

КЛАСИЧНИЙ ПРИВАТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

(повне найменування вищого навчального закладу)

Філія Класичного приватного університету у місті Кременчук

Кафедра автомобільного транспорту та транспортних технологій

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

О.В. Головіна

«31» серпня 2021 р.

Методичні вказівки до виконання курсової роботи

АВТОМОБІЛІ

для студентів напряму підготовки

274 “АВТОМОБІЛЬНИЙ ТРАНСПОРТ”

Кременчук 2021

Методичні вказівки щодо виконання курсової роботи з дисципліни «Автомобілі» для студентів денної та заочної форми навчання напряму підготовки 274 «Автомобільний транспорт». /Укл. О. В. Головіна. – Кременчук:, 2021. – 41 с.

Методичні вказівки щодо виконання курсової роботи з дисципліни «Автомобілі» містять вступ, мету, завдання, вимоги до виконання і оформлення курсової роботи, варіанти завдань до курсової роботи.

Методичні вказівки розглянуті та рекомендовані до видання на засіданні кафедри «Автомобільний транспорт і транспортні технології» від «30» серпня 2021 року, протокол № 1.

ЗМІСТ

| | |
|-------------------------------------------------------------------------|----|
| Анотація циклу дисциплін “АВТОМОБІЛІ” | 4 |
| Вступ | 5 |
| 1. Мета і завдання виконання курсової роботи та загальні вказівки | 6 |
| 2. Зміст і обсяг курсової роботи | 6 |
| 3. Завдання на курсову роботу | 8 |
| 4. Методичні вказівки до розрахункової частини роботи..... | 9 |
| 4.1 Вагові параметри та вибір компоувальної схеми автомобіля | 10 |
| 4.2 Визначення параметрів двигуна та трансмісії автомобіля | 15 |
| 5. Конструкція та робота окремих вузлів..... | 22 |
| 6. Вимоги до оформлення курсової роботи | 29 |
| 7. Вказівки щодо порядку захисту курсової роботи | 31 |
| 8. Критерії оцінювання | 32 |
| Рекомендована література | 33 |
| Додаток 1 | 34 |
| Додаток 2 | 37 |

Анотація циклу дисципліни “АВТОМОБІЛІ”

Мета викладання дисциплін – надання студентам знань з конструкції та теорії експлуатаційних властивостей автотранспортних засобів, робочих процесів та основ розрахунків їх механізмів, необхідних для наступного вивчення спеціальних дисциплін та подальшої діяльності інженера на підприємстві автомобільного транспорту.

Завдання викладання дисциплін – вивчити основи конструкції автотранспортних засобів; викласти критерії, оцінні показники, норми експлуатаційних властивостей, методів їх визначення; показати зв'язок властивостей автотранспортних засобів з конструктивними та експлуатаційними факторами; дати методику вибору і оптимізації параметрів рухомого складу, викласти вимоги до автотранспортних засобів; дати аналіз конструкцій сучасних автомобілів і їх агрегатів, розглянути тенденції їх розвитку; на підставі робочих процесів викласти елементи розрахунку, необхідні для визначення діючих в механізмах навантажень.

Перелік знань, вмінь та навичок після викладання дисциплін – знання становища автомобільного транспорту у країні та за кордоном і тенденції його розвитку; експлуатаційні властивості автотранспортних засобів, показники та методи їх оцінки, а також шляхи поліпшення, принципи конструкції і робочі процеси механізмів і систем автотранспортних засобів, методи оцінки і аналізу конструкції механізмів, засоби визначення навантажень в механізмах і основи їх розрахунку. Крім того, необхідно вміти самостійно освоювати нові конструкції автотранспортних засобів, оцінювати технічний рівень автотранспортних засобів, розраховувати показники експлуатаційних властивостей автотранспортних засобів, організувати і оцінювати їх результати.

Суть дисциплін – послідовне вивчення загальних пристроїв автотранспортних засобів, призначення, принцип дії та типові конструкції механізмів і систем сучасних автотранспортних засобів; вивчення законів руху і взаємозв'язок експлуатаційних властивостей автотранспортних засобів з їх технічними характеристиками та конструктивними параметрами; вивчаються вимоги до автотранспортних засобів, робочі процеси, які йдуть у механізмах та системах, аналіз конструкцій та методів визначення навантаженості деталей.

Попередньо вивчаються загальноосвітні та загальнотехнічні дисципліни.

Послідовно вивчаються фахові дисципліни циклу професійно-орієнтованих дисциплін.

ВСТУП

Курсова робота виконується на заключному етапі вивчення дисципліни "Автомобілі" студентами з напрямку "Автомобільний транспорт" і дозволяє закріпити отримані ними знання, прищепити навички самостійної інженерної роботи. Успішне виконання студентами курсового проекту базується:

- 1) на знанні будови автомобілів і дорожніх транспортних засобів (ДТЗ);
- 2) на знанні осьових навантажень мережі автомобільних доріг;
- 3) умінні оцінювати й аналізувати конструкцію й експлуатаційні властивості ДТЗ для конкретних умов експлуатації з метою досягнення кращих показників перевізної роботи і забезпечення безпеки руху;
- 4) умінні погоджувати питання розвитку й удосконалювання конструкцій і експлуатаційних властивостей ДТЗ;

Курсова робота з циклу дисципліни "АВТОМОБІЛІ" складається з розділів: "Вагові параметри та вибір компоновальної схеми автомобіля", "Визначення параметрів двигуна та трансмісії автомобіля", "Аналіз конструкції та робочих процесів заданого вузла".

У ході виконання курсового проекту студент повинен на основі аналізу заданих параметрів обґрунтувати модель автомобіля, дослідження якої буде виконуватися в курсовому проекті. Визначити розрахунковим шляхом основні параметри заданого вузла чи системи автомобіля і порівняти їх з фактичними для вибраної моделі.

Слід зазначити, що вузли і деталі автомобіля працюють в умовах постійно змінних по величині і напрямку динамічних навантажень, що іноді значно перевершують статичні. У теж час необхідно забезпечити малу власну масу автомобіля, що вимагає малих запасів міцності. Тому методи розрахунку і розрахункові нормативи автомобільних агрегатів істотно відрізняються від аналогічних методів і нормативів загального машинобудування. У зв'язку з цим студенту необхідно вивчити спеціальну технічну літературу, що дозволяє одержати представлення про особливості розрахунку автомобільних конструкцій.

Мета методичних вказівок – допомогти студентам в аналізі експлуатаційних і технічних якостей ДТЗ; у виборі, визначенні й обґрунтуванні основних параметрів автомобіля; у складанні кінематичної схеми трансмісії і характеристиці її елементів; у визначенні розрахункових моментів на валах трансмісії.

1 Мета і завдання виконання курсової роботи

Мета курсової роботи – закріплення студентами знань з теорії робочих процесів та розрахунку елементів автомобіля і методів оцінювання досконалості конструкції; набуття навичок визначення експлуатаційних властивостей автотранспортних засобів; поглиблення знань про властивості й особливості конструкції вузлів автомобіля; навчитися визначати параметри основних функціональних елементів автомобіля.

Завдання курсової роботи – вивчити основи конструкції автотранспортних засобів; дати аналіз конструкцій сучасних автомобілів і їх агрегатів, розглянути тенденції їх розвитку; на підставі робочих процесів викласти елементи розрахунку, необхідні для визначення діючих в механізмах навантажень.

2 Зміст і обсяг курсової роботи

Курсова робота складається з розрахунково-пояснювальної записки і графічної частини.

