g = f(V)$ с указанием, к какой дороге (к какому значению коэффициента ψ) она относится.

Аналогичным образом рассчитываются и строятся на экономической характеристике кривые Q_g для других дорог и на каждой такой кривой указывается значение соответствующего ей коэффициента сопротивления дороги ψ .

Для анализа экономической характеристики на ней проводятся две резюмирующие кривые: огибающая кривая а-а максимальных скоростей движения на разных дорогах, и кривая - с-с экономических скоростей, проходящая через точки, где расход топлива Q_g имеет минимальные значения.

ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Курсовая работа состоит из расчетно-пояснительной записки и графиков.

Расчетно-пояснительная записка должна писаться чернилами и содержать ответы на вопросы, поставленные в задании; в ней приводятся формулы, используемые в каждом разделе задания, обосновываются выбранные для расчетов коэффициенты. Черновые вычисления в записке не приводятся; данные расчетов сводятся в таблицы, указанные в методическом пособии.

Графики рекомендуется вычерчивать карандашом на двух листах ватмана или миллиметровой бумаги размером 576x814. Расположение материала на этих графиках показано на рис. 16а и 16б.

На графиках должны быть поставлены масштабные шкалы с указанием обозначений соответствующих параметров и их размерностей. Ниже приводятся рекомендуемые масштабы.

Характеристика	Параметры	Масштабы ед./мм при диапазонах мощностей двигателей в л.с.				
		20-30	30-45	45-70	70-100	100-150
Характеристики двигателей	M_e л.с.	0,15	0,25	0,40	0,60	0,70
	M_k кгм	0,1	0,15	0,20	0,30	0,40
	G_T кг час	0,06	0,12	0,16	0,25	0,35
	Z_e в.л.с.ч.	5				
	N_D об/мин	10,				
Тяговая характеристика трактора	M_e л.с.	0,15	0,25	0,40	0,60	0,70
	G_T кг час	0,06	0,12	0,16	0,25	0,35
	N_D об/мин	10				
	$M_{кр}$ л.с.	0,10	0,20	0,35	0,50	0,70
	$P_{кр}, P_T$ кг	4	6	9	15	25
	V км/час	0,08				
	$Z_{кр}$ г	5				
	ТЯГ л.с.ч.	0,03				
Динамическая характеристика автомобиля	δ	0,005				
	V км/час	0,5				
Экономическая характеристика автомобиля	Q_s л/100 км	0,35				
	V км/час	0,5				

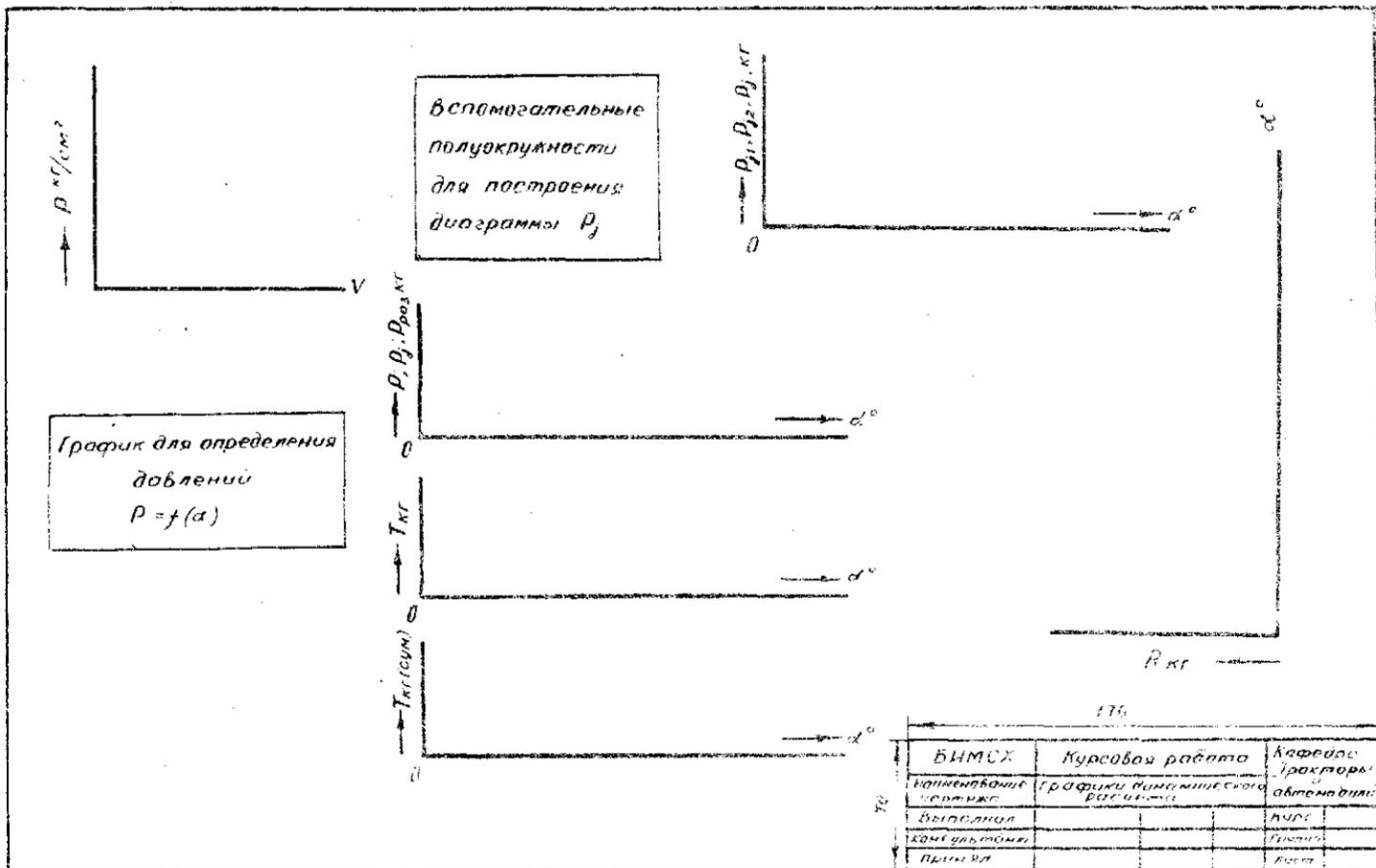


Рис. 16а. Расположение графиков первого листа

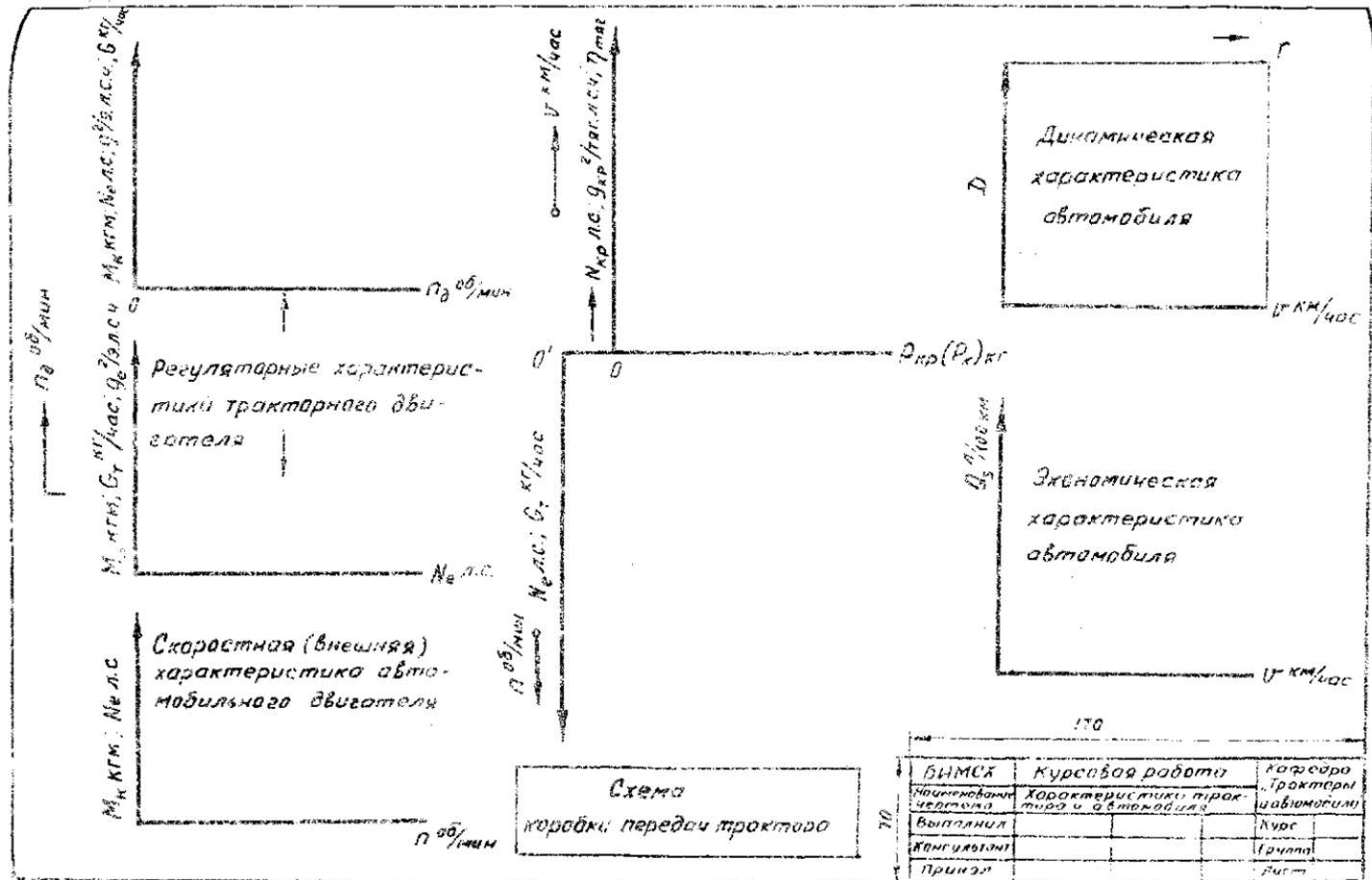


Рис. 186. Расположение графиков второго листа

Масштабы других графиков подсчитываются по формуле:

$$M = \frac{P}{C}$$

где P - величина откладываемого параметра;
 C - отводимая для него длина отрезка на осях координат.

Объяснительная записка должна быть подписана фамилией и инициалами студента с указанием курса, номера группы и даты выполнения.

Должно быть предусмотрено место для подписи преподавателя, принявшего работу и указания даты приема.

На листах с графическими материалами должны быть запечатлены трафаретные таблички, предусмотренные в правом углу каждого листа.

П Р И Л О Ж Е Н И Я

КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ПО ТРАКТОРАМ

Показатели	Колес-			и н е			Гусеничные					
	ДТ-20	Т-40	ТТ-40А	МТЗ-5	МТЗ-50	МТЗ-52	Т-30М	ТТ-50В	ДТ-54А	ДТ-75А	Т-4	ТТ-100М
Тяговый класс трактора, тн,	0,6	0,9	0,9	1,4	1,4	1,4	2,0	2,0	3,0	3,0	4,0	6,0
Конструктивный вес G_0 , кг	1560	2610	2790	2850	2720	2850	3950	3530	5340	5950	7600	11600
Распределение веса по колесам /ориентировочно/, кг												
передние	590	880	990	1000	960	1030						
задние	970	1730	1800	1850	1760	1820						
Номинальная мощность двигателя л.с. и номинальные обороты коленчатого вала n_n/n_n	$\frac{20}{1800}$	$\frac{40}{1600}$	$\frac{40}{1600}$	$\frac{48}{1600}$	$\frac{50}{1600}$	$\frac{55}{1700}$	$\frac{48}{1600}$	$\frac{50}{1600}$	$\frac{54}{1300}$	$\frac{75}{1700}$	$\frac{110}{1600}$	$\frac{108}{1070}$
Число оборотов n_c коленчатого вала при $M_{к т н}$	1400	1200	1200	1000	1000	1050	1100	1050	950	1200	1200	850
Ход поршня и диаметр цилиндра, мм s/D	$\frac{140}{125}$	$\frac{120}{105}$	$\frac{120}{105}$	$\frac{130}{105}$	$\frac{125}{110}$	$\frac{125}{110}$	$\frac{130}{105}$	$\frac{130}{105}$	$\frac{152}{125}$	$\frac{140}{120}$	$\frac{140}{130}$	$\frac{205}{145}$
Удельный расход топлива при номиналь- ной мощности, $g_e \frac{л}{л.с.ч}$	205	185	185	200	195	190	200	195	205	200	185	175-180
Вес балласта на задние ведущие коле- са, кг												
1. Дополнительные грузы - число и вес одного груза	2x20	8x20	8x20	4x32	4x32	4x32						
2. Заливаемая вода	90	70-105	70-105	200	200	200						
Размер шин в дюймах:												
передних колес	5,5-16	6,5-16	8-20	6,5-20	6,5-20	8-20						
задних колес	8-32	11-38	11-38	12-36	12-38	12-36						
Давление в шинах, кг/см ²												
передних колес	1,5-1,8	1,7-2,0	1,2	1,7-1,9	1,7	1,2						
задних колес	0,85-0,95	0,85-1,25	0,85-1,25	1,0-1,1	1,0	1,0						
Шаг звена гусеницы, мм							174	176	170	170	171	203
Число зубьев ведущего колеса гусеничного трактора							14	26	23 ^х)	13	28	26
Продольная база трактора, мм	1630-1775	1200-1800	1200-1800	2450	2360	2360						

Примечание: х) - число активно - действующих зубьев равно половине общего их числа.

