

ЛІТЕРАТУРА

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний
університет імені Івана Пулюя

Кафедра комп'ютерних
технологій в машинобудуванні

М.Г. Левкович, В.О. Тесля



МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

НАВЧАЛЬНО-МЕТОДИЧНА

до виконання практичних занять №8, 9 студентів
усіх форм навчання з дисципліни:
«Автомобілі. Аналіз конструкцій, робочі процеси та
основи розрахунку автомобілів»

Тернопіль
2014

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя

Кафедра комп'ютерних
технологій в машинобудуванні

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичної роботи №8, 9 з дисципліни
«Автомобілі. Аналіз конструкцій, робочі процеси та основи
розрахунку автомобілів» для студентів за напрямком підготовки
6.070106 «Автомобільний транспорт»

Тернопіль
2014

Методичні вказівки розроблено відповідно до навчального плану підготовки фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня «Бакалавр» за напрямком підготовки 6.070106 «Автомобільний транспорт».

Укладачі: к.т.н., доц. Левкович М.Г.;
асистент Тесля В.О.

Рецензент: д.т.н., проф. Пилипець М.І.

Відповідальний за випуск: к.т.н., доц. Левкович М.Г.

Розглянуто та схвалено на методичному семінарі кафедри комп'ютерних технологій в машинобудуванні, протокол №2 від 7 лютого 2014 р.

Рекомендовано до друку методичною комісією механіко-технологічного факультету, протокол № 5 від 14.03.2014 р.

ЗМІСТ

1. Загальні положення	4
2 Вибір основних конструкційних параметрів карданного вала	5
3 Розрахунок карданних передач	7
3.1 Хрестовина карданного шарніра	7
3.2 Вилка карданного шарніра	8
3.3 Підшипники карданної передачі	9
3.4 Карданний вал	10
3.5 Пружні з'єднувальні елементи	11
3.6 Розрахунок шарнірів рівних кутових швидкостей	12
4 Задача 8	13
5 Задача 9	15
6 Вимоги до звіту	16
7 Контрольні питання	16
Перелік посилань	17
Додатки	18

1 Загальні положення

Карданна передача призначена для передачі обертового моменту між агрегатами автомобіля, вали яких не співвісні або не паралельні, причому кут у між валами може змінюватися у процесі руху автомобіля.

Карданна передача складається з:

- 1) карданних шарнірів;
- 2) карданних валів;
- 3) проміжних опор.

Основні вимоги до карданних передач такі:

- забезпечення рівномірного обертання вала агрегату, який приводиться карданною передачею при рівномірному обертанні ведучого вала;
- максимально можлива частота обертання карданної передачі не повинна перевищувати її критичну частоту;
- вібраційні навантаження під час роботи карданної передачі мають бути мінімальними.

Карданні передачі класифікують за:

- призначенням;
- кількістю карданних шарнірів;
- типом і конструкційними особливостями карданних шарнірів.

За призначенням карданні передачі діляться на основні і допоміжні. До основних відносяться передачі, які використовуються для підведення моменту:

Допоміжні карданні передачі використовуються для привода допоміжного і спеціального обладнання, а саме: лебідки, компресора, вентилятора, механізму перемикування передач, рульового механізму тощо.

За кількістю карданних шарнірів, які застосовуються, розрізняють карданні передачі одно-, двох-, трьох- і багато шарнірні.

Карданні шарніри класифікуються:

- 1) за кінематичними властивостями на:
 - шарніри нерівних кутових швидкостей (асинхронні),
 - шарніри рівних кутових швидкостей (синхронні);

2) за наявності фіксованих осей коливання на:

- повні карданні шарніри;
- напівкарданні (пружні і жорсткі) шарніри.

Карданний шарнір нерівних кутових швидкостей (асинхронний) характеризується тим, що при рівномірній швидкості обертання ведучого вала кутова швидкість веденого вала нерівномірна (як приклад, простий шарнір з хрестовиною).

Карданний шарнір рівних кутових швидкостей (синхронний) забезпечує рівність кутових швидкостей ведучого і веденого валів.