Розрахунково-пояснювальна записка містить наступні складові:

титульний аркуш ;

анотацію (одна сторінка формату А4);

зміст;

вступ;

Розділ 1. Вагові параметри та вибір компоновальної схеми автомобіля;

Розділ 2. Визначення параметрів двигуна та побудова його зовнішньої швидкісної характеристики;

Розділ 3. Визначення передаточних чисел трансмісії автомобіля;

Розділ 4. Оцінка тягово-швидкісних властивостей автомобіля

Розділ 5. Конструкція і робота вузла (системи), за варіантом.
Визначення основного навантаження на елементи вузла.

висновки;

список використаної літератури;

додатки.

Суть пояснювальної записки – це викладення відомостей про об'єкт розроблення, які є необхідними й достатніми для розкриття сутності теми курсового проекту та його результатів.

Титульний аркуш та завдання встановленого зразку повинні бути повністю оформлені та підписані студентом і керівником проекту.

Анотація повинна коротко відображати зміст виконаної роботи, відомості про обсяг роботи, кількість ілюстрацій, таблиць, додатків та джерел використаної літератури, перелік ключових слів (словосполучень), що є найістотнішими для розкриття суті роботи і які друкуються курсивом у називному відмінку.

Зміст, який подається на наступному після анотації аркуші, повинен включати вступ, найменування всіх розділів, підрозділів, пунктів основної

частини проекту, список літератури, найменування додатків із зазначенням сторінок цих матеріалів.

Вступ показує область використання та загальні вимоги до розробки технічної пропозиції автомобіля у відповідності до варіанту завдання.

Розрахункова частина повинна відображати всі розрахунки та необхідні пояснення, викладені у послідовності вирішення завдання; розрахункові схеми, математичні залежності, таблиці та алгоритми розв'язування конкретних задач.

Пояснювальна записка завершується короткими **висновками**. Висновки складають за наступною схемою:

- а) мета розробки;
- б) якими методами і засобами вирішувались ці питання;
- в) що одержано в результаті запропонованих заходів.

Список літератури включає тільки ті найменування, на які є посилання в тексті та складений в алфавітному порядку з вихідними даними в стандартній формі.

До **додатків** включаються допоміжні ілюстрації та таблиці.

Обсяг розрахунково-пояснювальної записки – 25 ... 30 аркушів рукописного тексту, викладеному на папері формату А4. Необхідні графіки та кінематичні схеми бажано креслити на міліметровому папері.

Зразок титульного листа розрахунково-пояснювальної записки наведено у Додатку 1.

3 Завдання на курсову роботу

3.1 Загальні положення

Студент виконує проект згідно з індивідуальним завданням, вказаним у відповідному варіанті. **Номер варіанта для студента** відповідає порядковому номеру його прізвища в журналі академічної групи.

У процесі виконання курсового проекту студент повинен на основі аналізу заданих параметрів конкретного автомобіля визначити компоновальну схему. Вибрати автомобіль-аналог і, використовуючи його технічні дані, знайти повну масу автомобіля та її розподілення між мостами. Розрахувати навантаження на колеса і вибрати шини. Визначити необхідну потужність двигуна і розрахувати параметри елементів трансмісії автомобіля. Оцінити досконалість заданого вузла автомобіля. Такий аналіз складають із аналізу конструкції з точки зору її міцності, надійності, ремонтпридатності.

3.2 Варіанти вихідних даних до курсової роботи

Вихідні дані включають наступні параметри проектуемого дорожнього транспортного засобу: 1) тип автомобіля; 2) вантажопідйомність m_e для вантажних автомобілів, клас – для легкових, пасажироміскість n – для автобусів; 3) максимальна швидкість V_{\max} автомобіля; 4) максимальний коефіцієнт ψ_{\max} дорожнього опору; 4) вузол для розробки складального креслення. Вихідні дані для виконання курсового проекту за варіантами наведені в таблиці 2.

Таблиця 2. Вихідні дані для вибору завдання на курсовий проект

| Номер варіанту | Призначення автомобіля | Вантажопідйомність, m_e , кг | Пасажироміскість, n , або клас | Максимальна швидкість, V_{\max} , м/с | Макс. коефіцієнт дор. опору, ψ_{\max} | Агрегат, вузол або система для аналізу конструкції та робочого процесу |
|----------------|------------------------|--------------------------------|----------------------------------|-----------------------------------------|--------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------|
| 1 | легковий | — | особливо малий | 41,5 | 0,35 | Головна передача |
| 2 | бортовий | 8100 | 2 + водій | 26,5 | 0,3 | Кардана передача |
| 3 | автобус | — | 48 + водій | 31,9 | 0,25 | Передня вісь автомобіля |
| 4 | сід. тягач | 10500 | 20000 | 26 | 0,31 | зчеплення |
| 5. | самоскид | 13000 | 2 + водій | 25,0 | 0,4 | Кардана передача |
| 6. | фургон | 800 | 1 + водій | 30,6 | 0,35 | Передня підвіска |
| 7 | фургон | 920 | 1 + водій | 33 | 0,45 | Рульове керування |
| 8. | автобус | — | сід. – 28; ст. – 8 | 19,4 | 0,35 | Зчеплення та привод |

Продовження табл. 2.

| Номер варіанту | Призначення автомобіля | Вантажопідйомність, $m_0, кг$ | Пасажиromіскість, n , або клас | Максимальна швидкість, $V_{max}, м/с$ | Макс. коефіцієнт дор. опору, ψ_{max} | Агрегат, вузол або система для аналізу конструкції та робочого процесу |
|----------------|------------------------|-------------------------------|----------------------------------|---------------------------------------|-------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------|
| 9. | бортовий | 7000 | 1 + водій | 22,2 | 0,34 | Кардана передача |
| 10. | сід. тягач | 9000 кгс | 23500 | 26,4 | 0,31 | Зчеплення та привод |
| 11. | самоскид | 13500 | 2 + водій | 22,2 | 0,36 | Підйомний механізм |
| 12. | фургон | 675 | 1 + водій | 27,8 | 0,35 | Рульове керування |
| 13. | легковий | — | середній | 51,4 | 0,29 | Гальмова система |
| 14. | самоскид | 13000 | 2 + водій | 26,5 | 0,4 | Кардана передача |
| 15. | легковий | — | середній | 40,5 | 0,30 | Задня підвіска |
| 16. | сід. тягач | 17000 | 30000 | 26,5 | 0,45 | Гальмівна система |
| 17. | автобус | — | сід. – 25; ст. – 65 | 19,4 | 0,35 | Кардана передача |
| 18. | бортовий | 4500 | 1 + водій | 25,0 | 0,27 | Головна передача |
| 19. | легковий | — | великий | 62,2 | 0,24 | Головна передача |
| 20. | сід. тягач | 6500 кгс | 21000 | 26,4 | 0,31 | Рульове керування |
| 21. | бортовий | 4500 | 1 + водій | 25,0 | 0,27 | Зчеплення |
| 22. | сід. тягач | 14000 кгс | 29070 | 27,2 | 0,4 | Роздавальна коробка |
| 23. | самоскид | 7000 | 2 + водій | 26,4 | 0,36 | Коробка передач |
| 24. | фургон | 990 | 2 + водій | 23,6 | 0,35 | Рульове керування+ |
| 25. | легковий | — | малий | 39,5 | 0,4 | Задня підвіска |
| 26. | автобус | — | сід. – 25; ст. – 60 | 25,0 | 0,35 | Кардана передача |
| 27. | бортовий | 5000 | 1 + водій | 23,6 | 0,2 | Зчеплення |
| 28. | сід. тягач | 15400 кгс | 30500 | 30,0 | 0,45 | Задня підвіска |
| 29. | самоскид | 5800 | 2 + водій | 25,0 | 0,44 | Підйомний механізм |
| 30. | фургон | 920 | 2 + водій | 33,3 | 0,3 | Головна передача |
| 31. | легковий | — | середній | 67,5 | 0,4 | Кардана передача |
| 32. | автобус | — | 46 + водій | 31 | 0,25 | Передня вісь автомобіля |
| 33. | бортовий | 3000 | 1 + водій | 21 | 0,27 | Зчеплення та привод |
| 34. | сід. тягач | 6400 кгс | 10500 | 22,2 | 0,25 | Гальмівна система |
| 35. | самоскид | 2250 | 1 + водій | 20,0 | 0,29 | Зчеплення та привод |
| 36. | фургон | 1500 | 2 + водій | 31,9 | 0,35 | Рульове керування |

4 Методичні вказівки до розрахункової частини проекту

Розрахункова частина проекту автомобіля складається з наступних розробок.