Таблица 2

КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ПО АВТОМОБИЛЕМ

Показатели	УАЗ-450Д	ГАЗ-51	ГАЗ-53	ЗИЛ-150	ЗИЛ-130	МАЗ-500
Номинальная грузоподъемность G_r , тн.	0,8+0,15	2,5+0,15	4,0+0,15	4,0+0,225	4,0+0,225	7,5+0,225
Собственный вес автомобиля G_0 , кг	1500	2710	3050	3900	4270	6500
Распределение веса $(G_r + G_0)$ по осям, кг:						
передние	1100	1610	1800	2050	2575	4225
задние	1350	3740	5470	5850	5950	10000
Максимальная скорость автомобиля с номинальной нагрузкой, без прицепа; км/час	95	70	80	65	94	75
Максимальная мощность двигателя в л.с. и соответствующие ей обороты коленчатого вала	$\frac{65}{3600}$	$\frac{70}{2800}$	$\frac{115}{3200}$	$\frac{90}{2400}$	$\frac{150}{3200}$	$\frac{180}{2100}$
Ход поршня и диаметр цилиндра, мм	$\frac{92}{92}$	$\frac{110}{82}$	$\frac{80}{92}$	$\frac{114,3}{101,6}$	$\frac{95}{110}$	$\frac{140}{130}$
Удельный расход топлива при $N_r, \frac{G_r + G_0}{2 \cdot \text{ч}}$	240	270	230	225	240	
Габаритные размеры, мм						
длина	4350	5715	6395	6700	6670	7360
ширина	2040	2210	2310	2470	2500	2500
высота	2050	2130	2220	2180	2300	2640
Размер шин в дюймах	8,4-15	7,5-20	8,25-20	9-20	9-20	11-22
Давление в шинах, кг/см ²						
передних колес	2,0	3,0	2,8	3,5	3,5	4,25
задних колес	2,0	3,5	3,2	4,25-4,50	5,3	5,5
Продольная база, мм	2300	3300	3700	4000	3800	3850
Колес, мм						
передних колес	1436	1589	1577	1700	1800	1950
задних колес	1436	1650	1650	1740	1790	1860
Наибольший вес буксируемого прицепа с грузом, кг	800	3500	4000	4500	6400	12000

Примечание: В графе "номинальная грузоподъемность" второе число означает вес водителя и пассажиров в кабине.

Таблица 3

Данные для динамического расчета двигателя

Двигатель	$\lambda = \frac{z}{\ell}$	Вес поршневого комплекта		Вес шатуна		Диаметр механизма мм
		G_n г	$\frac{G_n}{F}$ $\frac{z}{cm^2}$	G_w г	$\frac{G_w}{F}$ $\frac{z}{cm^2}$	
Д-20	0,28	37600	24	5375	34,5	290
Д-37М	0,325	2100	18,9	2330	21,0	360
Д-48	0,25	2265	20,5	3820	34,5	430
Д-50	0,295	2255	18,6	3110	25,6	420
Д-54	0,23	3475	22,3	5710	36,7	460
СМД-14	0,28	2960	20,5	4010	27,9	410
Д-108	0,27	6,08	36,8	8,46	51,5	580

Значения углов β наклона шатуна к оси цилиндров при разных углах α поворота коленчатого вала, считая от верхней мертвой точки.

α°	β при λ равными:						α°
	1/3,4	1/3,6	1/3,8	1/4,0	1/4,2	1/4,4	
0	0 ⁰⁰ '	0 ⁰⁰ '	0 ⁰⁰ '	0 ⁰⁰ '	0 ⁰⁰ '	0 ⁰⁰ '	360
10	2 ⁰⁵ '	2 ⁰⁴ '	2 ⁰³ '	2 ⁰² '	2 ⁰² '	2 ⁰¹ '	350
20	5 ⁰⁴ '	5 ⁰² '	5 ⁰¹ '	4 ⁵⁴ '	4 ⁴⁰ '	4 ²⁷ '	340
30	8 ²⁷ '	7 ⁵⁹ '	7 ³⁴ '	7 ¹¹ '	6 ⁵⁰ '	6 ³⁰ '	330
40	10 ⁵⁴ '	10 ¹⁷ '	9 ⁴⁴ '	9 ¹⁵ '	8 ⁴⁸ '	8 ²⁰ '	320
50	13 ⁰¹ '	12 ¹⁷ '	11 ³⁸ '	11 ⁰² '	10 ³¹ '	9 ⁵⁸ '	310
60	14 ⁴⁵ '	13 ⁵⁵ '	13 ¹⁰ '	12 ³⁰ '	11 ⁵⁴ '	11 ¹⁷ '	300
70	16 ⁰³ '	15 ⁰⁸ '	14 ¹⁹ '	13 ³⁵ '	12 ⁵⁶ '	12 ¹⁴ '	290
80	16 ⁵⁰ '	15 ⁵³ '	15 ⁰¹ '	14 ¹⁵ '	13 ³⁴ '	12 ⁴⁹ '	280
90	17 ⁰⁶ '	16 ⁰⁸ '	15 ¹⁵ '	14 ²⁹ '	13 ⁴⁷ '	13 ⁰¹ '	270
100	16 ⁵⁰ '	15 ⁵³ '	15 ⁰¹ '	14 ¹⁵ '	13 ³⁴ '	12 ⁴⁹ '	260
110	16 ⁰³ '	15 ⁰⁸ '	14 ¹⁹ '	13 ³⁵ '	12 ⁵⁶ '	12 ¹⁴ '	250
120	14 ⁴⁵ '	13 ⁵⁵ '	13 ¹⁰ '	12 ³⁰ '	11 ⁵⁴ '	11 ¹⁷ '	240
130	13 ⁰¹ '	12 ¹⁷ '	11 ³⁸ '	11 ⁰² '	10 ³¹ '	9 ⁵⁸ '	230
140	10 ⁴⁵ '	10 ¹⁷ '	9 ⁴⁴ '	9 ¹⁵ '	8 ⁴⁸ '	8 ²⁰ '	220
150	8 ²⁷ '	7 ⁵⁹ '	7 ³⁴ '	7 ¹¹ '	6 ⁵⁰ '	6 ³⁰ '	210
160	5 ⁰⁴ '	5 ⁰² '	5 ⁰¹ '	4 ⁵⁴ '	4 ⁴⁰ '	4 ²⁷ '	200
170	2 ⁰⁵ '	2 ⁰⁴ '	2 ⁰³ '	2 ⁰² '	2 ⁰² '	2 ⁰¹ '	190
180	0 ⁰⁰ '	0 ⁰⁰ '	0 ⁰⁰ '	0 ⁰⁰ '	0 ⁰⁰ '	0 ⁰⁰ '	180

Примечание: Для промежуточных величин λ значение β определяется интерполированием.

Таблица 5.

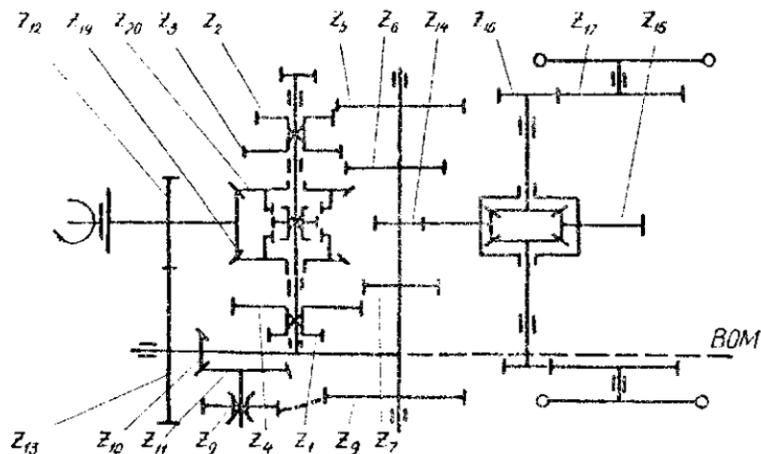
Данные по шинам для ведущих колес тракторов

Размер шин в дюймах	Грузоподъемность шины в кг при различном давлении p_w в кг/см ²						
	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
8-20	410	440	465	490	515	540	565
9-20	500	535	570	605	635	665	695
10-20	605	640	680	720	755	790	825
15-20	-	-	-	1760	1850	1940	2025
8-24	435	465	495	525	555	580	605
9-24	550	590	625	660	695	730	770
11-24	775	830	885	935	985	1030	1080
15-24	-	-	1435	1536	1610	1645	1770
10-28	690	740	790	835	890	925	960
11-28	830	885	940	995	1045	1095	1145
12-28	1150	1240	1315	1365	1460	1535	1600
13-30	1200	1270	1360	1440	1515	1585	1650
8-32	535	575	610	645	680	710	740
9-32	595	640	680	720	755	795	830
11-32	870	935	995	1050	1100	1150	1205
11-38	975	1045	1115	1235	1275	1295	1355
12-36	1130	1215	1290	1365	1435	1505	1570
8,25-40	735	785	835	885	930	975	1020

Таблица 6.

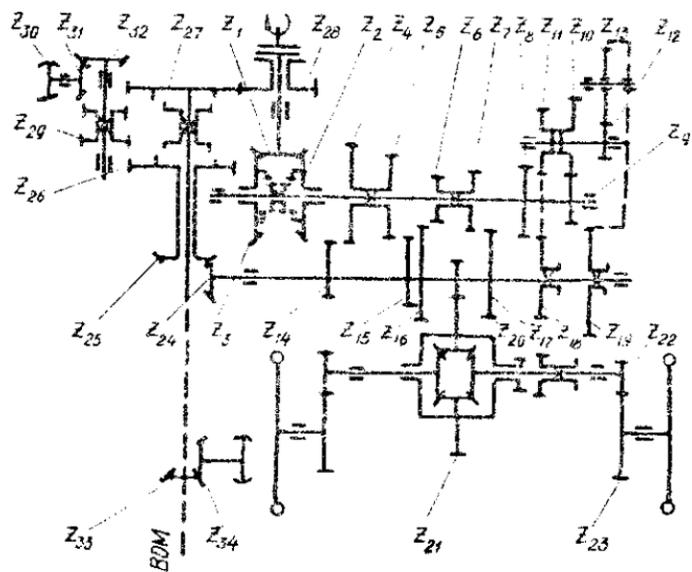
КОЭФФИЦИЕНТ
сопротивления качению *f*
тракторов

Тип пути	Тракторы	
	колесные	гусеничные
Целина, плотная залежь	0,05-0,07	0,06 - 0,07
Залежь 2-3-летняя, скошенный луг	0,06-0,08	0,06 - 0,07
Стерня	0,08-0,10	0,06 - 0,08
Вспаханное поле	0,12-0,18	0,08 - 0,10
Поле, подготовленное под посев	0,16-0,18	0,09 - 0,12