Повні карданні шарніри мають фіксовані осі коливання, а в напівкарданних шарнірах вказані осі відсутні.

2 Вибір основних конструкційних параметрів карданного вала

До основних розмірів карданного вала відносяться діаметри труби з якої він виготовляється і довжина.

Поперечне сечення труби карданного вала характеризується зовнішнім D і внутрішнім d діаметрами та вибирається з ряду стандартних розмірів труб залежно від значення розрахункового обертового моменту $M_{к\delta}$ на карданному валу:

$$M_{к\delta} = M_{e\max} u_m, \quad (1)$$

де u_m - найбільше передатне число від вала двигуна до карданного вала який розраховується.

Під довжиною карданного вала L розуміють віддаль між центрами карданних шарнірів, встановлених на кінцях даного вала. При наявності проміжної опори довжина карданного вала визначається віддалю між її центром і центром карданного шарніра.

Як правило центр мас карданного вала не співпадає з його віссю. Обертання внаслідок статичного прогину від власної маси, різної товщини труби, неточності виготовлення і балансування. Тому при обертанні вала

виникає відцентрова сила, яка викликає його поперечний згин і вісь вала ввертаючись, описує характерну бочкоподібну поверхню.

Критична частота обертання трубчастого карданного вала визначається формулою:

$$n_{кр} = 1,185 \cdot 10^7 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2}, \text{ хв}^{-1}; \quad (2)$$

для суцільного вала, який вільно лежить на опорах - за формулою:

$$n_{кр} = 1,185 \cdot 10^7 \frac{D}{L^2}, \text{ хв}^{-1},$$

(тут значення D , d і L необхідно підставляти у сантиметрах).

При розрахунку $n_{кр}$ карданного вала який має різні січення, необхідно у формулу для $n_{кр}$ замість L підставити приведену довжину вала:

$$L_{пр} = L - l_c + l_T, \quad (3)$$

де l_T - довжина труби, яка заміняє суцільну ділянку вала довжиною l_c і діаметром d_c та визначається за формулою:

$$l_T = l_c \sqrt{\frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{d_c}}. \quad (4)$$

При виборі параметрів карданного вала рекомендується витримувати співвідношення:

$$\frac{n_{\max}}{n_{кр}} = 0,7,$$

де n_{\max} - максимальна частота обертання карданного вала, яка відповідає максимальній швидкості автомобіля і визначається за формулою:

$$n_{\max} = \frac{9,55 V_{a\max} u'_T}{r_{\kappa}} \quad (5)$$

(тут u'_T - передатне число трансмісії від вала до ведучих коліс; $V_{a\max}$ - максимальна швидкість руху автомобіля, м/с; r_{κ} - радіус кочення колеса автомобіля без проковзування).

З урахуванням n_{\max} , максимально допустима довжина карданного вала визначається за формулою:

$$L_{\max} = \sqrt{\frac{0,83 \cdot 10^7 \sqrt{D^2 + d^2}}{n_{\max}}}. \quad (6)$$

Якщо довжина вала у результаті ескізного компоновання перевищує L_{\max} , то передбачається проміжна опора або встановлюється кришка-подовжувач на коробку переміни передач.

3 Розрахунок карданних передач

При розрахунку карданного шарніра як розрахунковий момент M_k приймається менший з двох моментів:

$M_{k\delta}$ - максимальний обертовий момент визначений по двигуну;

$M_{k\varphi}$ - максимальний обертовий момент визначений по зчепленню ведучих коліс з дорогою при коефіцієнті зчеплення $\varphi=0,8$ і повному навантаженні автомобіля:

$$M_{k\varphi} = \frac{\varphi G_{\varphi} r_{\delta}}{u'_T}, \quad (7)$$

де G_{φ} - зчіпна вага, що припадає на ведучі колеса;

r_{δ} - динамічний радіус колеса;

u' - найбільше передатне число від карданного вала, що розглядається до ведучих коліс.