1. Вагові параметри та вибір компоувальної схеми автомобіля.
 - 1.1. Визначення кількостей осей автомобіля.
 - 1.2. Визначення навантажень на осі автомобіля.
 - 1.3 Вибір шин автомобіля.
2. Визначення параметрів двигуна та побудова його зовнішньої швидкісної характеристики;
3. Визначення передаточних чисел трансмісії автомобіля;
4. Оцінка тягово-швидкісних властивостей автомобіля
5. Конструкція і робота вузла (системи), за варіантом. Визначення основного навантаження на елементи вузла.

4.1 Вагові параметри та вибір компоувальної схеми автомобіля

У результаті аналізу експлуатаційних і технічних якостей найближчих аналогів необхідно установити й обґрунтувати: 1) компоувальну схему ДТЗ; 2) повну масу автомобіля; 3) число осей, з них ведучих; 4) розподіл повної маси по осях; 5) базу; 6) висоту центра мас над опорною поверхнею; 7) габаритну висоту і колію передніх коліс і на їхній основі – площу лобової поверхні ДТС; 8) тип і розмірність шин, а по ній – статичний радіус колеса з навантаженням.

4.1.1 Визначення кількостей осей автомобіля

При виборі компоувальної схеми легкових автомобілів варто мати на увазі, що в останні роки в особливо малому і малому класах одержали розвиток переднєприводні автомобілі.

Повна маса визначається по формулах:

для легкового автомобіля

$$m_a = m_o + m_l \cdot n_c + m_b; \quad (1)$$

для автобуса міського типу

$$m_a = m_o + m_l \cdot (n_c + \kappa + 1) + m_b; \quad (2)$$

для автобуса міжміського типу

$$m_a = m_o + m_l \cdot (n_c + 2) + m_b; \quad (3)$$

для вантажних автомобілів

$$m_a = m_o + m_g + m_l \cdot (n_c + 1) + m_b; \quad (4)$$

для автопоїзда

$$m_{an} = m_a + m_{np}; \quad (5)$$

где m_a – повна маса автомобіля;

m_o – споряджена маса автомобіля (маса автомобіля із заправленням і спорядженням, але без водія і пасажирів);

m_l – маса водія або пасажирів (приймають $m_l = 75$ кг);

n_c – число місць для сидіння пасажирів;

k – число місць для проїзду стоячи;

m_b – маса багажу;

m_v – маса вантажу (вантажопідйомність автомобіля)

m_{an} – повна маса автопоїзду;

m_{np} – повна маса причепа (напівпричепа).

У число місць для сидіння в легкових автомобілях включається місце водія. Число місць для проїзду пасажирів стоячи в автобусах міського типу, визначають виходячи з площі, у межах якої можливо їхнє розміщення. У нормальних умовах передбачається розміщення на одному квадратному метрі вільної від сидінь площі до 5 чоловік, а в години пік – до 8.

Масу багажу водія і пасажирів вантажних автомобілів і міських автобусів приймають рівною 5 кг, автобусів міжміських перевезень – 15 кг і легкових автомобілів – 10 кг на одну людину.

Споряджена маса легкових автомобілів залежить від класу і групи. Робочий об'єм двигуна – основний параметр, що визначає приналежність легкового автомобіля до відповідного класу і групи. Споряджену масу легкового автомобіля відповідно до типажу вибирають з табл. 2.

Таблиця 2 Споряджена маса легкових автомобілів

| Клас автомобіля | Група | Робочий об'єм двигуна, л | Споряджена маса, кг |
|-----------------|-------|--------------------------|---------------------|
| Особливо малий | 1 | До 0,849 | До 699 |
| | 2 | 0,85...1,099 | 700...864 |
| Малий | 1 | 1,1...1,299 | 865...989 |
| | 2 | 1,3...1,499 | 965...1139 |
| | 3 | 1,5...1,799 | 1115...1239 |
| Середній | 1 | 1,8...2,499 | 1240...1319 |
| | 2 | 2,5...3,499 | 1390...1609 |
| Великий | 1 | 3,5...4,999 | 1610...2020 |
| | 2 | Понад 5,0 | Не регламентована |

Для вантажних автомобілів, при заданій масі вантажу, його передбачувану повну масу визначити по статистичним даним аналізу найближчих аналогів, виходячи з коефіцієнта використання маси k_M – відношення номінальної маси вантажу m_v до спорядженої маси m_o

автомобіля

$$k_M = (m_B)_A / (m_O)_A . \quad (6)$$

Числове значення коефіцієнта k_M визначається за даними обраного автомобіля-аналога. Споряджена маса вантажного автомобіля визначається по формулі

$$m_O = m_B / k_M . \quad (7)$$

Споряджена маса автобуса залежить від його номінальної місткості. При цьому під номінальною місткістю n ($n = n_c + \kappa$) розуміється число пасажирів, перевезених автобусом при нормальних умовах руху (не в години пік). Споряджену масу визначити по питомій спорядженій масі α_{mO} , тобто масі автобуса, що приходить на одного пасажирів. Питома споряджена маса визначається за даними автобуса аналога по формулі

$$\alpha_{mO} = [m_O / n]_A , \quad (8)$$

і тоді

$$m_O = n \cdot \alpha_{mO} . \quad (9)$$

Маса буксируємого причепа залежить від призначення автопоїзда, маси тягача, числа ведучих мостів тягача й інших факторів. Її визначають за допомогою коефіцієнта маси причепа k_{np}

$$k_{np} = m_n / m_a , \quad (10)$$

використовуючи аналіз найближчих аналогів. В автопоїздів, призначених для руху по твердих дорогах, $k_{np} = 0,5 \dots 1,2$.

При цьому більші значення відносяться до автомобілів групи *A*. Для автомобільних поїздів із повнопривідними тягачами при русі по ґрунтових дорогах $k_{np} = 0,3 \dots 0,6$.

Варто мати на увазі, що з поліпшенням якості застосовуваних матеріалів і технології виготовлення ДТЗ коефіцієнт вантажопідйомності буде підвищуватися, а питома споряджена маса – знижуватися.

4.1.2 Визначення навантажень на осі автомобіля

Розподіл повної маси вантажних автомобілів по мостах визначають з умови дотримання норм, що обмежують максимальне припустиме навантаження на дорогу. При цьому варто мати на увазі, що по навантаженню, що допускається на одиночний міст, автомобілі поділяються на дві групи: *A* і *B* (табл. 3).

В автомобілів групи *A* на одиночний міст допускається навантаження до 100 кН, групи *B* – до 60 кН. Окрему групу складають позадорожні автомобілі, навантаження на мости яких звичайно не регламентуються. Рух таких автомобілів по дорогах загального

користування, як правило, заборонено. Навантаження, що допускається, на міст візка залежить від відстані між осями суміжних мостів і складає 70 ... 100 % від навантаження, що допускається на два одиночних мости при відстанях між мостами, відповідно, 1 ... 2,5 м. Збільшення навантаження на ведучий міст приводить до збільшення зчпної ваги автомобіля і відповідно до підвищення його прохідності. Однак вантажопідйомність автомобіля при цьому зменшується.