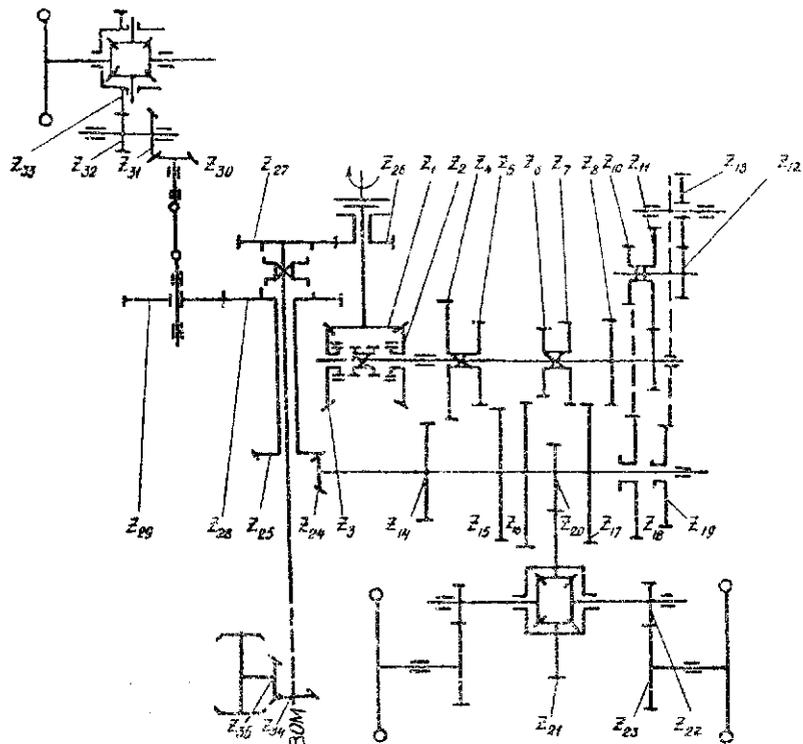
Шестерни	Z ₁	Z ₂	Z ₃	Z ₄	Z ₅	Z ₆	Z ₇	Z ₈	Z ₉	Z ₁₀	Z ₁₁	Z ₁₂	Z ₁₃	Z ₁₄	Z ₁₅	Z ₁₆	Z ₁₇	Z ₁₈	Z ₁₉	Z ₂₀
Число зубьев	15	18	21	30	39	36	27	15	42	15	29	14	41	19	66	14	54	35	20	35
Передачи	особо низкие		Резервные и основные				Трансфертная			Конечная и центральная передачи										
	I		II		III		IV			V										
Шестерни зацепления	$\frac{Z_9 Z_{11} Z_{13}}{Z_8 Z_{10} Z_{12}}$		$\frac{Z_2 Z_{20}}{Z_1 Z_{19}}$		$\frac{Z_5 Z_{20}}{Z_2 Z_{14}}$		$\frac{Z_6 Z_{20}}{Z_3 Z_{19}}$			$\frac{Z_7 Z_{20}}{Z_4 Z_{19}}$		$\frac{Z_{15} Z_{17}}{Z_{14} Z_{18}}$								
Передачное число	212,04		66,53		50,68		39,96			21,02		$i_0 = 13,39$								
Примечание	Включение шестерни Z ₁₆ с кулачковой муфтой дает четыре ступени заднего хода с теми же передаточными числами																			

Кинематическая схема трансмиссии трактора ТТ-20



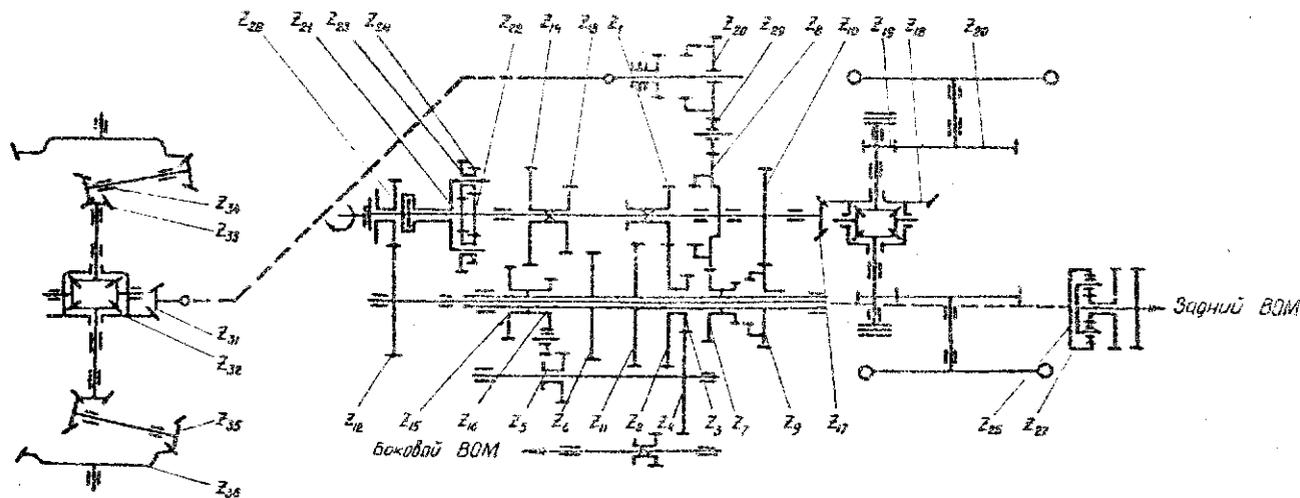
Шестерни	Z ₁	Z ₂	Z ₃	Z ₄	Z ₅	Z ₆	Z ₇	Z ₈	Z ₉	Z ₁₀	Z ₁₁	Z ₁₂	Z ₁₃	Z ₁₄	Z ₁₅	Z ₁₆	Z ₁₇	Z ₁₈	Z ₁₉	Z ₂₀	Z ₂₁	Z ₂₂	Z ₂₃	Z ₂₄	Z ₂₅	Z ₂₆	Z ₂₇	Z ₂₈	Z ₂₉	Z ₃₀	Z ₃₁	Z ₃₂	Z ₃₃	Z ₃₄	Z ₃₅												
Число зубьев	19	23	23	35	30	17	19	21	15	30	25	10	24	12	27	39	37	33	41	17	39	12	74	13	17	34	34	18	19	32	24	24	14														
Передачи	I		II					III					IV					V					VI					VII					VIII					IX					X				
Шестерни зацепления	Z ₁₉	Z ₂₁	Z ₂₀	Z ₁₈	Z ₂₂	Z ₉	Z ₂	Z ₁₀	Z ₇	Z ₆	Z ₁₁	Z ₁₂	Z ₁₃	Z ₁₄	Z ₁₅	Z ₁₆	Z ₁₇	Z ₁₈	Z ₁₉	Z ₂₀	Z ₂₁	Z ₂₂	Z ₂₃	Z ₂₄	Z ₂₅	Z ₂₆	Z ₂₇	Z ₂₈	Z ₂₉	Z ₃₀	Z ₃₁	Z ₃₂	Z ₃₃	Z ₃₄	Z ₃₅	Z ₁	Z ₂										
Передаточные числа	247,83		70,80					59,43					50,44					43,16					23,32					16,27					84,5					i ₀ = 21,4									

Схематическая схема трансмиссии трактора Т-40.



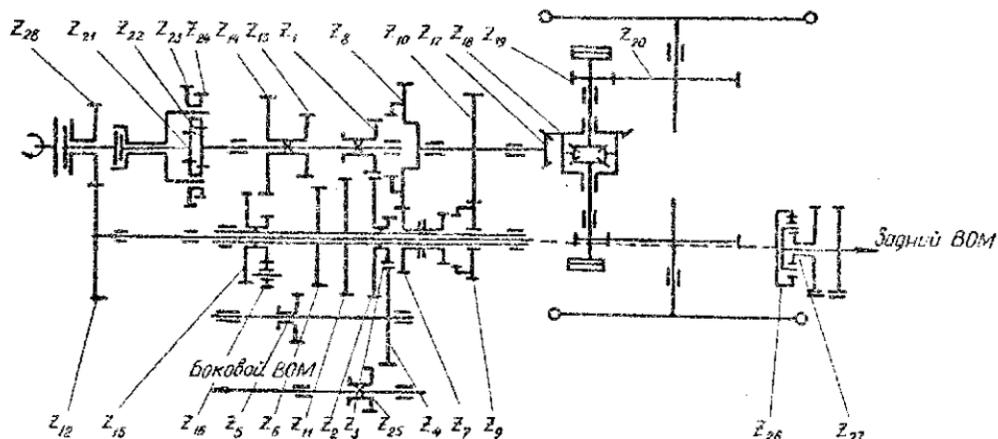
Шестерни	Z ₁	Z ₂	Z ₃	Z ₄	Z ₅	Z ₆	Z ₇	Z ₈	Z ₉	Z ₁₀	Z ₁₁	Z ₁₂	Z ₁₃	Z ₁₄	Z ₁₅	Z ₁₆	Z ₁₇	Z ₁₈	Z ₁₉	Z ₂₀	Z ₂₁	Z ₂₂	Z ₂₃	Z ₂₄	Z ₂₅	Z ₂₆	Z ₂₇	Z ₂₈
Число зубьев	19	23	23	35	30	17	19	21	15	25	35	10	24	22	27	39	37	35	41	17	38	12	74	13	17	18	54	54
Передачи	Особо низкая		Резервная и основные												Транспортные				Задний ход		Конечная и центральная передачи							
	I		II			III			IV			V			VI				VII									
Шестерни в зацеплении	Z ₂ Z ₁₁ Z ₁₂ Z ₁₉	Z ₁ Z ₂ Z ₁₂ Z ₁₃	Z ₃	Z ₄ Z ₁₉	Z ₅	Z ₆ Z ₁₆	Z ₇ Z ₆	Z ₈ Z ₁₆	Z ₉	Z ₁₀	Z ₁₁ Z ₁₇	Z ₁₂	Z ₁₃ Z ₁₇	Z ₁₄	Z ₁₅ Z ₁₈	Z ₁₆	Z ₁₇ Z ₁₈	Z ₁₉	Z ₂₀ Z ₁₅	Z ₂₁ Z ₂₄	Z ₂₂	Z ₂₃ Z ₁₁ Z ₁₃ Z ₁₉	Z ₂₄	Z ₂₅ Z ₁₂ Z ₁₃	Z ₂₆	Z ₂₇ Z ₂₁	Z ₂₈	Z ₂₈ Z ₂₀
Передаточное число на задний мост	247,85		70,80			59,43			50,44			43,16			23,32				16,27		84,50		i = 21,4					

Кинематическая схема трансмиссии трактора Т-40А



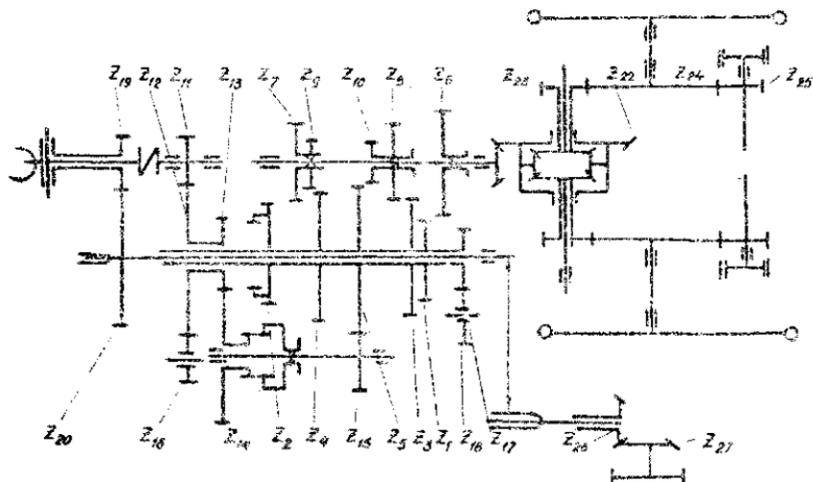
Шестерни	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7	Z_8	Z_9	Z_{10}	Z_{11}	Z_{12}	Z_{13}	Z_{14}	Z_{15}	Z_{16}	Z_{17}	Z_{18}	Z_{19}	Z_{20}	Z_{21}	Z_{22}	Z_{23}	Z_{24}	Z_{25}	Z_{26}	Z_{27}	Z_{28}	Z_{29}	Z_{30}	Z_{31}	Z_{32}	Z_{33}	Z_{34}	Z_{35}	Z_{36}
Число зубьев	21	43	23	35	18	40	28	45	28	37	43	43	24	27	38	19	12	41	13	89	27	30	27	24	34	57	27	21	22	39	11	24	11	13	12	58
Передачи	Особо низкие						Резервная и основные										Транспортные				Задний ход		Центральная и боковая передачи заднего моста													
	I		II				III		IV		V		VI		VII		VIII		IX		I		II													
Шестерни в зацеплении	$Z_6 Z_4 Z_3 Z_2$		$Z_9 Z_6 Z_4 Z_3$				$Z_8 Z_1$		$Z_8 Z_6$		$Z_9 Z_{15}$		$Z_{10} Z_{11}$		$Z_{10} Z_6$		$Z_{10} Z_{15}$		$Z_9 Z_{14}$		$Z_9 Z_{15}$		$Z_9 Z_{14} Z_3 Z_6$		$Z_{10} Z_4 Z_3 Z_{15}$		$Z_{10} Z_4 Z_3 Z_{15}$		$Z_9 Z_3 Z_{12} Z_{14}$		$Z_{20} Z_{18}$					
Передаточные числа	282,58		165,93				83,55		68,46		57,41		49,05		39,93		33,71		18,13		134,16		78,64		$i_0 = 18,13$											