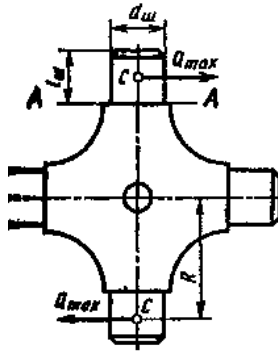
3.1 Хрестовина карданного шарніра

Максимальне значення результуючої сили Q , яка діє в площині хрестовини, визначається з виразу:

$$Q_{\max} = \frac{M_k}{2R \cos \gamma}, \quad (8)$$

де R - віддаль від центру карданного шарніра до середини шипа (рис.1).

Шип хрестовини розраховується на згин і зріз. Напряга згину визначається за формулою:



$$\sigma_{зг} = \frac{Q_{\max} l_{ш}}{2W_{зг}}, \quad (9)$$

де $l_{ш}$ - довжина шипа;

$W_{зг}$ - момент опору січення згину. Для шипа діаметром $d_{ш}$ при відсутності отвору для мастила

$W_{зг} = 0,1d_{ш}^3$, а для шипа з отвором діаметром d_0

Рисунок 1 - Схема розрахунку хрестовини

$$W_{зг} = 0,1d_{ш}^3 \left[1 - \left(\frac{d_0}{d_{ш}} \right)^4 \right]. \quad (10)$$

Напряга зрізу визначається за формулою:

$$\tau_s = \frac{4Q_{\max}}{\pi d_{ш}^2} \text{ або } \tau_s = \frac{4Q_{\max}}{\pi(d_{ш}^2 - d_0^2)}. \quad (11)$$

Крім того, хрестовина карданного шарніра розраховується на розрив силою P_p за січенням, яке умовно проходить під кутом 45° до осей шипів через її середину за формулою:

$$\sigma_p = \frac{P_p}{F} = Q_{\max} \frac{\sqrt{2}}{F}, \quad (12)$$

де F - площа розриву.

Отримані напруги не повинні перевищувати середні статичні значення напруг, які складають: $\sigma_{зг} = 250 \dots 350$ МПа; $\tau_s = 75 \dots 120$ МПа; $\sigma_p = 100 \dots 150$ МПа.

3.2 Вилка карданного шарніра

Під дією сили Q_{\max} у вилці виникають напруги згину $\sigma_{зг}$ і кручення τ_k в січенні Б-Б (рис. 2):

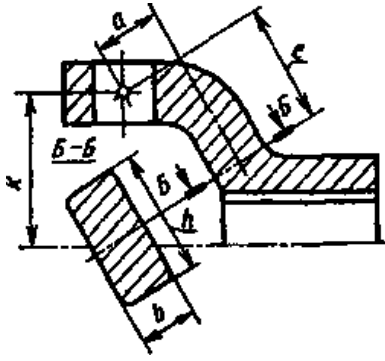


Рисунок 2 - Розрахункова
схема вилки карданного
шарніра

$$\sigma_{зз} = \frac{Q_{\max} c}{W_{зз}}, \tau_{\kappa} = \frac{Q_{\max} a}{W_{\kappa}},$$

де $W_{зз}$ і W_{κ} - моменти опору згину і крученню,
які для прямокутного січення вилки
визначаються за формулами:

$$W_{зз} = \frac{bh^2}{2}, W_{\kappa} = khb^2. \quad (13)$$

Значення коефіцієнта k залежить від
співвідношення h/b і наближено його можна

подати у вигляді:

$$k = 0,19 + 0,025 \frac{h}{b}.$$

Для еліптичного січення вилки:

$$W_{зз} = \frac{bh^2}{10}, W_{\kappa} = \frac{bh^2}{5}.$$

У виконаних конструкціях вилок напруги складають $\sigma_{зз} = 50 \dots 80$ МПа;
 $\tau_{\kappa} = 80 \dots 160$ МПа.