Таблиця 3 Допустимі осьові навантаження ДТЗ

| Вісь автомобіля | | Осьові навантаження автомобілів, кН | |
|-------------------------------------------------------------------------------------------|---------------|-------------------------------------|----------|
| | | <i>A</i> | <i>B</i> |
| Одинарна некерована | | 100 | 60 |
| Одинарна керована (орієнтовно) | | 60 | 45 |
| Одинарна некерована автомобілів-самоскидів, які виготовлені на базі двовісних автомобілів | | — | 65 |
| Одинарна некерована автобусів | | — | 70 |
| Спарені осі при відстані між ними, м | 1,00 ... 1,24 | 70 | 45 |
| | 1,25 ... 1,39 | 80 | 50 |
| | 1,40 ... 2,50 | 90 | 55 |
| | більше 2,50 | 100 | 60 |

Масу, що приходить на ведучий міст, колеса якого мають здвоєні шини, рекомендується приймати в автомобілів групи *A* – 0,65 ... 0,70, а у автомобілів групи *B* – 0,7 ... 0,8 повної маси автомобіля.

Розподіл повної маси легкових автомобілів по мостах залежить від схеми автомобіля. При класичнім компонуванні на задній міст прийняти 0,52 ... 0,55 повної маси, при переднеприводній – 0,43 ... 0,47, а заднемоторній – 0,56 ... 0,60.

Розподіл повної маси в міських, приміських і міжміських автобусів прийняти таким же, як і в автомобілів групи *A*, а в автобусів, призначених для місцевих перевезень, як в автомобілів групи *B*.

У повнопривідних автомобілів з одинарними колесами розподіл повної маси вибирають таким, щоб забезпечити приблизно рівномірне завантаження всіх мостів. При цьому навантаження на передній міст у двохосьових автомобілів приймають на 1...3 % менше, ніж на задній. У тривісних повнопривідних автомобілів навантаження на передню вісь повинне складати приблизно; 29 ... 30 % від повної ваги.

Координати центра мас за базою для двовісного автомобіля знаходять за виразом:

$$a = G_2L / G_a ;$$

для тривісного автомобіля:

$$a = (G_2L + G_3(L+l)) / G_a ;$$

де l - відстань між середньою та задньою осями, м;

L - база автомобіля, м.

Висоту центра мас h_g приймають 0,7 ... 0,8 для легкових автомобілів, та 0,9-1.1 м - для вантажних.

4.1.3 Вибір шин автомобіля

Після визначення повної маси і розподілу її по мостах автомобіля, вибирають шину і визначають всі її конструктивні та експлуатаційні параметри. Шини вибирають виходячи з найбільшого навантаження, що припадає на одне колесо. Велика вірогідність того, що найнавантаженішими будуть керовані односкатні колеса автомобіля.

Навантаження на колесо передньої осі за відомою масою m_1 визначається за формулою

$$G_{k1} = m_1 \cdot g / 2 . \quad (11)$$

Навантаження на одне колесо задньої та середньої осей вантажного автомобіля або автобуса залежить від кількості коліс на цих осях і маси m_2 . При загальноприйнятих компоновальних схемах автомобілів в залежності від колісної формули використовують наступні формули:

при 4×4 (односкатні):

$$G_{k2} = m_2 \cdot g / 2 . \quad (12)$$

при 4×2 (двоскатні) та 6×6 :

$$G_{k2} = m_2 \cdot g / 4 \dots\dots\dots (13)$$

при 6×4 (двоскатні):

$$G_{k2} = m_2 \cdot g / 8 . \quad (14)$$

Розмір необхідних для автомобіля шин визначають, використовуючи стандарт на шини, по припустимому навантаженню на неї і максимальній швидкості руху. Стандарти на шини (ГОСТ 4554-80. Шини легкових автомобілів; ГОСТ 5513-75. Шини вантажних автомобілів, причепів, напівпричепів і автобусів; ГОСТ 13298-78. Шини з регульованим тиском і малюнком протектора підвищеної прохідності, наведені в довідниках "Автомобільні шини" .

Для вибраної шини складають за даними стандартів такі її параметри: 1) позначення шини; 2) максимальне навантаження; 3) зовнішній діаметр $D_{ш}$ шини; 4) статичний радіус r_{cm} ; 5) посадковий діаметр шини d ; 6) допустима швидкість руху.

В графічній частині курсового проекту на загальному виді

автомобіля колеса повинні за розмірами відповідати обраній шині, як по діаметру, так і по ширині.

4.2 Визначення параметрів двигуна та побудова його зовнішньої швидкісної характеристики

Використовуючи дані автомобіля-аналога, визначають тип і оборотність двигуна; число передач і необхідність в установці додаткової коробки; зчеплення; карданну передачу; тип головної передачі; диференціал з півосями; коефіцієнт опору повітря і коефіцієнт корисної дії трансмісії. При цьому необхідно враховувати основні тенденції в розвитку конструкцій ДТЗ: зниження витрати палива і зменшення спорядженої маси.

Всі обрані параметри ДТС повинні бути ретельно обґрунтовані в пояснювальній записці з урахуванням техніко-економічної ефективності ДТЗ.

4.2.1 Розрахунок необхідної потужності двигуна автомобіля

Необхідну потужність N_V на колінчатому валу двигуна для руху автомобіля з максимальною швидкістю V_{\max} по горизонтальній дорозі визначають за формулою

$$N_V = \frac{1}{\eta_{TP}} \cdot (N_{fV} + N_{wV}), \quad (15)$$

де N_{fV} – потужність, що витрачається на подолання опору руху поверхні дороги при V_{\max} ;

N_{wV} – потужність, що витрачається на подолання аеродинамічного опору при русі автомобіля зі швидкістю V_{\max} ;

η_{TP} – коефіцієнт корисної дії трансмісії автомобіля.

Потужність N_{fV} (кВт), що витрачається на подолання опору кочення по поверхні дороги визначається за формулою:

$$N_{fV} = f_V \cdot m_a \cdot g \cdot V_{\max} \cdot 10^{-3}, \quad (16)$$

де f_V – коефіцієнт опору кочення автомобіля по дорозі зі швидкістю V_{\max} . Його величину визначають по формулі

$$f_V = f_0 \cdot \left(1 + \frac{V_{\max}^2}{1500} \right), \quad (17)$$

де f_0 – коефіцієнт опору коченню при русі автомобіля з малою швидкістю.

На дорозі з асфальтобетонним покриттям $f_0 \approx 0,012 \dots 0,015$ в залежності від типу шини та тиску повітря. Значення коефіцієнта f_0 при інших дорожніх умовах і тиску повітря в шинах наведені в таблиці 4.