Климатическая схема трансмиссии трактора МТЗ-52

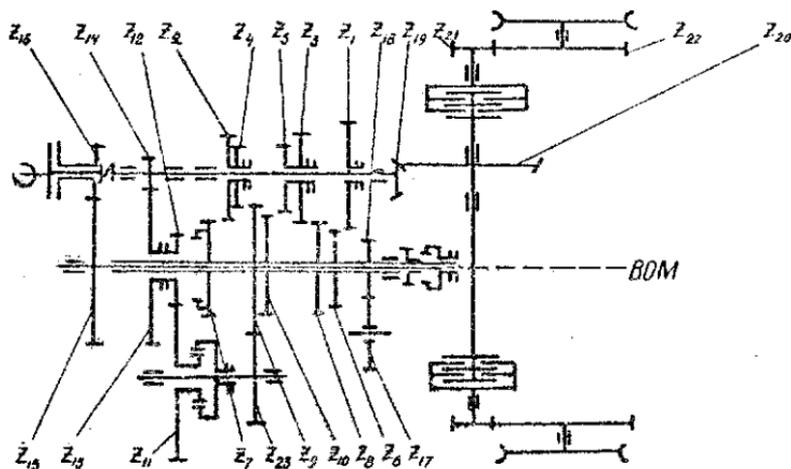


Шестерни	Z ₁	Z ₂	Z ₃	Z ₄	Z ₅	Z ₆	Z ₇	Z ₈	Z ₉	Z ₁₀	Z ₁₁	Z ₁₂	Z ₁₃	Z ₁₄	Z ₁₅	Z ₁₆	Z ₁₇	Z ₁₈	Z ₁₉	Z ₂₀	Z ₂₁	Z ₂₂	Z ₂₃	Z ₂₄	Z ₂₅	Z ₂₆	Z ₂₇	Z ₂₈
Число зубьев	21	43	23	35	18	40	20	45	28	37	43	43	24	27	58	19	12	41	13	69	27	30	27	24	34	57	27	21
Передачи	особо низкие		Резервная и основные						транспортные			задний ход		центральная и конечная передачи														
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII																
Шестерни в зацеплении	$\frac{Z_3 Z_6 Z_4 Z_2}{Z_7 Z_5 Z_3 Z_1} i_0$	$\frac{Z_9 Z_8 Z_4 Z_2}{Z_{10} Z_5 Z_3 Z_1} i_0$	$\frac{Z_6 Z_{11}}{Z_7 Z_1} i_0$	$\frac{Z_8 Z_6}{Z_7 Z_{13}} i_0$	$\frac{Z_8 Z_{15}}{Z_9 Z_{14}} i_0$	$\frac{Z_{10} Z_{10}}{Z_9 Z_1} i_0$	$\frac{Z_{10} Z_8}{Z_9 Z_{13}} i_0$	$\frac{Z_{10} Z_{15}}{Z_9 Z_{14}} i_0$	i_0	$\frac{Z_3 Z_4 Z_5 Z_{15}}{Z_7 Z_5 Z_{16} Z_{14}} i_0$	$\frac{Z_{10} Z_4 Z_5 Z_{15}}{Z_9 Z_5 Z_{16} Z_{14}} i_0$	$\frac{Z_{20} Z_{13}}{Z_{19} Z_{17}} i_0$																
Передаточное число без учета потерь	282,58	165,93	83,55	60,46	57,41	49,05	39,93	35,71	18,15	134,15	78,64	$i_0 = 18,13$																