3.3 Підшипники карданної передачі

Голчасті підшипники карданного шарніра перевіряються за величиною
допустимого навантаження:

$$P_{дон} = 79 \frac{z_p d_p l_p}{\sqrt[3]{\frac{n_m}{u_T} \operatorname{tg} \gamma}} \quad (14)$$

де z_p - кількість голок (роликів);

d_p - діаметр голки, мм;

l_p - довжина голки, мм;

n_m - частота обертання колінчастого вала двигуна, хв^{-1} при $M_{e\max}$;

u_T - передатне число трансмісії від вала двигуна до шарніра на нищій передачі в коробці передач.

Розрахункове допустиме значення P_{don} , має бути більше максимального навантаження, яке діє на підшипник:

$$P_{don} > Q_{max}.$$

Підшипники проміжних опор підбираються конструкційно і розраховуються аналогічно підшипникам інших агрегатів автомобіля.

3.4 Карданний вал

Труба карданного вала розраховується на кручення при дії розрахункового моменту M_κ і максимального динамічного моменту, який визначається за формулою $M_{\kappa j} = k_\delta M_{e \max} u_T$:

$$\tau_\kappa = \frac{M_\kappa}{W_\kappa} \text{ і } \tau_{\kappa j} = \frac{M_{\kappa j}}{W_\kappa},$$

де k_δ - коефіцієнт динамічності;

W_κ - момент опору труби крученню, визначається за формулою

$$W_\kappa = \frac{\pi}{16} \frac{D^4 - d^4}{D}, \quad (15)$$

(якщо вал суцільний то $W_\kappa = 0,2d^3$).

Напруги кручення труби не повинні перевищувати 300 МПа.

Кут закручування труби карданного вала за формулою:

$$\theta_\kappa = \frac{M_\kappa L}{I_\kappa G} \frac{180^\circ}{\pi}, \quad (16)$$

де L - довжина карданного вала;

$G=8,5 \cdot 10^4$ МПа - модуль пружності при крученні;

I_κ - момент інерції сечення вала при крученні, визначається за формулою:

$$I_{\kappa} = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4). \quad (17)$$

Умова достатньої жорсткості вала при крученні буде забезпечуватися при $\theta_{\kappa} \leq 9^{\circ}$ на один метр довжини.

При русі автомобіля (коливаннях підвіски) карданний вал, який передає обертовий момент, піддається розтягові-стиску від осьової сили, що виникає у шліцьовому з'єднанні. Напруга стиску (розтягу) визначається за формулою:

$$\sigma_{cm} = \frac{16M_{\kappa}\mu}{\pi(D^2 - d^2)(d_3 + d_6)}, \quad (18)$$

де μ - коефіцієнт тертя у шліцьовому з'єднанні (при хорошому змащенні $\mu=0,06...0,10$; за його відсутності може виникнути заїдання і коефіцієнт тертя зростає до $\mu=0,35... 0,4$);

d_3 і d_6 - відповідно, зовнішній і внутрішній діаметри шліцьової частини вилки, яка ковзає.

Бокові поверхні шліців вилки карданного вала, яка ковзає розраховуються на зминання:

$$\sigma_{zm} = \frac{8M_{\kappa}}{(d_3^2 + d_6^2)l_1z}, \quad (19)$$

де l_1 - робоча довжина шліцьового з'єднання;

z - кількість шліців.

Для виготовлених конструкцій $\sigma_{zm} = 15...25$ МПа.

3.5 Пружні з'єднувальні елементи

У пружних муфтах гумові з'єднувальні елементи розраховуються на розрив і зминання.

Напруга розриву визначається за формулою:

$$\sigma_p = \frac{M_k}{R_0 F_0 i} \leq [\sigma_p], \quad (20)$$

де R_0 - радіус розміщення осей з'єднувальних болтів;

F_0 - площа січення в якому може наступити розрив;

i - кількість гумових пружних елементів.

Напруга зминання визначається за формулою:

$$\sigma_{зм} = \frac{M_k}{i R_0 b d_0}, \quad (21)$$

де b - товщина елемента;

d_0 - діаметр отвору під болт.

Для існуючих муфт $[\sigma]_{зм} = 8$ МПа.

Найбільша колова швидкість для дискових муфт, виконаних з прогумованої тканини, не має перевищувати 15м/с.