Таблиця 4 Коефіцієнти опору кочення автомобільних коліс

| Дорожні умови | Коефіцієнт f_0 при $V_a \approx 0$ | |
|--------------------------------------------------------------|--------------------------------------|-----------------|
| | номінальний тиск повітря в шині | знижений тиск |
| Автомобільна дорога I категорії з асфальтобетонним покриттям | 0,012 ... 0,020 | 0,030 ... 0,040 |
| Асфальтоване шосе II та III категорії | 0,015 ... 0,025 | 0,030 ... 0,040 |
| Рівне бруццате шосе | 0,020 ... 0,030 | 0,035 ... 0,045 |
| Розбите бруццате шосе | 0,030 ... 0,050 | 0,040 ... 0,060 |
| Покращена профільована ґрунтова дорога | 0,020 ... 0,030 | 0,040 ... 0,050 |
| Укочена засніжена дорога | 0,025 ... 0,035 | 0,045 ... 0,060 |
| Розбита ґрунтова дорога | 0,060 ... 0,080 | 0,050 ... 0,075 |
| Ґрунтова дорога в період бездоріжжя | 0,15 ... 0,25 | 0,08 ... 0,15 |
| Сухий піщаний ґрунт | 0,20 ... 0,30 | 0,10 ... 0,15 |
| Сніжна цілина | 0,10 ... 0,25 | 0,06 ... 0,12 |

Потужність N_w (кВт), що витрачається на подолання аеродинамічного опору повітря визначають за формулою

$$N_{wv} = \frac{1}{2} \cdot C_x \cdot \rho_w \cdot F_x \cdot V_{\max}^3 \cdot 10^{-3}, \quad (18)$$

де C_x – коефіцієнт лобового опору автомобіля;

ρ_w – густина повітря, $кг/м^3$;

F_x – площа проекції автомобіля на площину, перпендикулярну до вектору швидкості V_{\max} , $м^2$;

Густину повітря для довільного атмосферного тиску p_{am} (Па) та температури t °C визначають за термодинамічною формулою

$$\rho_w = \frac{p_{am}}{287 \cdot (273 + t)}. \quad (19)$$

В довідниках часто наводять значення не C_x , а k_w – коефіцієнт обтічності автомобіля, $кг/м^3$. В таких випадках C_x визначають за формулою:

$$C_x = \frac{2 \cdot k_w}{\rho_w}. \quad (20)$$

Оскільки для конкретного типу автомобіля k_w , ρ_w і F_x близькі до постійних величин, то у довідковій літературі аеродинамічні якості автомобіля іноді характеризуються узагальненим показником – фактором обтічності kF (кг/м) :

$$kF = k_w \cdot F_x = k_w \cdot a_F \cdot B_a \cdot H_a, \quad (21)$$

де a_F – коефіцієнт приведення площі (для легкових автомобілів 0,75 ... 0,80 та для вантажних – 0,75 ... 0,90);

B_a , H_a – ширина і висота автомобіля, відповідно, м .

У таблиці 5 наведені дані про коефіцієнти опору повітря деяких автомобілів.

Таблиця 5. Аеродинамічні параметри автомобілів

| Тип автомобіля | B_a , м | H_a , м | C_x | k_w , кг/м ³ | kF , кг/м |
|---------------------|-----------|-----------|-------|------------------------------|----------------|
| Volvo S 80 | 1,83 | 1,45 | 0,290 | 0,184 | |
| Opel Astra 5-door | | | 0,290 | 0,184 | |
| Міцубісі-Лансер | | | 0,310 | 0,187 | |
| VW Vento | | | 0,315 | 0,190 | |
| Пежо-106XND | | | 0,320 | 0,193 | |
| VW Golf III | | | 0,325 | 0,196 | |
| Хенде-S-купе | | | 0,340 | 0,205 | |
| Хенде-Лантра | | | 0,350 | 0,211 | |
| Вантажні автомобілі | | | | | |
| КамАЗ-5320 | | | 0,693 | 0,418 | 2,88 |
| МАЗ-5335 | | | 0,750 | 0,452 | 2,50 |
| ЗИЛ-431410 | | | 0,805 | 0,485 | 2,41 |
| КрАЗ-250 | 2,45 | 2,72 | 0,950 | 0,572 | 3,00 |
| ГАЗ-3307 | | | 0,983 | 0,592 | 2,31 |
| | | | | | |

Приблизні значення коефіцієнта корисної дії η_{TP} трансмісії автомобіля обирають користуючись таблицею 6.

Таблиця 6. Приблизні значення ККД η_{TP} трансмісії автомобіля

| Тип дорожнього транспортного засобу | η_{TP} |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------|
| Легкові автомобілі та ДТЗ на їх базі | 0,90 ... 0,92 |
| Вантажні автомобілі та ДТЗ на їх базі з одинарною головною передачею колісної формули (4 × 2) | 0,85 ... 0,90 |
| Вантажні автомобілі та ДТЗ на їх базі з подвійною головною передачею (4 × 2) та повнопривідні ДТЗ (4 × 4) | 0,83 ... 0,85 |
| Трьохосні вантажні автомобілі та ДТЗ на їх базі з | 0,80 ... 0,83 |

| | |
|------------------------------------------------------|---------------|
| приводом на два моста (6 × 4) | |
| Трьохосні повнопривідні ДТЗ колісної формули (6 × 6) | 0,78 ... 0,80 |
| Чотирьохосні повнопривідні ДТЗ формули (8 × 8) | 0,75 ... 0,78 |

Після визначення всіх наведених параметрів необхідну потужність N_V (в кВт) на колінчастому валу двигуна розраховують за формулою

$$N_V = \frac{10^{-3} \cdot V_{\max}}{\eta_{TP}} \cdot \left(f_V \cdot m_a \cdot g + \frac{1}{2} \cdot C_X \cdot \rho_w \cdot F_X \cdot V_{\max}^2 \right). \quad (22)$$

4.2.2 Побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

При визначенні характеристик двигуна слід враховувати, що автомобілі розвивають максимальну швидкість при роботі двигуна в режимі максимальної частоти обертання колінчастого валу n_{\max} двигуна. Для дизельного двигуна максимальна частота обертання колінчастого валу n_N і частота обертання колінчастого валу при максимальній потужності n_N збігаються, $n_{\max} = n_N$, $N_{\max} = N_{ev}$. У бензинових двигунів максимальна частота n_{\max} і частота обертання колінчастого валу при максимальній потужності n_N як правило не збігаються ($n_{\max} \neq n_N$), отже, $N_{\max} \neq N_{ev}$. Визначити необхідну максимальну потужність бензинового двигуна N_{\max} можна за формулою:

$$N_{emax} = (1,1 \dots 1,25) \cdot N_{ev}.$$

Значення n_N може бути прийнято, орієнтуючись на дані автомобіля-аналога. Значення n_{\max} для бензинових двигунів без обмежувача частоти обертання колінчастого вала становить $n_{\max} = (1,1-1,15) n_N$. Найбільш повні відомості про параметри двигуна дає зовнішня швидкісна характеристика, що представляє собою залежність потужності N_e і крутного моменту M_e від частоти обертання колінчастого валу n (об/хв). Розрахунок графіка залежності потужності від частоти обертання колінчастого валу $N_e = f(n)$ може бути виконаний за допомогою рівняння С.Р. Лейдерману:

$$N_{ei} = N_{max} \cdot \left[a \cdot \left(\frac{n_i}{n_N} \right) + b \cdot \left(\frac{n_i}{n_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{n_i}{n_N} \right)^3 \right],$$

де n_N - номінальна частота обертання колінчастого валу, що відповідає максимальній потужності, об/хв;

a, b, c - емпіричні коефіцієнти, що залежать від типу двигуна ($a = b =$

$c = 1$ для бензинового двигуна; $a = 0,53$, $b = 1,56$, $c = 1,09$ для дизельного двигуна);

n_i - поточні значення частоти обертання колінчастого валу, об/хв.

При розрахунку зовнішньої швидкісної характеристики мінімальну частоту обертання колінчастого валу n_{min} рекомендується приймати в межах: $n_{min} = 700-900$ об/хв - для бензинового двигуна; $n_{min} = 800-1000$ об/хв - для дизельного двигуна. Графік залежності крутного моменту від частоти обертання колінчастого валу $M_e = f(n)$ можна побудувати, користуючись залежністю:

$$M_{ei} = 9,554 \cdot 10^3 \cdot \frac{N_{ei}}{n_i}$$

Результати розрахунків зводять в табл. 2.