Схематическая схема трансмиссии трактора МТЗ-50

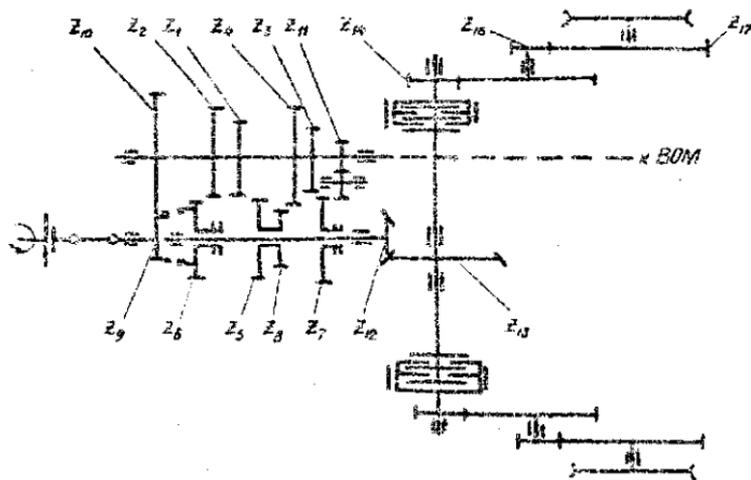


Шестерни	Z ₁	Z ₂	Z ₃	Z ₄	Z ₅	Z ₆	Z ₇	Z ₈	Z ₉	Z ₁₀	Z ₁₁	Z ₁₂	Z ₁₃	Z ₁₄	Z ₁₅	Z ₁₆	Z ₁₇	Z ₁₈	Z ₁₉	Z ₂₀	Z ₂₁	Z ₂₂	Z ₂₃	Z ₂₄	Z ₂₅	Z ₂₆	Z ₂₇																																																																																																																																																																							
Число зубьев	24	27	30	37	41	35	32	28	21	17	19	40	20	36	16	31	18	25	15	43	13	53	14	72	12	22	14																																																																																																																																																																							
Передатчи	Основ низкая					Резервная и основные							транспортные		задний хвост		Конечная и центральная передачи																																																																																																																																																																																	
	I		II		III	IV		V		VI	VII	VIII	IX	X	I	II																																																																																																																																																																																		
Шестерни в зацеплении	Z ₁ Z ₂ Z ₃ Z ₄ Z ₅ Z ₆	Z ₇ Z ₈ Z ₉ Z ₁₀ Z ₁₁ Z ₁₂	Z ₁₃ Z ₁₄ Z ₁₅ Z ₁₆ Z ₁₇ Z ₁₈	Z ₁₉ Z ₂₀ Z ₂₁ Z ₂₂ Z ₂₃ Z ₂₄	Z ₂₅ Z ₂₆ Z ₂₇	Z ₂₈ Z ₂₉ Z ₃₀ Z ₃₁ Z ₃₂ Z ₃₃	Z ₃₄ Z ₃₅ Z ₃₆ Z ₃₇ Z ₃₈ Z ₃₉	Z ₄₀ Z ₄₁ Z ₄₂ Z ₄₃ Z ₄₄ Z ₄₅	Z ₄₆ Z ₄₇ Z ₄₈ Z ₄₉ Z ₅₀ Z ₅₁	Z ₅₂ Z ₅₃ Z ₅₄ Z ₅₅ Z ₅₆ Z ₅₇	Z ₅₈ Z ₅₉ Z ₆₀ Z ₆₁ Z ₆₂ Z ₆₃	Z ₆₄ Z ₆₅ Z ₆₆ Z ₆₇ Z ₆₈ Z ₆₉	Z ₇₀ Z ₇₁ Z ₇₂ Z ₇₃ Z ₇₄ Z ₇₅	Z ₇₆ Z ₇₇ Z ₇₈ Z ₇₉ Z ₈₀ Z ₈₁	Z ₈₂ Z ₈₃ Z ₈₄ Z ₈₅ Z ₈₆ Z ₈₇	Z ₈₈ Z ₈₉ Z ₉₀ Z ₉₁ Z ₉₂ Z ₉₃	Z ₉₄ Z ₉₅ Z ₉₆ Z ₉₇ Z ₉₈ Z ₉₉	Z ₁₀₀ Z ₁₀₁ Z ₁₀₂ Z ₁₀₃ Z ₁₀₄ Z ₁₀₅	Z ₁₀₆ Z ₁₀₇ Z ₁₀₈ Z ₁₀₉ Z ₁₁₀ Z ₁₁₁	Z ₁₁₂ Z ₁₁₃ Z ₁₁₄ Z ₁₁₅ Z ₁₁₆ Z ₁₁₇	Z ₁₁₈ Z ₁₁₉ Z ₁₂₀ Z ₁₂₁ Z ₁₂₂ Z ₁₂₃	Z ₁₂₄ Z ₁₂₅ Z ₁₂₆ Z ₁₂₇ Z ₁₂₈ Z ₁₂₉	Z ₁₃₀ Z ₁₃₁ Z ₁₃₂ Z ₁₃₃ Z ₁₃₄ Z ₁₃₅	Z ₁₃₆ Z ₁₃₇ Z ₁₃₈ Z ₁₃₉ Z ₁₄₀ Z ₁₄₁	Z ₁₄₂ Z ₁₄₃ Z ₁₄₄ Z ₁₄₅ Z ₁₄₆ Z ₁₄₇	Z ₁₄₈ Z ₁₄₉ Z ₁₅₀ Z ₁₅₁ Z ₁₅₂ Z ₁₅₃	Z ₁₅₄ Z ₁₅₅ Z ₁₅₆ Z ₁₅₇ Z ₁₅₈ Z ₁₅₉	Z ₁₆₀ Z ₁₆₁ Z ₁₆₂ Z ₁₆₃ Z ₁₆₄ Z ₁₆₅	Z ₁₆₆ Z ₁₆₇ Z ₁₆₈ Z ₁₆₉ Z ₁₇₀ Z ₁₇₁	Z ₁₇₂ Z ₁₇₃ Z ₁₇₄ Z ₁₇₅ Z ₁₇₆ Z ₁₇₇	Z ₁₇₈ Z ₁₇₉ Z ₁₈₀ Z ₁₈₁ Z ₁₈₂ Z ₁₈₃	Z ₁₈₄ Z ₁₈₅ Z ₁₈₆ Z ₁₈₇ Z ₁₈₈ Z ₁₈₉	Z ₁₉₀ Z ₁₉₁ Z ₁₉₂ Z ₁₉₃ Z ₁₉₄ Z ₁₉₅	Z ₁₉₆ Z ₁₉₇ Z ₁₉₈ Z ₁₉₉ Z ₂₀₀ Z ₂₀₁	Z ₂₀₂ Z ₂₀₃ Z ₂₀₄ Z ₂₀₅ Z ₂₀₆ Z ₂₀₇	Z ₂₀₈ Z ₂₀₉ Z ₂₁₀ Z ₂₁₁ Z ₂₁₂ Z ₂₁₃	Z ₂₁₄ Z ₂₁₅ Z ₂₁₆ Z ₂₁₇ Z ₂₁₈ Z ₂₁₉	Z ₂₂₀ Z ₂₂₁ Z ₂₂₂ Z ₂₂₃ Z ₂₂₄ Z ₂₂₅	Z ₂₂₆ Z ₂₂₇ Z ₂₂₈ Z ₂₂₉ Z ₂₃₀ Z ₂₃₁	Z ₂₃₂ Z ₂₃₃ Z ₂₃₄ Z ₂₃₅ Z ₂₃₆ Z ₂₃₇	Z ₂₃₈ Z ₂₃₉ Z ₂₄₀ Z ₂₄₁ Z ₂₄₂ Z ₂₄₃	Z ₂₄₄ Z ₂₄₅ Z ₂₄₆ Z ₂₄₇ Z ₂₄₈ Z ₂₄₉	Z ₂₅₀ Z ₂₅₁ Z ₂₅₂ Z ₂₅₃ Z ₂₅₄ Z ₂₅₅	Z ₂₅₆ Z ₂₅₇ Z ₂₅₈ Z ₂₅₉ Z ₂₆₀ Z ₂₆₁	Z ₂₆₂ Z ₂₆₃ Z ₂₆₄ Z ₂₆₅ Z ₂₆₆ Z ₂₆₇	Z ₂₆₈ Z ₂₆₉ Z ₂₇₀ Z ₂₇₁ Z ₂₇₂ Z ₂₇₃	Z ₂₇₄ Z ₂₇₅ Z ₂₇₆ Z ₂₇₇ Z ₂₇₈ Z ₂₇₉	Z ₂₈₀ Z ₂₈₁ Z ₂₈₂ Z ₂₈₃ Z ₂₈₄ Z ₂₈₅	Z ₂₈₆ Z ₂₈₇ Z ₂₈₈ Z ₂₈₉ Z ₂₉₀ Z ₂₉₁	Z ₂₉₂ Z ₂₉₃ Z ₂₉₄ Z ₂₉₅ Z ₂₉₆ Z ₂₉₇	Z ₂₉₈ Z ₂₉₉ Z ₃₀₀ Z ₃₀₁ Z ₃₀₂ Z ₃₀₃	Z ₃₀₄ Z ₃₀₅ Z ₃₀₆ Z ₃₀₇ Z ₃₀₈ Z ₃₀₉	Z ₃₁₀ Z ₃₁₁ Z ₃₁₂ Z ₃₁₃ Z ₃₁₄ Z ₃₁₅	Z ₃₁₆ Z ₃₁₇ Z ₃₁₈ Z ₃₁₉ Z ₃₂₀ Z ₃₂₁	Z ₃₂₂ Z ₃₂₃ Z ₃₂₄ Z ₃₂₅ Z ₃₂₆ Z ₃₂₇	Z ₃₂₈ Z ₃₂₉ Z ₃₃₀ Z ₃₃₁ Z ₃₃₂ Z ₃₃₃	Z ₃₃₄ Z ₃₃₅ Z ₃₃₆ Z ₃₃₇ Z ₃₃₈ Z ₃₃₉	Z ₃₄₀ Z ₃₄₁ Z ₃₄₂ Z ₃₄₃ Z ₃₄₄ Z ₃₄₅	Z ₃₄₆ Z ₃₄₇ Z ₃₄₈ Z ₃₄₉ Z ₃₅₀ Z ₃₅₁	Z ₃₅₂ Z ₃₅₃ Z ₃₅₄ Z ₃₅₅ Z ₃₅₆ Z ₃₅₇	Z ₃₅₈ Z ₃₅₉ Z ₃₆₀ Z ₃₆₁ Z ₃₆₂ Z ₃₆₃	Z ₃₆₄ Z ₃₆₅ Z ₃₆₆ Z ₃₆₇ Z ₃₆₈ Z ₃₆₉	Z ₃₇₀ Z ₃₇₁ Z ₃₇₂ Z ₃₇₃ Z ₃₇₄ Z ₃₇₅	Z ₃₇₆ Z ₃₇₇ Z ₃₇₈ Z ₃₇₉ Z ₃₈₀ Z ₃₈₁	Z ₃₈₂ Z ₃₈₃ Z ₃₈₄ Z ₃₈₅ Z ₃₈₆ Z ₃₈₇	Z ₃₈₈ Z ₃₈₉ Z ₃₉₀ Z ₃₉₁ Z ₃₉₂ Z ₃₉₃	Z ₃₉₄ Z ₃₉₅ Z ₃₉₆ Z ₃₉₇ Z ₃₉₈ Z ₃₉₉	Z ₄₀₀ Z ₄₀₁ Z ₄₀₂ Z ₄₀₃ Z ₄₀₄ Z ₄₀₅	Z ₄₀₆ Z ₄₀₇ Z ₄₀₈ Z ₄₀₉ Z ₄₁₀ Z ₄₁₁	Z ₄₁₂ Z ₄₁₃ Z ₄₁₄ Z ₄₁₅ Z ₄₁₆ Z ₄₁₇	Z ₄₁₈ Z ₄₁₉ Z ₄₂₀ Z ₄₂₁ Z ₄₂₂ Z ₄₂₃	Z ₄₂₄ Z ₄₂₅ Z ₄₂₆ Z ₄₂₇ Z ₄₂₈ Z ₄₂₉	Z ₄₃₀ Z ₄₃₁ Z ₄₃₂ Z ₄₃₃ Z ₄₃₄ Z ₄₃₅	Z ₄₃₆ Z ₄₃₇ Z ₄₃₈ Z ₄₃₉ Z ₄₄₀ Z ₄₄₁	Z ₄₄₂ Z ₄₄₃ Z ₄₄₄ Z ₄₄₅ Z ₄₄₆ Z ₄₄₇	Z ₄₄₈ Z ₄₄₉ Z ₄₅₀ Z ₄₅₁ Z ₄₅₂ Z ₄₅₃	Z ₄₅₄ Z ₄₅₅ Z ₄₅₆ Z ₄₅₇ Z ₄₅₈ Z ₄₅₉	Z ₄₆₀ Z ₄₆₁ Z ₄₆₂ Z ₄₆₃ Z ₄₆₄ Z ₄₆₅	Z ₄₆₆ Z ₄₆₇ Z ₄₆₈ Z ₄₆₉ Z ₄₇₀ Z ₄₇₁	Z ₄₇₂ Z ₄₇₃ Z ₄₇₄ Z ₄₇₅ Z ₄₇₆ Z ₄₇₇	Z ₄₇₈ Z ₄₇₉ Z ₄₈₀ Z ₄₈₁ Z ₄₈₂ Z ₄₈₃	Z ₄₈₄ Z ₄₈₅ Z ₄₈₆ Z ₄₈₇ Z ₄₈₈ Z ₄₈₉	Z ₄₉₀ Z ₄₉₁ Z ₄₉₂ Z ₄₉₃ Z ₄₉₄ Z ₄₉₅	Z ₄₉₆ Z ₄₉₇ Z ₄₉₈ Z ₄₉₉ Z ₅₀₀ Z ₅₀₁	Z ₅₀₂ Z ₅₀₃ Z ₅₀₄ Z ₅₀₅ Z ₅₀₆ Z ₅₀₇	Z ₅₀₈ Z ₅₀₉ Z ₅₁₀ Z ₅₁₁ Z ₅₁₂ Z ₅₁₃	Z ₅₁₄ Z ₅₁₅ Z ₅₁₆ Z ₅₁₇ Z ₅₁₈ Z ₅₁₉	Z ₅₂₀ Z ₅₂₁ Z ₅₂₂ Z ₅₂₃ Z ₅₂₄ Z ₅₂₅	Z ₅₂₆ Z ₅₂₇ Z ₅₂₈ Z ₅₂₉ Z ₅₃₀ Z ₅₃₁	Z ₅₃₂ Z ₅₃₃ Z ₅₃₄ Z ₅₃₅ Z ₅₃₆ Z ₅₃₇	Z ₅₃₈ Z ₅₃₉ Z ₅₄₀ Z ₅₄₁ Z ₅₄₂ Z ₅₄₃	Z ₅₄₄ Z ₅₄₅ Z ₅₄₆ Z ₅₄₇ Z ₅₄₈ Z ₅₄₉	Z ₅₅₀ Z ₅₅₁ Z ₅₅₂ Z ₅₅₃ Z ₅₅₄ Z ₅₅₅	Z ₅₅₆ Z ₅₅₇ Z ₅₅₈ Z ₅₅₉ Z ₅₆₀ Z ₅₆₁	Z ₅₆₂ Z ₅₆₃ Z ₅₆₄ Z ₅₆₅ Z ₅₆₆ Z ₅₆₇	Z ₅₆₈ Z ₅₆₉ Z ₅₇₀ Z ₅₇₁ Z ₅₇₂ Z ₅₇₃	Z ₅₇₄ Z ₅₇₅ Z ₅₇₆ Z ₅₇₇ Z ₅₇₈ Z ₅₇₉	Z ₅₈₀ Z ₅₈₁ Z ₅₈₂ Z ₅₈₃ Z ₅₈₄ Z ₅₈₅	Z ₅₈₆ Z ₅₈₇ Z ₅₈₈ Z ₅₈₉ Z ₅₉₀ Z ₅₉₁	Z ₅₉₂ Z ₅₉₃ Z ₅₉₄ Z ₅₉₅ Z ₅₉₆ Z ₅₉₇	Z ₅₉₈ Z ₅₉₉ Z ₆₀₀ Z ₆₀₁ Z ₆₀₂ Z ₆₀₃	Z ₆₀₄ Z ₆₀₅ Z ₆₀₆ Z ₆₀₇ Z ₆₀₈ Z ₆₀₉	Z ₆₁₀ Z ₆₁₁ Z ₆₁₂ Z ₆₁₃ Z ₆₁₄ Z ₆₁₅	Z ₆₁₆ Z ₆₁₇ Z ₆₁₈ Z ₆₁₉ Z ₆₂₀ Z ₆₂₁	Z ₆₂₂ Z ₆₂₃ Z ₆₂₄ Z ₆₂₅ Z ₆₂₆ Z ₆₂₇	Z ₆₂₈ Z ₆₂₉ Z ₆₃₀ Z ₆₃₁ Z ₆₃₂ Z ₆₃₃	Z ₆₃₄ Z ₆₃₅ Z ₆₃₆ Z ₆₃₇ Z ₆₃₈ Z ₆₃₉	Z ₆₄₀ Z ₆₄₁ Z ₆₄₂ Z ₆₄₃ Z ₆₄₄ Z ₆₄₅	Z ₆₄₆ Z ₆₄₇ Z ₆₄₈ Z ₆₄₉ Z ₆₅₀ Z ₆₅₁	Z ₆₅₂ Z ₆₅₃ Z ₆₅₄ Z ₆₅₅ Z ₆₅₆ Z ₆₅₇	Z ₆₅₈ Z ₆₅₉ Z ₆₆₀ Z ₆₆₁ Z ₆₆₂ Z ₆₆₃	Z ₆₆₄ Z ₆₆₅ Z ₆₆₆ Z ₆₆₇ Z ₆₆₈ Z ₆₆₉	Z ₆₇₀ Z ₆₇₁ Z ₆₇₂ Z ₆₇₃ Z ₆₇₄ Z ₆₇₅	Z ₆₇₆ Z ₆₇₇ Z ₆₇₈ Z ₆₇₉ Z ₆₈₀ Z ₆₈₁	Z ₆₈₂ Z ₆₈₃ Z ₆₈₄ Z ₆₈₅ Z ₆₈₆ Z ₆₈₇	Z ₆₈₈ Z ₆₈₉ Z ₆₉₀ Z ₆₉₁ Z ₆₉₂ Z ₆₉₃	Z ₆₉₄ Z ₆₉₅ Z ₆₉₆ Z ₆₉₇ Z ₆₉₈ Z ₆₉₉	Z ₇₀₀ Z ₇₀₁ Z ₇₀₂ Z ₇₀₃ Z ₇₀₄ Z ₇₀₅	Z ₇₀₆ Z ₇₀₇ Z ₇₀₈ Z ₇₀₉ Z ₇₁₀ Z ₇₁₁	Z ₇₁₂ Z ₇₁₃ Z ₇₁₄ Z ₇₁₅ Z ₇₁₆ Z ₇₁₇	Z ₇₁₈ Z ₇₁₉ Z ₇₂₀ Z ₇₂₁ Z ₇₂₂ Z ₇₂₃	Z ₇₂₄ Z ₇₂₅ Z ₇₂₆ Z ₇₂₇ Z ₇₂₈ Z ₇₂₉	Z ₇₃₀ Z ₇₃₁ Z ₇₃₂ Z ₇₃₃ Z ₇₃₄ Z ₇₃₅	Z ₇₃₆ Z ₇₃₇ Z ₇₃₈ Z ₇₃₉ Z ₇₄₀ Z ₇₄₁	Z ₇₄₂ Z ₇₄₃ Z ₇₄₄ Z ₇₄₅ Z ₇₄₆ Z ₇₄₇	Z ₇₄₈ Z ₇₄₉ Z ₇₅₀ Z ₇₅₁ Z ₇₅₂ Z ₇₅₃	Z ₇₅₄ Z ₇₅₅ Z ₇₅₆ Z ₇₅₇ Z ₇₅₈ Z ₇₅₉	Z ₇₆₀ Z ₇₆₁ Z ₇₆₂ Z ₇₆₃ Z ₇₆₄ Z ₇₆₅	Z ₇₆₆ Z ₇₆₇ Z ₇₆₈ Z ₇₆₉ Z ₇₇₀ Z ₇₇₁	Z ₇₇₂ Z ₇₇₃ Z ₇₇₄ Z ₇₇₅ Z ₇₇₆ Z ₇₇₇	Z ₇₇₈ Z ₇₇₉ Z ₇₈₀ Z ₇₈₁ Z ₇₈₂ Z ₇₈₃	Z ₇₈₄ Z ₇₈₅ Z ₇₈₆ Z ₇₈₇ Z ₇₈₈ Z ₇₈₉	Z ₇₉₀ Z ₇₉₁ Z ₇₉₂ Z ₇₉₃ Z ₇₉₄ Z ₇₉₅	Z ₇₉₆ Z ₇₉₇ Z ₇₉₈ Z ₇₉₉ Z ₈₀₀ Z ₈₀₁	Z ₈₀₂ Z ₈₀₃ Z ₈₀₄ Z ₈₀₅ Z ₈₀₆ Z ₈₀₇	Z ₈₀₈ Z ₈₀₉ Z ₈₁₀ Z ₈₁₁ Z ₈₁₂ Z ₈₁₃	Z ₈₁₄ Z ₈₁₅ Z ₈₁₆ Z ₈₁₇ Z ₈₁₈ Z ₈₁₉	Z ₈₂₀ Z ₈₂₁ Z ₈₂₂ Z ₈₂₃ Z ₈₂₄ Z ₈₂₅	Z ₈₂₆ Z ₈₂₇ Z ₈₂₈ Z ₈₂₉ Z ₈₃₀ Z ₈₃₁	Z ₈₃₂ Z ₈₃₃ Z ₈₃₄ Z ₈₃₅ Z ₈₃₆ Z ₈₃₇	Z ₈₃₈ Z ₈₃₉ Z ₈₄₀ Z ₈₄₁ Z ₈₄₂ Z ₈₄₃	Z ₈₄₄ Z ₈₄₅ Z ₈₄₆ Z ₈₄₇ Z ₈₄₈ Z ₈₄₉	Z ₈₅₀ Z ₈₅₁ Z ₈₅₂ Z ₈₅₃ Z ₈₅₄ Z ₈₅₅	Z ₈₅₆ Z ₈₅₇ Z ₈₅₈ Z ₈₅₉ Z ₈₆₀ Z ₈₆₁	Z ₈₆₂ Z ₈₆₃ Z ₈₆₄ Z ₈₆₅ Z ₈₆₆ Z ₈₆₇	Z ₈₆₈ Z ₈₆₉ Z ₈₇₀ Z ₈₇₁ Z ₈₇₂ Z ₈₇₃	Z ₈₇₄ Z ₈₇₅ Z ₈₇₆ Z ₈₇₇ Z ₈₇₈ Z ₈₇₉	Z ₈₈₀ Z ₈₈₁ Z ₈₈₂ Z ₈₈₃ Z ₈₈₄ Z ₈₈₅	Z ₈₈₆ Z ₈₈₇ Z ₈₈₈ Z ₈₈₉ Z ₈₉₀ Z ₈₉₁	Z ₈₉₂ Z ₈₉₃ Z ₈₉₄ Z ₈₉₅ Z ₈₉₆ Z ₈₉₇	Z ₈₉₈ Z ₈₉₉ Z ₉₀₀ Z ₉₀₁ Z ₉₀₂ Z ₉₀₃	Z ₉₀₄ Z ₉₀₅ Z ₉₀₆ Z ₉₀₇ Z ₉₀₈ Z ₉₀₉	Z ₉₁₀ Z ₉₁₁ Z ₉₁₂ Z ₉₁₃ Z ₉₁₄ Z ₉₁₅	Z ₉₁₆ Z ₉₁₇ Z ₉₁₈ Z ₉₁₉ Z ₉₂₀ Z ₉₂₁	Z ₉₂₂ Z ₉₂₃ Z ₉₂₄ Z ₉₂₅ Z ₉₂₆ Z ₉₂₇	Z ₉₂₈ Z ₉₂₉ Z ₉₃₀ Z ₉₃₁ Z ₉₃₂ Z ₉₃₃	Z ₉₃₄ Z ₉₃₅ Z ₉₃₆ Z ₉₃₇ Z ₉₃₈ Z ₉₃₉	Z ₉₄₀ Z ₉₄₁ Z ₉₄₂ Z ₉₄₃ Z ₉₄₄ Z ₉₄₅	Z ₉₄₆ Z ₉₄₇ Z ₉₄₈ Z ₉₄₉ Z ₉₅₀ Z ₉₅₁	Z ₉₅₂ Z ₉₅₃ Z ₉₅₄ Z ₉₅₅ Z ₉₅₆ Z ₉₅₇	Z ₉₅₈ Z ₉₅₉ Z ₉₆₀ Z ₉₆₁ Z ₉₆₂ Z ₉₆₃	Z ₉₆₄ Z ₉₆₅ Z ₉₆₆ Z ₉₆₇ Z ₉₆₈ Z ₉₆₉	Z ₉₇₀ Z ₉₇₁ Z ₉₇₂ Z ₉₇₃ Z ₉₇₄ Z ₉₇₅	Z ₉₇₆ Z ₉₇₇ Z ₉₇₈ Z ₉₇₉ Z ₉₈₀ Z ₉₈₁	Z ₉₈₂ Z ₉₈₃ Z ₉₈₄ Z ₉₈₅ Z ₉₈₆ Z ₉₈₇	Z ₉₈₈ Z ₉₈₉ Z ₉₉₀ Z ₉₉₁ Z ₉₉₂ Z ₉₉₃	Z ₉₉₄ Z ₉₉₅ Z ₉₉₆ Z ₉₉₇ Z ₉₉₈ Z ₉₉₉	Z ₁₀₀₀ Z ₁₀₀₁ Z ₁₀₀₂ Z ₁₀₀₃ Z ₁₀₀₄ Z ₁₀₀₅	Z ₁₀₀₆ Z ₁₀₀₇ Z ₁₀₀₈ Z ₁₀₀₉ Z ₁₀₁₀ Z ₁₀₁₁	Z ₁₀₁₂ Z ₁₀₁₃ Z ₁₀₁₄ Z ₁₀₁₅ Z ₁₀₁₆ Z ₁₀₁₇	Z ₁₀₁₈ Z ₁₀₁₉ Z ₁₀₂₀ Z ₁₀₂₁ Z ₁₀₂₂ Z ₁₀₂₃	Z ₁₀₂₄ Z ₁₀₂₅ Z ₁₀₂₆ Z ₁₀₂₇ Z ₁₀₂₈ Z ₁₀₂₉	Z ₁₀₃₀ Z ₁₀₃₁ Z ₁₀₃₂ Z ₁₀₃₃ Z ₁₀₃₄ Z ₁₀₃₅	Z ₁₀₃₆ Z ₁₀₃₇ Z ₁₀₃₈ Z ₁₀₃₉ Z ₁₀₄₀ Z ₁₀₄₁	Z ₁₀₄₂ Z ₁₀₄₃ Z ₁₀₄₄ Z ₁₀₄₅ Z ₁₀₄₆ Z ₁₀₄₇	Z ₁₀₄₈ Z ₁₀₄₉ Z ₁₀₅₀ Z ₁₀₅₁ Z ₁₀₅₂ Z ₁₀₅₃	Z ₁₀₅₄ Z ₁₀₅₅ Z ₁₀₅₆ Z ₁₀₅₇ Z ₁₀₅₈ Z ₁₀₅₉	Z ₁₀₆₀ Z ₁₀₆₁ Z ₁₀₆₂ Z ₁₀₆₃ Z ₁₀₆₄ Z ₁₀₆₅	Z ₁₀₆₆ Z ₁₀₆₇ Z ₁₀₆₈ Z ₁₀₆₉ Z ₁₀₇₀ Z ₁₀₇₁	Z ₁₀₇₂ Z ₁₀₇₃ Z ₁₀₇₄ Z ₁₀₇₅ Z ₁₀₇₆ Z ₁₀₇₇	Z ₁₀₇₈ Z ₁₀₇₉ Z ₁₀₈₀ Z ₁₀₈₁ Z ₁₀₈₂ Z ₁₀₈₃	Z ₁₀₈₄ Z ₁₀₈₅ Z ₁₀₈₆ Z ₁₀₈₇ Z ₁₀₈₈ Z ₁₀₈₉	Z ₁₀₉₀ Z ₁₀₉₁ Z ₁₀₉₂ Z ₁₀₉₃ Z ₁₀₉₄ Z ₁₀₉₅	Z ₁₀₉₆ Z ₁₀₉₇ Z ₁₀₉₈ Z ₁₀₉₉ Z ₁₁₀₀ Z ₁₁₀₁	Z ₁₁₀₂ Z ₁₁₀₃ Z ₁₁₀₄ Z ₁₁₀₅ Z ₁₁₀₆ Z ₁₁₀₇	Z ₁₁₀₈ Z ₁₁₀₉ Z ₁₁₁₀ Z ₁₁₁₁ Z ₁₁₁₂ Z ₁₁₁₃	Z ₁₁₁₄ Z ₁₁₁₅ Z ₁₁₁₆ Z ₁₁₁₇ Z ₁₁₁₈ Z ₁₁₁₉	Z ₁₁₂₀ Z ₁₁₂₁ Z ₁₁₂₂ Z ₁₁₂₃ Z ₁₁₂₄ Z ₁₁₂₅	Z ₁₁₂₆ Z ₁₁₂₇ Z ₁₁₂₈ Z ₁₁₂₉ Z ₁₁₃₀ Z ₁₁₃₁	Z ₁₁₃₂ Z ₁₁₃₃ Z ₁₁₃₄ Z ₁₁₃₅ Z ₁₁₃₆ Z ₁₁₃₇	Z ₁₁₃₈ Z ₁₁₃₉ Z ₁₁₄₀ Z ₁₁₄₁ Z ₁₁₄₂ Z ₁₁₄₃	Z ₁₁₄₄ Z ₁₁₄₅ Z ₁₁₄₆ Z ₁₁₄₇ Z ₁₁₄₈ Z ₁₁₄₉	Z ₁₁₅₀ Z ₁₁₅₁ Z ₁₁₅₂ Z ₁₁₅₃ Z ₁₁₅₄ Z ₁₁₅₅	Z ₁₁₅₆ Z ₁₁₅₇ Z _{1158</}