3.6 Розрахунок шарнірів рівних кутових швидкостей

Розрахунок здвоєних карданних шарнірів з хрестовинами аналогічний розрахунку карданних передач з шарнірами нерівних кутових швидкостей.

Кульковий шарнір з ділильними канавками розраховується виходячи з того, що колова сила P передається двома кульками діаметром d , а допустима напруга визначається за емпіричною формулою:

$$[\sigma] \leq 5100 \sqrt[3]{\frac{P}{d^2}}, \quad (22)$$

де $P = M_k / 2 [R \cos(\varphi + 0,5\gamma)]$

(тут R - радіус розміщення кульок, $\varphi = \arcsin(l/R)$, а l - віддаль між центром карданного шарніра і центром кола по якому розташовані ділильні канавки).

З метою забезпечення заданого терміну служби рекомендується співвідношення між радіусом розміщення кульок і їх діаметрами визначати за

емпіричною формулою $R/d = 1,71$, при цьому допустиме навантаження (в кН) на кульки не повинно перевищувати $46d^2$.

4 Задача 8

Розрахувати шип хрестовини карданної передачі. Вихідні дані для розрахунку наведені в таблиці А.1 додатків.

Для розв'язку задачі необхідно визначити:

- 1) максимальний крутний момент, що передається карданним валом, M_k ;
- 2) осьову силу, що діє на шип, викликану силою тертя в шліцах, T ;
- 3) напругу згинання біля основи шипа $\sigma_{зз}$;
- 4) напругу зрізу біля основи шипа τ ;
- 5) середній тиск на шип q ;
- 6) розрахункове і допустиме навантаження на голчастий підшипник Q_p і $Q_{дон}$;
- 7) порівняти отримані розрахункові значення параметрів з допустимими.

Робочі формули:

$$M_k = \frac{M_{e \max} \cdot u_m}{\cos \gamma}, \text{ Нм}; \quad T = \frac{M_k \cdot f}{2 \cdot r_{cp}}, \text{ Н}; \quad \sigma_{зз} = \frac{l \sqrt{P_1^2 + T^2}}{0,1 \cdot d^3}, \text{ МПа};$$

$$P_1 = \frac{M_k}{2(R + 0,5l)}, \text{ Н}; \quad \tau = \frac{4 \sqrt{P_2^2 + T^2}}{0,1 \cdot d^3}, \text{ МПа}; \quad P_2 = \frac{M_k}{2(R - 0,5l)}, \text{ Н};$$

$$P_p = \frac{M_{mp.розр.}}{2 \cdot R}, \text{ Н}; \quad T_p = \frac{M_{mp.розр.}}{2 \cdot r_{cp}}, \text{ Н}; \quad q = \frac{\sqrt{P_p^2 + T_p^2}}{l \cdot d}, \text{ МПа}; \quad Q_p = \sqrt{P_p^2 + T_p^2}, \text{ Н};$$

$$Q_{дон} = \frac{79 \cdot i \cdot l_2 \cdot \delta}{\sqrt[3]{n_n}}; \quad n_n = \frac{n_M \cdot tg \gamma}{u_{cp}}; \quad u_{cp} = \frac{\alpha_1 \cdot u_1 + \alpha_2 \cdot u_2 + \dots + \alpha_k \cdot u_k}{\alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_k}.$$

В цих формулах:

γ - кут між осями валів, що з'єднуються карданним шарніром;

f - коефіцієнт тертя в шліцах ($f=0,1 \dots 0,2$);

r_{cp} - середній радіус шліців, мм;
 l - довжина шипа, мм;
 P_1 - колова сила за умови прикладання її до кінця шипа, Н;
 d - діаметр шипа, мм;
 R - радіус кола, проведеного через середину шипа, мм;
 P_2 - колова сила за умови прикладання її біля основи шипа, Н;
 P_p і T_p - осьова і колова сили, що визначаються за розрахунковим моментом трансмісії, Н;
 i - число голок (роликів);
 l_2 - робоча довжина голок, мм;
 δ - діаметр голок, мм;
 n_n - частота обертання шипа відносно вушка вилки кардана, хв^{-1} ;
 n_M - частота обертання вала двигуна, що відповідає максимальному крутному моменту, хв^{-1} ;
 u_{cp} - середнє передатне число трансмісії;
 α_i - частка тривалості роботи на i -тій передачі;
 u_i - передатне число коробки передач на i -тій передачі.