Таблиця 2 - Результати розрахунку зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

| n , об/хв | n_{min} | n_1 | n_2 | n_3 | ... | n_i | n_N | n_{max} |
|-------------|-----------|-------|-------|-------|-----|-------|-------|-----------|
| N_e | | | | | | | | |
| M_e | | | | | | | | |

За результатами розрахунків будуються криві $N_e = f(n)$ і $M_e = f(n)$ зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.

4.3 Визначення передаточних чисел трансмісії

автомобіля

Передаточне число трансмісії автомобіля визначається добутком передаточних чисел її агрегатів: u_k – коробки передач; u_m – мультиплікатора, або демультіплікатора; u_p – роздавальної коробки; u_o – головної передачі та u_b – бортового редуктора. Значення передаточного числа u_{Tp} – за виразом

$$u_{Tp} = u_k \cdot u_m \cdot u_p \cdot u_o \cdot u_b \quad (17)$$

Коробка передач має найбільше передаточне число на першій передачі u_{k1} та найменше $u_{k\delta}$ на вищій передачі. В механічних ступеневих коробках передач є декілька проміжних передач з передаточними числами

u_{kj} . Роздавальна коробка теж має вищу та нижчу передачу з передаточними числами, відповідно, u_{pv} та u_{pn} . За даними вибраного автомобіля-аналога визначають наявність агрегатів трансмісії та складають структурну схему трансмісії.

Передаточне число u_o головної передачі визначають за умови забезпечення заданої максимальної швидкості руху автомобіля V_{\max} при максимальній кутовій швидкості обертання $\omega_{e\max}$ колінчастого вала, вищих передачах у коробці передач та роздавальній коробці.

Вищі передачі приймають по базовому автомобілю, або користуючись наступним:

1) для вантажних автомобілів з карбюраторними двигунами остання (вища) передача пряма $u_{kv} = 1$, а для таких же автомобілів з дизелями – $u_{kv} = 0,72 \dots 1$. Якщо на вантажному автомобілі з дизелем застосовують коробку передач у поєднанні з подільником або демультіплікатором, тоді $u_{kv} = 0,71 \dots 0,82$;

2) для легкових автомобілів із задніми ведучими колесами передаточне число останньої передачі знаходиться в межах $u_{kv} = 1,0 \dots 0,82$, а для передньоприводних остання передача прискорююча $u_{kv} = 0,73 \dots 0,95$;

3) у міських та приміських автобусів $u_{kv} = 1,0$, у міжміських – $u_{kv} = 0,72 \dots 0,78$.

Мінімальні передаточні числа роздавальних коробок u_{pv} сучасних повноприводних вантажних автомобілів знаходяться в інтервалі від 0,917 до 1,3.

Прийнявши значення u_{kv} та u_{pv} визначають передаточне число головної передачі за формулою

$$u_o = \frac{\omega_{e\max} \cdot r_k}{V_{\max} \cdot u_{kv} \cdot u_{pv}}. \quad (18)$$

Передаточне число першої передачі u_{k1} коробки передач визначається із необхідності подолання автомобілем найбільшого опору дороги ψ_{\max}

$$u_{k1\psi} = \frac{\psi_{\max} \cdot m_a \cdot g \cdot r_d}{M_{e\max} \cdot u_{pn} \cdot u_o \cdot \eta_{Tp}} \quad (19)$$

де u_{pn} – нижча передача у роздавальній коробці. Для повноприводних вантажних автомобілів $u_{pn} = 1,31 \dots 2,28$, або приймають за прототипом;

$M_{e\max}$ – максимальний крутний момент двигуна автомобіля;

η_{Tp} – коефіцієнт корисної дії трансмісії автомобіля-аналога.

Знайдену по формулі (19) величину $u_{k1\psi}$ перевіряють за умови зчеплення ведучих коліс автомобіля з поверхнею дороги:

$$u_{k1\varphi} = \frac{\varphi \cdot m_{a.\varphi d} \cdot g \cdot r_d}{M_{e \max} \cdot u_{pH} \cdot u_o \cdot \eta_{Tp}}, \quad (20)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення коліс автомобіля з поверхнею дороги;
 $m_{a.\varphi d}$ – маса автомобіля, що припадає на ведучі колеса.

Якщо $u_{k1\varphi} > u_{k1\psi}$, то обчислену величину $u_{k1\psi}$ можна прийняти для подальших розрахунків. В іншому випадку треба повторити розрахунки за формулою (19), обравши, або інше розподілення мас між мостами автомобіля, або звернутись до керівника курсового проекту для зміни вихідних даних.

В тих випадках, коли на автомобілі встановлюється високооборотний двигун, виникає потреба в перевірці можливості руху автомобіля з мінімальною швидкістю $V_{\min} = 1,0 \dots 1,4$ м/с:

$$V_{\min} = \frac{\omega_{e.mс} \cdot r_k}{u_o \cdot u_{pH} \cdot u_{k1}}, \quad (21)$$

де $\omega_{e.mс}$ – мінімально стійка кутова швидкість колінчастого валу двигуна, яку приймати в розрахунках $\omega_{e.mс} = 1,3 \cdot \omega_{e.xx}$;

$\omega_{e.xx}$ – кутова швидкість холостого ходу колінчастого валу двигуна.

Якщо умова (21) не виконується, тоді передаточне число першої передачі визначають за умови забезпечення можливості руху автомобіля з мінімальною швидкістю, використовуючи наступне співвідношення

$$u_{k1V} = \frac{\omega_{e.mс} \cdot r_k}{V_{\min} \cdot u_o \cdot u_{pH}} \quad (22)$$

Число ступенів коробки передач знаходять за даними автомобіля прототипу. Передаточні числа проміжних передач розраховують за формулою

$$u_{kj} = \sqrt[n-1]{u_{k1}^{(n-j)} \cdot u_{кв}^{(j-1)}}, \quad (23)$$

де j – порядковий номер проміжної передачі;
 n – кількість передач.

Задній хід служить для маневрування автомобіля. Передаточне число u_{zx} задньої передачі при компонованні коробки передач вибирають із співвідношення

$$u_{zx} = (0,9 \dots 1,3) \cdot u_{k1}. \quad (24)$$

Одержані значення параметрів трансмісії використовують у подальших розрахунках функціональних елементів автомобіля.

4. 4 Оцінка тягово-швидкісних властивостей автомобіля

Аналіз тягово-швидкісних властивостей автомобіля проводиться з метою оцінки правильності вибору параметрів двигуна і трансмісії. Для цього використовуються методи тягового і потужного балансу, метод динамічної характеристики, графіки прискорення. Метод силового балансу заснований на аналізі співвідношення сили тяги, що забезпечує поступальний рух автомобіля, і сил опору цього руху.

Рівняння силового балансу має вигляд:

$$P_m = P_f + P_h + P_w + P_j.$$

Сила тяги P_T визначається з виразу:

$$P_T = \frac{M_e \cdot i_{\text{кпп}} \cdot i_0 \cdot \eta_{\text{тр}}}{r_k}$$

де $i_{\text{кпп}}$ - передавальне число відповідної ступені коробки передач (P_T - розраховується для всіх передач, за винятком передачі заднього ходу);

i_0 - передавальне число головної передачі;

r_k - радіус кочення колеса.