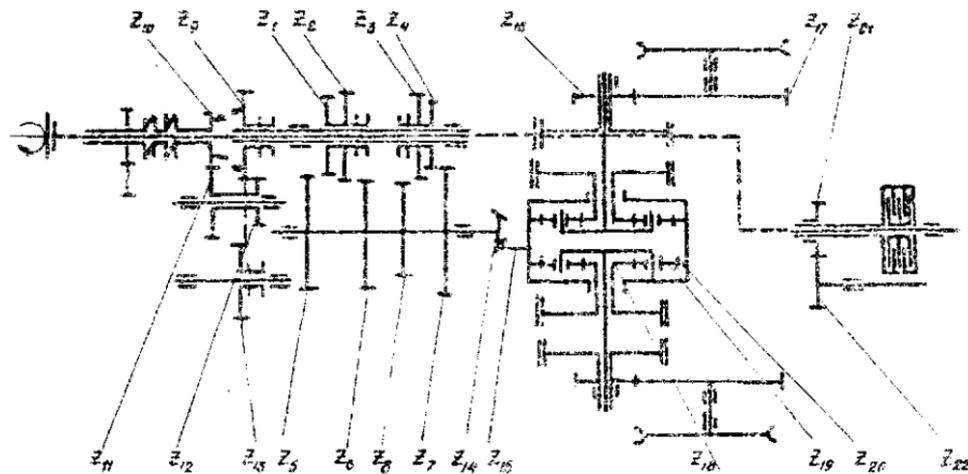
Шестерни	Z ₁	Z ₂	Z ₃	Z ₄	Z ₅	Z ₆	Z ₇	Z ₈	Z ₉	Z ₁₀	Z ₁₁	Z ₁₂	Z ₁₃	Z ₁₄	Z ₁₅	Z ₁₆	Z ₁₇	Z ₁₈	Z ₁₉	Z ₂₀	Z ₂₁	Z ₂₂	Z ₂₃
Число зубьев	34	32	29	21	18	24	27	30	37	41	36	20	40	19	43	15	25	18	13	53	13	49	19
Передачи	особо низкие			Резервная и основные								Транспортные		Задний ход		Конечная и центральная передачи							
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	I	II											
Шестерни в зацеплении	$\frac{Z_1 Z_9 Z_{11} Z_{13}}{Z_4 Z_{23} Z_{12} Z_{14}}$	$\frac{Z_2 Z_9 Z_{11} Z_{13}}{Z_7 Z_{23} Z_{12} Z_{14}}$	$\frac{Z_3 Z_9 Z_{11} Z_{13}}{Z_8 Z_{23} Z_{12} Z_{14}}$	$\frac{Z_4 Z_9 Z_{11} Z_{13}}{Z_5 Z_{23} Z_{12} Z_{14}}$	$\frac{Z_5 Z_9 Z_{11} Z_{13}}{Z_6 Z_8 Z_{12} Z_{14}}$	$\frac{Z_7 Z_{13}}{Z_6 Z_{14}}$	$\frac{Z_8 Z_{13}}{Z_7 Z_{14}}$	$\frac{Z_9 Z_{13}}{Z_8 Z_{14}}$	$\frac{Z_4 Z_{18}}{Z_5 Z_{14}}$	$\frac{Z_5 Z_{18}}{Z_6 Z_{14}}$	$\frac{Z_7 Z_{17} Z_{19} Z_{21}}{Z_{10} Z_{16} Z_{23} Z_{24}}$	$\frac{Z_7 Z_{17} Z_{19}}{Z_{10} Z_{16} Z_{21}}$	$\frac{Z_{22} Z_{20}}{Z_{21} Z_{19}}$										
Передачная число	161,5	134,5	110,0	64,4	49,7	45,7	38,3	31,2	10,3	14,2	214,0	61,2	$L_0 = 15,35$										