Примітки і довідкові дані.

1. Трансмiсійний розрахунковий момент вибираються таким чином:

при $\frac{M_a}{M_{e\max}} \left[\frac{\text{кг}}{\text{Нм}} \right] > 33$, $M_{\text{тр.розр}} = M_{e\max}$, якщо ж ця умова не виконується, то

$M_{\text{тр.розр}}$ вибирається за графіком (див. задачу 5, рис. 3).

2. Значення α , для різних типів автомобілів наведені в таблиці 1.

3. Допустимі значення напруг для сталей 20Х3 і 18ХГТ $[\sigma_{32}] = 350$ МПа, $[\tau] = 170$ МПа.

4. Допустимі середні тиски q складають 8 МПа для вантажних і 6 МПа - для легкових автомобілів.

5. Рекомендоване співвідношення $Q_p \leq Q_{\text{дон}}$.

Таблиця 1 - Частка тривалості використання передач різних автомобілів α_i

Передача	Тип автомобіля		
	легковий	вантажний	самоскид
Перша	0,01	0,006	0,04
Друга	0,03	0,018	0,11
Третя	0,06	0,076	0,18
Четверта	0,15	0,20	0,26
П'ята	0,75	0,70	0,41

5 Задача 9

Виконати перевірковий розрахунок карданного вала за критичними частотами обертання, використавши вихідні дані, наведені в таблиці А.2 додатків.

Для розв'язку задачі необхідно визначити:

- 1) приведену довжину суцільної ділянки карданного вала для визначення критичної частоти обертання $L_{нкр}$;
- 2) сумарну приведену довжину карданного вала для визначення критичної частоти обертання $L_{\Sigma кр}$;
- 3) критичну частоту обертання карданного вала $n_{кр}$;
- 4) коефіцієнт запасу за критичною $\kappa_{кр}$ частотою обертання.

Робочі формули:

$$L_{нкр} = L_d \sqrt{\frac{1}{d} \sqrt{D_3^2 + D_6^2}}, \text{ см}; \quad L_{\Sigma кр} = L + L_{нкр} - L_d, \text{ см};$$

$$n_{кр} = 10,5 \cdot 10^6 \frac{\sqrt{D_3^2 + D_6^2}}{L_{\Sigma кр}^2}, \text{ хв}^{-1}; \quad M_{кр} = \frac{n_{кр}}{n_v} \cdot \text{Нм};$$

В цих формулах:

L_d - довжина суцільної ділянки вала, см;

d - діаметр суцільної ділянки вала, см;

L - відстань між центрами карданних шарнірів, см;

D_3 і D_6 - зовнішній і внутрішній діаметри трубчастої частини вала, см;

n_v - частота обертання колінчастого вала, що відповідає максимальній швидкості руху автомобіля, xv^{-1} .

Примітки і довідкові дані.

1. Вилки кардана, внаслідок їх високої кутової жорсткості, при визначенні резонансної частоти обертання в сумарній довжині вала не враховуються.

2. Обчислення виконувати у сантиметрах, оскільки розрахункові формули отримані емпіричним шляхом.

3. $K_{кр}=1,3... 2,0$.

6 Вимоги до звіту

1. В звіті подати умову завдання, необхідні рисунки та таблиці.

2. Повне рішення задачі.

3. Висновки до виконаної роботи.

4. Використана література.