Радіус кочення колеса може бути визначений за формулою:

$$r_k = (0,5 \cdot d_0 + \lambda_{\text{ш}} \cdot B_{\text{ш}}) \cdot 10^{-3},$$

де d_0 - діаметр обода колеса, мм;

$B_{\text{ш}}$ - ширина профілю шини, мм;

$\lambda_{\text{ш}}$ - коефіцієнт деформації ($\lambda_{\text{ш}} = 0,86-0,88$ - для легкових автомобілів, $\lambda_{\text{ш}} = 0,89-0,91$ - для вантажних автомобілів).

Сила опору коченню:

$$P_f = 9,8 \cdot m_a \cdot f_v \cdot \cos \alpha,$$

де α - кут підйому дороги під час руху автомобіля на підйомі.

При русі автомобіля по рівній дорозі $P_f = 9,8 \cdot m_a \cdot f_v$. Визначення поточного значення коефіцієнта f_v з урахуванням впливу швидкості руху автомобіля провести за формулою (17).

Сила опору підйому:

$$P_h = 9,8 \cdot m_a \cdot \sin \alpha.$$

При русі автомобіля по дорозі з ухилом не більше $4-5^\circ$

$$P_h = 9,8 \cdot m_a \cdot i.$$

де i - ухил дороги, що дорівнює відношенню висоти підйому дороги до довжини ділянки підйому дороги.

Сила опору повітря:

$$P_w = kF_a \cdot v_i^2,$$

де v_i - швидкість руху автомобіля, м/с.

Швидкість руху автомобіля на кожній передачі розраховується за формулою:

$$v_i = 0,377 \cdot \frac{r_k \cdot n_i}{i_{кпп} \cdot i_0}$$

У роботі необхідно розрахувати сили опору руху автомобіля для випадку рівномірного руху по горизонтальній дорозі з асфальтовим покриттям ($P_j = 0$, $P_h = 0$).

Розрахунок сумарних сил опору руху автомобіля P_Σ проводиться на вищій передачі

$$P_\Sigma = P_f + P_w.$$

Метод потужного балансу заснований на аналізі співвідношення потужності, переданої на провідні колеса автомобіля, і потужності, необхідної для подолання сил опору руху автомобіля.

Результати розрахунків звести в таблиці 3 і 4.

Таблиця 3 - Зведені дані оцінки тягово-швидкісних властивостей автомобіля для i -й передачі

| n , об/хв | n_{min} | n_1 | n_2 | n_3 | ... | n_i | n_N | n_{max} |
|----------------|-----------|-------|-------|-------|-----|-------|-------|-----------|
| v , км/год | | | | | | | | |
| P_T , Н | | | | | | | | |
| N_T кВт | | | | | | | | |
| P_ω , Н | | | | | | | | |
| D_a | | | | | | | | |
| f_v | | | | | | | | |
| J_a | | | | | | | | |

Таблиця 4 - Результати розрахунку потужного балансу і сил опору руху

| n , об/хв | n_{min} | n_1 | n_2 | n_3 | ... | n_i | n_N | n_{max} |
|--------------|-----------|-------|-------|-------|-----|-------|-------|-----------|
| v , км/год | | | | | | | | |

| | | | | | | | | |
|----------------|--|--|--|--|--|--|--|--|
| f_v | | | | | | | | |
| P_{fv} , Н | | | | | | | | |
| P_h , Н | | | | | | | | |
| P_w , Н | | | | | | | | |
| P_Σ , Н | | | | | | | | |
| N_{fv} кВт | | | | | | | | |
| N_h кВт | | | | | | | | |
| N_w кВт | | | | | | | | |
| N_Σ кВт | | | | | | | | |

Рівняння потужного балансу має вигляд:

$$N_T = N_e \cdot \eta_{mp} = N_f + N_h + N_w + N_j,$$

де N_T - потужність, що підводиться до ведучих коліс автомобіля;

N_f - потужність, необхідна для подолання сили опору коченню;

N_h - потужність, необхідна для подолання сили опору підйому;

N_w - потужність, необхідна для подолання сили опору повітря;

N_j - потужність, необхідна для розгону автомобіля.

Потужність, що передається на провідні колеса автомобіля, визначається за формулою:

$$N_T = P_T \cdot v_i / 1000.$$

Потужність, необхідна для подолання сили опору коченню, кВт:

$$N_f = P_f \cdot v_i / 1000.$$

Потужність, необхідна для подолання підйому, кВт:

$$N_h = P_h \cdot v_i / 1000.$$

Потужність, необхідна для подолання сили опору повітря, кВт:

$$N_w = kF_a \cdot v_i^3$$

У курсовій роботі необхідно розрахувати і побудувати графік потужного балансу для випадку рівномірного руху автомобіля по горизонтальній дорозі ($N_h = 0$, $N_j = 0$). Результати розрахунків звести в табл. 3 і 4.

Розрахунок потужності, необхідної для подолання сумарною сили опору руху автомобіля, проводиться на вищій передачі:

$$N_\Sigma = N_f + N_w.$$

Результати розрахунків зводяться в табл. 3 і 4.

За результатами розрахунків будується графік залежності $N_T = f(v)$.

Метод динамічної характеристики заснований на аналізі залежності динамічного фактора від швидкості руху автомобіля на різних передачах. Динамічний фактор визначається з виразу:

$$D_a = \frac{P_T - P_w}{G_a}$$

де G_a – вага автомобіля.

Мінімальні значення динамічного фактору для легкових автомобілів складають (на першій передачі) $D_a = 0,30-0,45$;

вантажних автомобілів з колісною формулою 4×2 , 6×4 (без роздавальної коробки) складають $D_a = 0,28-0,35$.

Динамічна характеристика $D_a = f(v)$ будується при русі автомобіля на кожній передачі. Розрахунок значень динамічного фактору проводиться для тих же інтервалів швидкостей, що і при визначенні сили тяги P_T . результати розрахунків звести в табл. 3.

За результатами будується динамічна характеристика автомобіля.

Оціночними показниками приємності автомобіля є прискорення, час і шлях розгону.

Прискорення автомобіля j_a визначається за формулою:

$$j_a = \frac{D_a - \psi_v}{\delta}$$

де δ - коефіцієнт обліку обертових мас.

При невідомих конструктивних параметрах двигуна і трансмісії коефіцієнт δ визначається за формулою:

$$\delta = 1 + a_1 + a_2 \cdot i_{\text{кшп}}$$

де a_1 і a_2 - постійні коефіцієнти ($a_1 = 0,03-0,05$; $a_2 = 0,04-0,06$ - менші значення відносяться до автомобілів більшої вантажопідйомності).

У роботі необхідно розрахувати і побудувати графіки прискорень автомобіля при його русі по горизонтальній дорозі з асфальтобетонним покриттям. Коефіцієнти дорожнього опору ψ з урахуванням їх збільшення зі збільшенням швидкості руху автомобіля визначаються по формулою (17).

За результатами розрахунків будується графік залежності $j_a = f(v)$.

5 Конструкція та робота окремих вузлів

Розділ складається з таких пунктів:

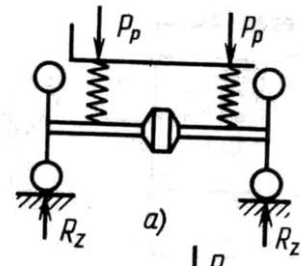
- Призначення та основні вимоги до агрегату;
- Порядок роботи агрегату;
- Перевірка параметрів вузла на відповідність вимогам міцності.

Аналіз конструкції підвіски автомобіля

Кількісний аналіз підвіски містить визначення навантажень в пружних елементах підвіски, оцінку їх міцності. Якісний аналіз носить порівняльний характер технологічності виготовлення та обслуговування підвіски в порівнянні з аналогами.