Кинематическая схема трансмиссии трактора Т-50В



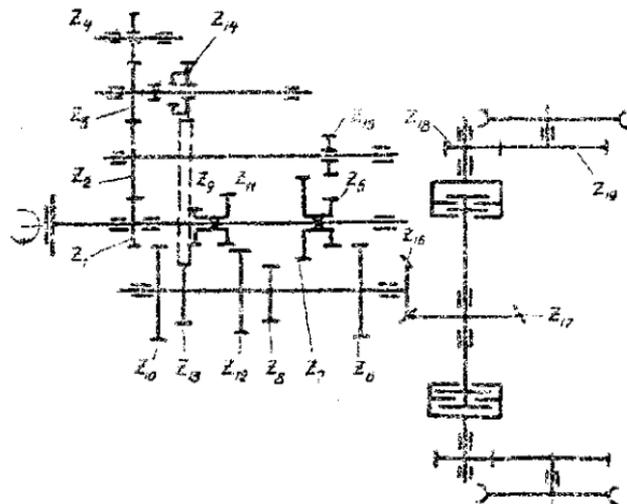
Шестерни	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8	z_9	z_{10}	z_{11}	z_{12}	z_{13}	z_{14}	z_{15}	z_{16}	z_{17}
Число зубьев	27	26	28	30	27	24	23	21	16	34	23	13	49	44	50	14	75
Передачи	Резервная и основные								Транзитная		Зорный ход	Клиновидная и центральная передачи					
	I		II		III		IV		V								
Шестерни в зацеплении	$\frac{z_2 z_{10}}{z_1 z_9} i_0$		$\frac{z_4 z_{10}}{z_3 z_9} i_0$		$\frac{z_7 z_{10}}{z_5 z_9} i_0$		$\frac{z_8 z_{12}}{z_6 z_9} i_0$		$(z_9 - z_{10}) i_0$		$\frac{z_7 z_{16}}{z_4 z_9} i_0$		$\frac{z_{15} z_{18}}{z_{14} z_{12}}$				
Передачное число	52,6		44,8		39,3		34,1		22,5		72,0		23				

Кинематическая схема трансмиссии трактора Т-38М.



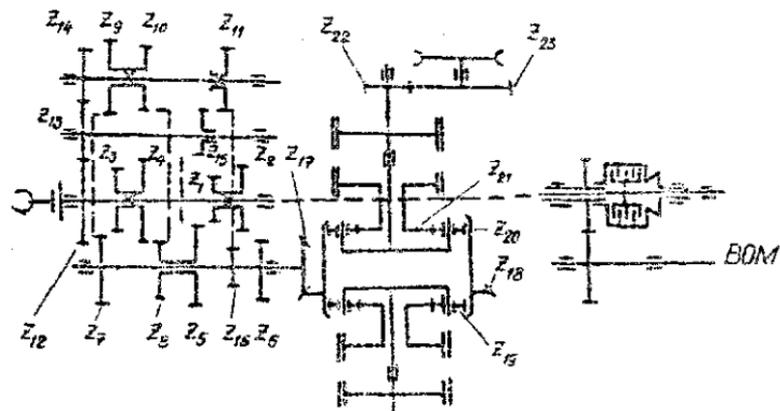
Шестерни	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8	z_9	z_{10}	z_{11}	z_{12}	z_{13}	z_{14}	z_{15}	z_{16}	z_{17}	z_{18}	z_{19}	z_{20}	z_{21}	z_{22}
Число зубьев	21	25	25	27	35	30	31	30	23	17	23	17	18	14	51	13	57	21	15	31	21	62
Передачи	Особо низкие		Резервная и основные							Транспар- ноя	Задний ход				Конечная цент- ральная планет- тарная передача							
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	I	II	III	IV										
Шестерни в защеленчи	$\frac{z_5 z_9 z_{11}}{z_2 z_{12} z_{10}} i_0$	$\frac{z_6 z_{10} z_{11}}{z_3 z_{12} z_{10}} i_0$	$\frac{z_7 z_9 z_{11}}{z_4 z_{12} z_{10}} i_0$	$\frac{z_8 z_9 z_{11}}{z_5 z_{12} z_{10}} i_0$	$\frac{z_5}{z_1} i_0$	$\frac{z_6}{z_2} i_0$	$\frac{z_7}{z_4} i_0$	$\frac{z_8}{z_3} i_0$	$\frac{z_9}{z_5} z_{11} i_0$	$\frac{z_6 z_{13} z_{11}}{z_2 z_9 z_{10}} i_0$	$\frac{z_7 z_{13} z_{11}}{z_3 z_9 z_{10}} i_0$	$\frac{z_8 z_{13} z_{11}}{z_4 z_9 z_{10}} i_0$	$\frac{z_5 z_{13} z_{11}}{z_5 z_9 z_{10}} i_0$	$\frac{z_{17} z_{15} z_{11}}{z_{16} z_{14} z_{20} z_{20}} i_0$								
Передачное число	68,79	59,2	51,18	45,86	37,58	32,35	27,95	25,05	30,85	43,77	37,83	33,9	$i_0 = 11,5$									

Кинематическая схема трансмиссии трактора Т-4



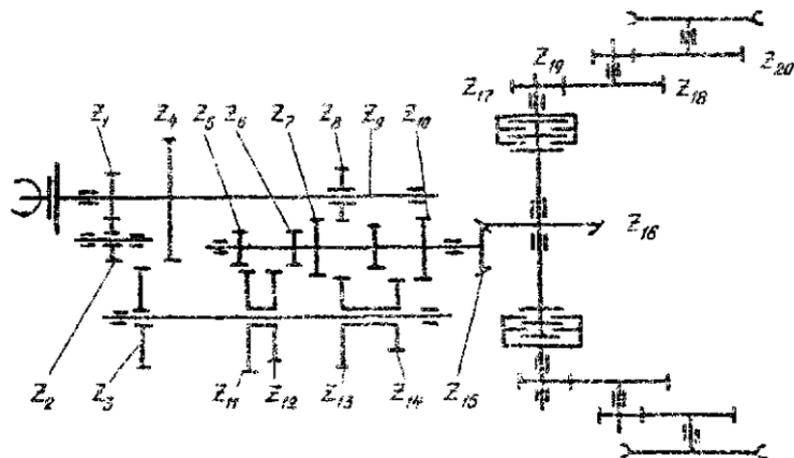
Шестерни	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7	Z_8	Z_9	Z_{10}	Z_{11}	Z_{12}	Z_{13}	Z_{14}	Z_{15}	Z_{16}	Z_{17}	Z_{18}	Z_{19}		
Число зубьев	16	38	16		4	49	21	42	17	46	19	44	35	22	19	16	41	13	53		
Передачи	Резервная и основные										Транспортная		Задний ход		Конечная и центральная передачи						
	I		II		III		IV		V												
Шестерни в зацеплении	$\frac{Z_6}{Z_5} i_0$		$\frac{Z_{10}}{Z_7} i_0$		$\frac{Z_{12}}{Z_{11}} i_0$		$\frac{Z_8}{Z_7} i_0$		$\frac{Z_{13} Z_3 Z_2}{Z_{14} Z_2 Z_1} i_0$		$\frac{Z_9 Z_2}{Z_{15} Z_1} i_0$		$\frac{Z_{17} Z_{19}}{Z_{18} Z_{16}}$								
Передачное число	43,40		33,6		20,75		24,84		19,76		65,20		$i_0 = 12,42$								

Кинематическая схема трансмиссии трактора ДТ-54А



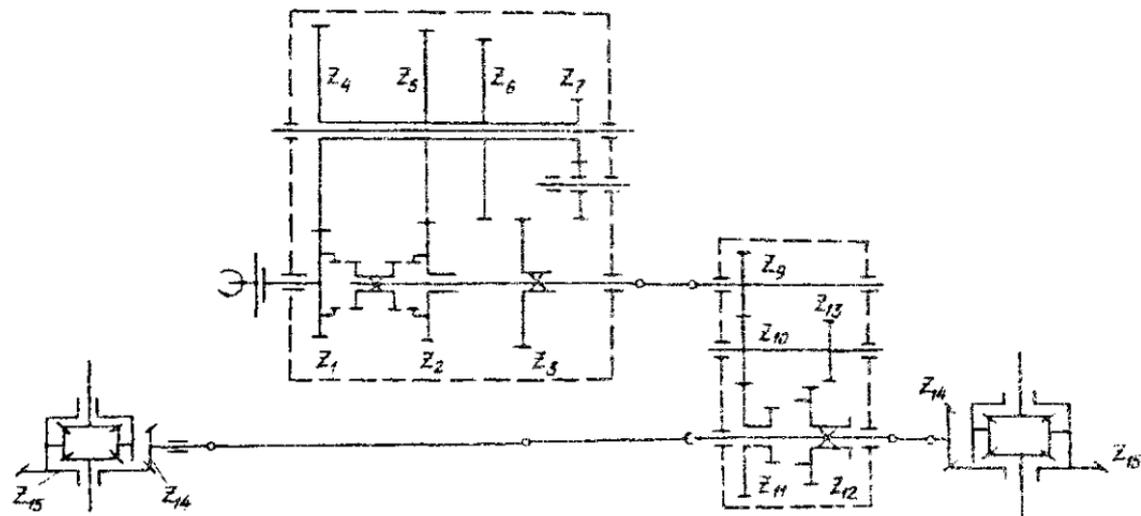
Шестерни	Z ₁	Z ₂	Z ₃	Z ₄	Z ₅	Z ₆	Z ₇	Z ₈	Z ₉	Z ₁₀	Z ₁₁	Z ₁₂	Z ₁₃	Z ₁₄	Z ₁₅	Z ₁₆	Z ₁₇	Z ₁₈	Z ₁₉	Z ₂₀	Z ₂₁	Z ₂₂	Z ₂₃
Число зубьев	28	30	32	34	50	48	46	44	31	33	37	37	37	25	24	40	17	54	15	51	21	13	72
Передачи	Г ₂ ЗЕРВНОЯ И ОСНОВНОЯ																ВРАЩАЮЩАЯ		Задний ход	Конечный планетарная и центральная передачи			
	I		II		III		IV		V		VI		VII										
Шестерни в зацеплении	$\frac{Z_5}{Z_1} i_0$		$\frac{Z_6}{Z_2} i_0$		$\frac{Z_7}{Z_3} i_0$		$\frac{Z_8}{Z_4} i_0$		$\frac{Z_{14} Z_7}{Z_{12} Z_9} i_0$		$\frac{Z_{14} Z_{16}}{Z_{12} Z_{16}} i_0$		$\frac{Z_{14} Z_{18}}{Z_{12} Z_{11}} i_0$		$\frac{Z_1}{Z_{15}} i_0$		$\frac{Z_{16} Z_{23}}{Z_{17} Z_{22}} \left(1 + \frac{Z_{24}}{Z_{20}}\right)$						
Передачное число	44,35		39,74		35,69		32,14		28,65		25,95		21,04		51,73		$i_0 = 24,6$						

Кинематическая схема трансмиссии трактора ДТ-75



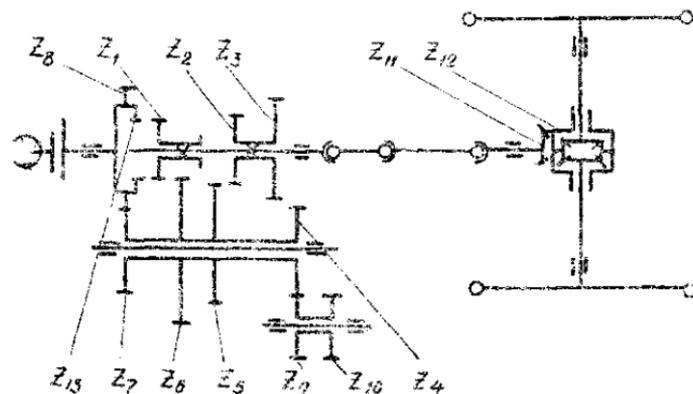
Шестерни	Z ₁	Z ₂	Z ₃	Z ₄	Z ₅	Z ₆	Z ₇	Z ₈	Z ₉	Z ₁₀	Z ₁₁	Z ₁₂	Z ₁₃	Z ₁₄	Z ₁₅	Z ₁₆	Z ₁₇	Z ₁₈	Z ₁₉	Z ₂₀
Число зубьев	22	19	28	26	19	22	25	27	16	30	26	23	20	15	14	39	12	27	12	53
Передачи	Резервная и основные				Универсальная					Задний ход				Конечные и центральная передачи						
	I	II	III	IV	V	I	II	III	IV											
Шестерни в зацеплении	$\frac{Z_{10} Z_3 Z_2}{Z_1 Z_2 Z_1}$	$\frac{Z_7 Z_3 Z_2}{Z_5 Z_6 Z_1}$	$\frac{Z_5 Z_3 Z_2}{Z_4 Z_5 Z_1}$	$\frac{Z_3 Z_3 Z_2}{Z_4 Z_2 Z_1}$	$\frac{Z_9}{Z_8}$	$\frac{Z_{10} Z_3}{Z_4 Z_4}$	$\frac{Z_7 Z_3}{Z_2 Z_4}$	$\frac{Z_5 Z_2}{Z_2 Z_4}$	$\frac{Z_3 Z_1}{Z_1 Z_4}$	$\frac{Z_{16} Z_{18} Z_{20}}{Z_{15} Z_{17} Z_{19}}$										
Передачное число	70,46	44,04	37,70	25,72	16,40	59,63	37,26	28,52	21,76	$i_0 = 27,8$										