7 Контрольні питання

1. Призначення карданних передач;

2. Класифікація карданних передач;

3. Вимоги, що ставляться до карданних передач;

4. Кінематика карданних шарнірів нерівних та рівних кутових швидкостей;

5. Вибір основних конструкційних параметрів карданного вала;

6. Критична частота обертання карданного вала;

7. Розрахунок хрестовини карданного шарніра нерівних кутових швидкостей;

8. Розрахунок вилки карданного вала;

9. Розрахунок підшипника карданного шарніра;

10. Розрахунок підшипника карданного вала.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия [Текст] / Под ред. А.И. Гришкевича. – Мн.: Выш.шк., 1985. – 240 с.
2. Автомобили: Конструкция и элементы расчета: учебник для студ. высш. учеб. заведений [Текст] / В.К. Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 480 с.
3. Автомобили. Трансмиссия: Учебное пособие [Текст] / Н.Е. Основенко. – К.: УМК ВО, 1989. – 139 с.
4. Гаспарянц Г.А. Конструкция, основы теории и расчета автомобиля [Текст] / Г.А. Гаспарянц.– М.: Машиностроение, 1978.–351 с.
5. Гольд Б.В. Конструирование и расчет автомобиля [Текст] / Б.В. Гольд. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
6. Краткий автомобильный справочник. [Текст] / А.Н. Позин, Ю.М. Власно, М.Б. Леликов и др. – М.: АО "Трансконсалтинг", 1994. – 779 с.
7. Лукин П.П. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности “Автомобили и тракторы” [Текст] / П. П. Лукин, Г. А. Гаспарянц, В.Ф.Родионов.–М.:Машиностроение, 1984.-376 с.
8. Осепчугов В. В. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета: Учебник для студентов вузов по специальности “Автомобили и автомобильное хозяйство” [Текст] / В.В. Осепчугов, А. К. Фрумкин. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
9. Основенко Н.Е. Ходовая система автомобиля. Учебное пособие для студентов специальности "Автомобили и автомобильное хозяйство" [Текст] / Н.Е. Основенко – К.:УМК ВО, 1991.– 92 с.
10. Раймпель И. Шасси автомобиля: элементы подвески. Пер. с нем. [Текст] / И Раймпель – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
11. Кищун В.А. Методичні вказівки до практичних занять для студентів спец. «Автомобілі та автомобільне господарство» [Текст] / В.А. Кищун. – Луцьк: РВВ ЛНТУ, 2012. – 58 с.

Таблиця А.1 - Вихідні дані до задачі 8

№ П/П	M_a , кг	$M_{e\max}$, НМ	n_M , ХВ^{-1}	u_1	u_2	u_3	u_4	u_5	γ , град	r_{cp} , мм	l , мм	d , мм	R , мм	i	l_2 , мм	δ , мм
1	1290	88	2600	3,81	2,42	1,45	1,00	-	6°04'	12	14,5	15,2	32	22	12,5	2,5
2	1875	170	2200	3,11	1,772	1,00	-	-	2°54'	18	14,25	16,3	44	21	13	2,6
3	1960	125	2000	3,11	1,77	1,00	-	-	6°	18	14,25	16,3	44	20	14	3
4	7400	290	2400	6,48	3,09	1,7	1,00	-	4°37'	28	21	22	56	26	18	3
5	25500	675	1800	6,17	3,4	1,79	1,00	0,78	4°50'	31	30	25	72	29	18,1	3
6	13625	470	1300	6,17	3,4	1,79	1,00	0,78	4°20'	36	21	33,6	75	38	17	3
7	24225	900	1500	5,26	2,9	1,52	1,00	0,664	9°02'	48	30	33,6	93	38	24	3
8	5800	290	2400	6,48	3,09	1,7	1,00	-	4°30'	27	22	24	'54	26	14	3
9	1200	80	2500	3,6	2,5	1,27	1,00	-	4°30'	14	14	14	30	20	13	2,2
10	5400	250	2600	6,3	3,8	2,05	1,00	-	5°	25	23	23	50	25	15	3
11	1255	85	2500	3,9	2,45	1,50	1,00	0,80	6°09'	13	14	16	33	25	13	3
12	1810	162	2100	3,22	1,88	1,40	1,00	0,70	2°65'	19	13,5	17,2	47	20	14	2,8
13	2120	135	2100	3,09	1,79	1,30	1,00	0,65	5°50'	19	13,5	17,2	47	19	15	2,9
14	7540	310	2550	6,65	3,26	1,77	1,00	0,84	4°44'	30	22	23	52	27	18,5	3
15	27000	815	1950	6,25	3,55	1,86	1,00	0,75	5°55'	33	32	26	70	31	17,5	3