Кинематическая схема трансмиссии трактора Т - 100М



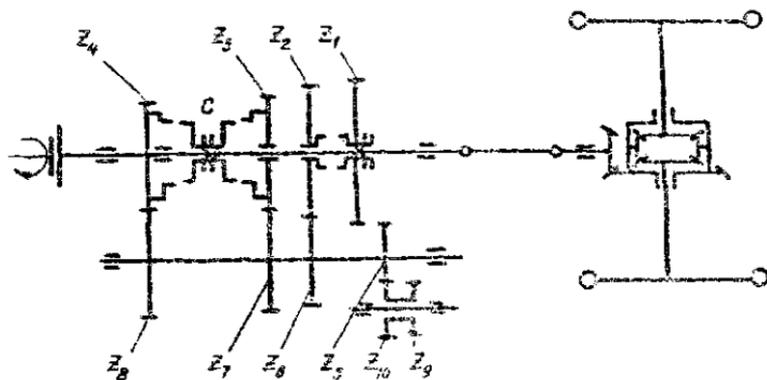
Шестерни	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7	Z_8	Z_9	Z_{10}	Z_{11}	Z_{12}	Z_{13}
Число зубьев	15	22	29	29	24	18	15	16	20	32	23	40	24
Передачи	I		II		III			Задний ход	Центральная и раздаточная коробки передач				
Шестерни в зацеплении	$\frac{Z_3 Z_4}{Z_5 Z_1} i_0$		$\frac{Z_2 Z_4}{Z_5 Z_1} i_0$		$(CZ_1) i_0$			$\frac{Z_9 Z_8 Z_4}{Z_8 Z_7 Z_1} i_0$	$\frac{Z_{15} Z_{11} Z_{10}}{Z_{14} Z_{10} Z_9} i_0$				
Передачное число	18,3		10,4		5,9			22	$i_0 = 5,9$				
Примечание	Включение шестерен Z_{12} и Z_{13} раздаточной коробки увеличивает общее передаточное число в 2,417 раза												

Кинематическая схема трансмиссии автомобиля VAZ-450



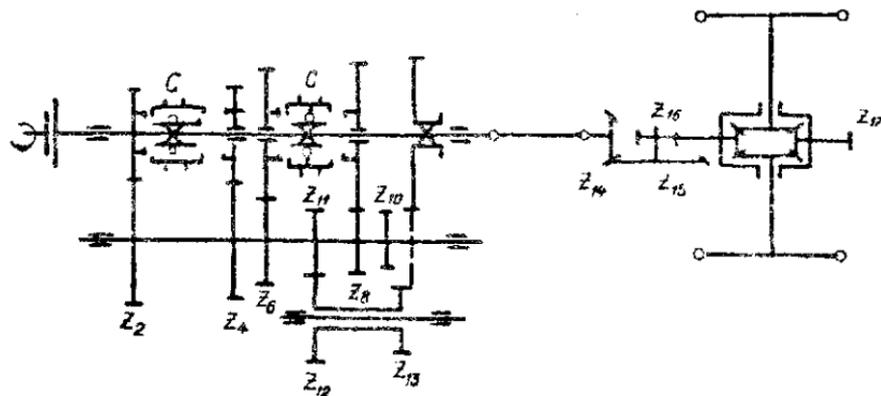
Шестерни	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7	Z_8	Z_9	Z_{10}	Z_{11}	Z_{12}
число зубьев	24	33	43	17	27	36	43	17	18	22	8	40
Передачи	I		II		III		IV		Задний ход		Центральная передача	
Шестерни в зацеплении	$\frac{Z_2 Z_7}{Z_4 Z_8} i_1$		$\frac{Z_2 Z_7}{Z_5 Z_8} i_2$		$\frac{Z_1 Z_7}{Z_6 Z_8} i_3$		$\frac{Z_1}{Z_{13}} i_4$		$\frac{Z_3 Z_9 Z_{11}}{Z_{10} Z_{11} Z_8} i_5$		$\frac{Z_{12}}{Z_{11}}$	
Передачное число	42,7		20,6		11,4		6,67		52,2		$i_0 = 6,67$	

Кинематическая схема трансмиссии ГАЗ-51А



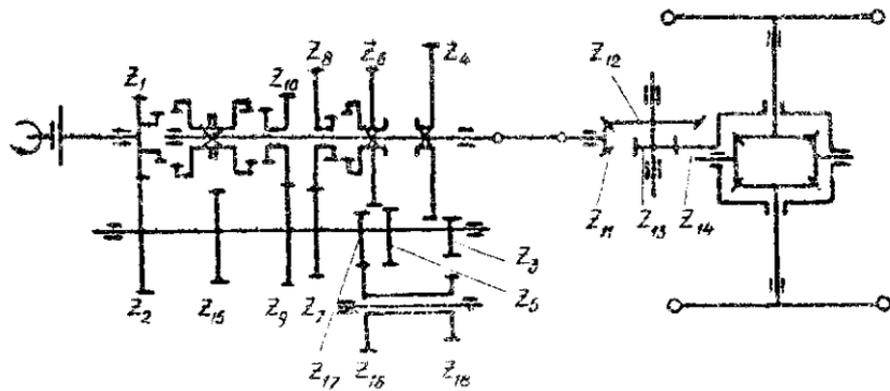
Шестерни	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7	Z_8	Z_9	Z_{10}	
Число зубьев	43	32	24	17	16	25	34	41	18	22	
Передачи	I		II		III		IV		Задний ход	Главная передача	
Шестерни в зацеплении	$\frac{Z_6 Z_1}{Z_4 Z_5} i_0$	$\frac{Z_8 (Z_2 - Z_3)}{Z_4 Z_6} i_0$	$\frac{Z_9 (Z_3 - C)}{Z_6 Z_7} i_0$	$(Z_4 - C) i_0$	$\frac{Z_1 Z_{10} Z_8}{Z_9 Z_5 Z_4} i_0$	$\frac{Z_{10}}{Z_{II}}$					
Передачное число	44,26		21,1		11,68		6,83		53,96		$i_0 = 6,83$

Кинематическая схема трансмиссии автомобиля ГАЗ-53.



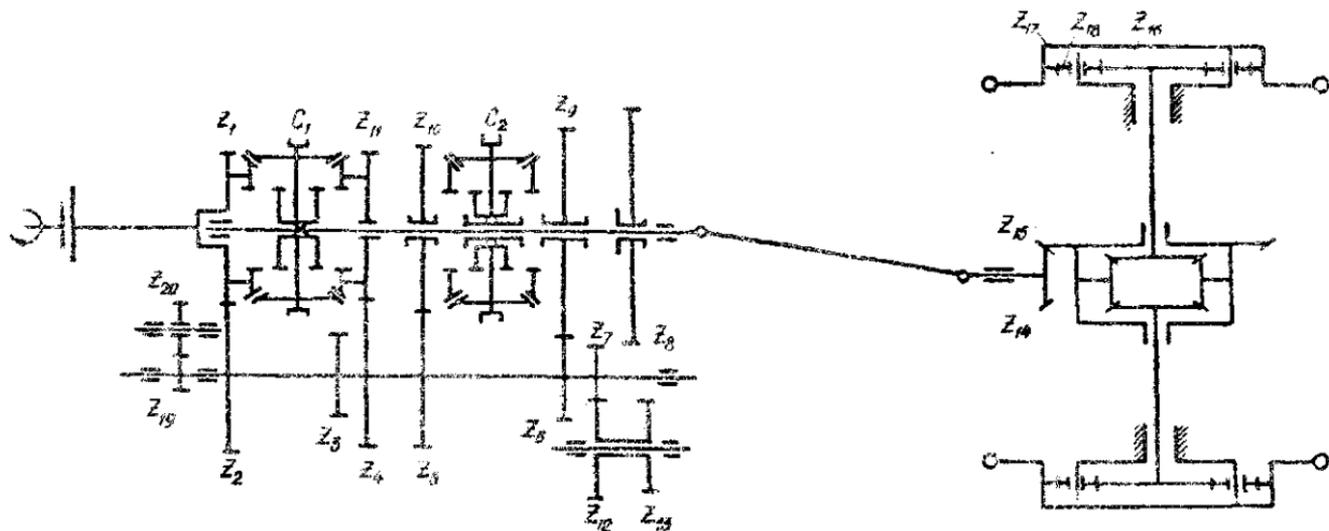
Шестерни	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8	z_9	z_{10}	z_{11}	z_{12}	z_{13}	z_{14}	z_{15}	z_{16}	z_{17}
Число зубьев	20	43	26	38	33	31	42	22	45	13	20	22	15	13	25	14	47
Передачи	I		II		III		IV		V		Задний ход		Конечная и центральная передачи				
Шестерни в зацеплении	$\frac{z_3 z_2}{z_1 z_4} i_0$		$\frac{z_5 z_4}{z_6 z_7} i_0$		$\frac{z_9 z_8}{z_{10} z_1} i_0$		$\frac{z_3 z_2}{z_4 z_1} i_n$		$(GZ) i_0$		$\frac{z_9 z_{12} z_6}{z_{13} z_{11} z_7} i_0$		$\frac{z_{17} z_{15}}{z_{16} z_{14}}$				
Передающее число	48,0		26,4		14,8		9,5		6,45		45,6		$i_0 = 6,45$				

Кинематическая схема трансмиссии автомобиля ЗИЛ-130



Шестерни	Z ₁	Z ₂	Z ₃	Z ₄	Z ₅	Z ₆	Z ₇	Z ₈	Z ₉	Z ₁₀	Z ₁₁	Z ₁₂	Z ₁₃	Z ₁₄	Z ₁₅	Z ₁₆	Z ₁₇	Z ₁₈
Число зубьев	23	41	14	49	22	41	31	33	44	20	11	25	14	47	38	27	16	22
Передачи	I		II			III		IV		V		задний ход			главная передача			
Шестерни в зацеплении	$\frac{Z_4 Z_2}{Z_3 Z_1} i_0$		$\frac{Z_6 Z_2}{Z_5 Z_1} i_0$			$\frac{Z_8 Z_2}{Z_7 Z_1} i_0$		i_0		$\frac{Z_{10} Z_2}{Z_9 Z_1} i_0$		$\frac{Z_4 Z_{16} Z_2}{Z_{18} Z_{17} Z_1} i_0$			$\frac{Z_{14} Z_{12}}{Z_{13} Z_{11}}$			
Передачное число															$i_0 = 7,03$			

Кинематическая схема трансмиссии автомобиля ЗИЛ - 150



Шестерни	Z ₁	Z ₂	Z ₃	Z ₄	Z ₅	Z ₆	Z ₇	Z ₈	Z ₉	Z ₁₁	Z ₁₂	Z ₁₃	Z ₁₄	Z ₁₅	Z ₁₆	Z ₁₇	Z ₁₈	Z ₁₉	Z ₂₀	
Число зубьев	27	43	33	47	33	22	16	52	47	37	23	26	24	17	32	20	58	19	15	15
Передачи	I		II			III		IV		V		Задний ход			Центральная и планетарная передачи					
Шестерни в зацеплении	$\frac{Z_2 Z_2}{Z_7 Z_1} i_0$		$\frac{Z_3 Z_2}{Z_5 Z_1} i_0$			$\frac{Z_4 Z_2}{Z_6 Z_1} i_0$		Z_7, C_1		$C_9 \frac{Z_{11} Z_2}{Z_4 Z_1} i_0$		$\frac{Z_9 Z_{12} Z_2}{Z_{13} Z_7 Z_1} i_0$			$\frac{Z_{15}}{Z_{14}} \left(- \frac{Z_{17}}{Z_{18}} \right)$					
Передачное число	33,6		18,55			9,86		5,46		4,26		36,4			$i_0 = 5,46$					

Кинематическая схема трансмиссии автомобиля МАЗ-500

Зак. 180. Тър. 510, 16. XI. 1967 г. Минск.
Отл. на роталприте БИМСХ.