Продовження таблиці А.1

№ П/П	M_a , КГ	$M_{e\max}$, НМ	n_M , ХВ^{-1}	u_1	u_2	u_3	u_4	u_5	γ , град	r_{cp} , ММ	l , ММ	d , ММ	R , ММ	i	l_2 , ММ	δ , ММ
16	12000	450	2050	6,25	3,55	1,86	1,00	0,75	4°15'	39	20,5	35	77	37	16	3
17	32000	1000	1050	5,56	3,1	1,6	1,00	0,66	9°10'	47	29	35	95	37	25	3
18	6100	320	2300	6,15	3,08	1,74	1,00	0,83	4°40'	26	23,5	22,5	56	25	13	3
19	1100	75	2600	3,78	2,55	1,33	1,00	0,68	4°40'	15	14,5	14,5	33	18	12	2,4
20	5550	265	2800	6,44	3,95	2,15	1,00	0,78	5°25'	27	25	25	48	24	15	3
21	1300	90	2800	3,6	2,4	1,32	1,00	0,88	6°24'	13	16,2	35	15	24	13,2	2,3
22	1650	158	2550	3,42	1,5	1,20	1,00	0,85	3°56'	16	17,3	42	14,6	20	15	2,5
23	1860	130	2100	3,2	1,64	1,30	1,00	0,87	6°15'	17	16,5	46	14,25	22	16	3
24	7800	275	2200	6,5	3,61	1,4	1,00	0,80	4°61'	22	27	52	19	28	20	3
25	25000	485	2000	6,25	3,32	1,79	1,00	0,76	4°5Г	30	24	71	29	28	17,1	3
26	11800	480	1850	6,17	3,4	1,82	1,00	0,78	4°3'	32	34,6	73	22	36	16	3
27	30000	1050	1800	5,38	2,76	1,48	1,00	0,70	8°31'	44	34	90	30	35	22	3
28	6100	275	2250	6,52	3,09	1,7	1,00	0,84	4°15'	25	22	50	20	31	18	3
29	1400	70	2400	3,65	2,45	1,17	1,00	0,81	4°39'	11	12	28	12	18	15	2,2
30	5000	250	2500	6,42	3,2	1,8	1,00	0,90	4°9'	20	18	48	18	20	12	3

Таблиця А.2 - Вихідні дані до задачі 9

№	L_d , мм	d , мм	D_3 , мм	D_6 , мм	L , м	n_v , хв ⁻¹
1	149	24	59	55	1,3	4500
2	160	36	50	45	1,44	4000
3	165	36	50	45	1,49	3600
4	320	56	75,2	71	2,18	3400
5	400	62	77	72	2,16	3200
6	410	72	88	81	2,25	2100
7	360	96	89	82	2,84	2200
8	325	54	75,2	71	2,25	3600
9	150	35	60	55	1,35	3500
10	145	30	57	53	1,28	3400
11	155	26	60	55	1,35	4900
12	162	38	51'	46	1,68	4700
13	170	38	50	45	1,52	3550
14	335	60	75	71	2,22	3800
15	410	81	77	71	2,39	3250
16	425	90	87	82	2,31	2600
17	355	87	89	82	2,94	2300
18	320	73	70	66	2,3	3500
19	165	62	62	55	1,32	3400
20	135	55	59	55	1,31	3300
21	152	26	60	55	1,5	4800
22	148	28	50	45	1,47	4350
23	160	35	51	46	1,51	3750
24	335	53	70	66	2,11	3200
25	380	59	74,6	71	2,16	3000
26	400	70	75	71	2,35	2800
27	350	90	75,4	71	2,76	2600
28	310	52	76	71	2,15	3500
29	210	42	59	55	1,51	3200
30	165	48	70	63	1,42	3800