Порядок розрахунку основних параметрів підвісок

- 1) Розрахунок навантажень елементів підвісок.
Залежна підвіска.



Навантаження (Рис. 5.1) залежить від реакції R_z

на колесо і ваги непідресорених мас $G_{н.м.}$:

$$P_p = R_z - 0,5 G_{н.м.}$$

При цьому прогин пружного елемента дорівнює переміщенню колеса щодо кузова $f_p = f_k$.

Незалежна підвіска.

Для однаважільної підвіски (Рис.5.2) навантаження на пружний елемент:

$$P_p = (R_z - G'_к) \cdot l / a$$

де $G'_к$ - вага колеса і направляючого пристрою

Прогин пружного елемента однаважільної підвіски

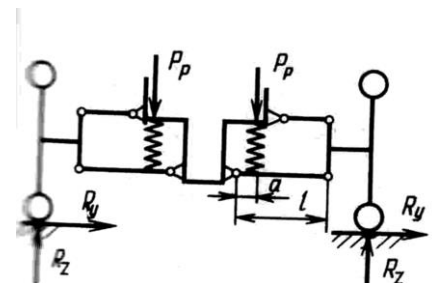


Рис. 5.1. Расчетная схема для определения нагрузок на упругие элементы

$$f_p = f_k \cdot a / l.$$

Для двоважільної підвіски з навантаження на пружний елемент

$$P_p = (R_z - G'_{к.}) \cdot l/a$$

де $G'_{к.}$ - вага колеса і направляючого пристрою

Прогин пружного елемента $f_p = f_k \cdot a / l$.

Для двоважільної підвіски з торсіонним пружним елементом навантаження на пружний елемент визначається моментом закручування торсіонна

$$M = (R_z - G'_{к.}) \cdot l$$

Кут закручування торсіонна:

круглого

$$\Theta = 32 \cdot M \cdot l / (\pi \cdot d^4 \cdot G)$$

де G – модуль пружності при крутінні ($G = 85$ ГПа);

пластинчастого

$$\Theta = 3 \cdot M \cdot l / (n \cdot b \cdot h^3 \cdot G \cdot (1 + 0,6 \cdot b / h))$$

де h - товщина пластини;

b – ширина пластини;

n – число пластин.

Розрахунок параметрів гальмівної системи автомобіля

Кількісний аналіз гальмових систем містить визначення гальмового моменту, сил, які діють на елементи конструкції, та визначення питомих навантажень на фрикційні елементи та міцності деталей. Якісний аналіз містить оцінку технологічності виготовлення та обслуговування гальмових систем.

Порядок розрахунку основних параметрів гальмових систем

1) Розрахунок гальмових моментів.

Повний гальмовий момент, що створюється в дисковому гальмовому механізмі:

$$M_T = \mu \cdot P \cdot R_{cp} \cdot z_{n.m.},$$

де μ – коефіцієнт тертя між накладкою та диском;

R_{cp} – середній радіус прикладання сил тертя;

$z_{n.m.}$ – кількість поверхонь тертя;

P – зусилля поршня, що діє на гальмову накладку:

$$P = (p_{pid} \cdot n \cdot \pi \cdot d_u) / 4,$$

де p_{pid} – тиск рідини в гальмовій системі;

n – кількість поршнів, що діють на одну гальмову колодку;

d_u – діаметр циліндра скоби.

Рис. 5.2. Расчетная схема для определения нагрузки на упругие

2) Розрахунок питомого стиску фрикційних накладок.

Питомий стиск на фрикційні накладки:

$$p_{\text{нак}} = G_a / \Sigma F_{\text{нак}},$$

де G_a – вес автомобіля, Н;

$\Sigma F_{\text{нак}}$ – сумарна площа гальмових накладок, м².

$$F_{\text{нак}} = \beta \cdot R_{\delta} \cdot b,$$

де β – кут обхвату фрикційної накладки;

R_{δ} – радіус робочої поверхні гальмового барабана;

b – ширина фрикційної накладки.

3) Розрахунок питомої роботи тертя та нагріву гальмового барабана (диска).

Питома робота тертя:

$$A_{\text{п.тр.}} = \frac{m_a \cdot V_a^2}{2 \cdot \Sigma F_{\text{тр}}},$$

де m_a – маса автомобіля;

V_a – швидкість автомобіля на початку гальмування;

$\Sigma F_{\text{тр}}$ – поверхня тертя всіх гальмових механізмів робочої гальмової системи.

Підвищення температури гальмівного барабана (диска) за одне гальмування:

$$T = \frac{1}{108500} \cdot \frac{m'_a \cdot V_a^2}{c \cdot m_{\delta}},$$

де m'_a – маса автомобіля, яка приходить на одне колесо;

m_{δ} – маса барабана (диска);

c – теплоємність барабана (для сталі $c = 0,125$ ккал/кг · °С).

Підвищення температури гальмового барабана при гальмуванні зі швидкості $V_a = 30$ км/год не повинне перевищувати 15° С.

4) Розрахунок зусиль у гальмовому приводі.

Гальмовий гідропривід.

Зусилля на приводі (Рис. 5.3):

$$P_{\text{нед}} = \pi \cdot d_{\text{гц}}^2 \cdot p_{\text{ж}}' / (4 \cdot u_{\text{п.п}} \cdot \eta_{\text{п.п}}), \text{недалі:}$$

де $d_{\text{гц}}$ – діаметр головного циліндра;

$p_{\text{ж}}'$ – тиск рідини в приводі при екстремому гальмуванні;

$u_{\text{п.п}}$ – передаточне число приводу:

$$u_{\text{п.п}} = a / b;$$

$\eta_{\text{п.п}}$ – ККД приводу ($\eta_{\text{п.п}} = 0,92 \dots 0,95$).

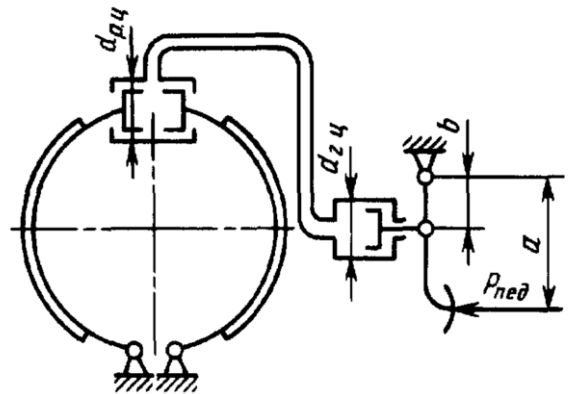


Рис. 5.3. Схема гідромеханічного привода

Розрахунок параметрів рульового керування

Аналіз досконалості рульового керування повинен містити кількісні дані про ступінь відповідності кінематичних та силових показників вимогам до рульового керування. Якісно оцінюється ступінь складності конструкції та її обслуговування.

Порядок розрахунку основних параметрів рульового керування.

Визначення мінімального радіусу повороту, загального ККД, кутового та силового передаточного числа рульового керування (використовують дані довідників, так як немає інформації про максимальній кут повороту зовнішнього колеса).

Загальний ККД рульового керування:

$$\eta_{PY} = \eta_{PM} \cdot \eta_{PP},$$

де η_{PP} – ККД рульового приводу ($\eta_{PP} = 0,92 \dots 0,95$);

η_{PM} – прямий ККД рульового механізму;

$$\eta_{PM} = 1 - M_{TPI} / M_{P.K}, \text{ чи } \eta_{PM} = \operatorname{tg} \beta / \operatorname{tg}(\beta + \rho),$$

M_{TPI} – момент тертя, приведений до рульового колеса;

$M_{P.K}$ – момент, що прикладається до рульового колеса:

$$M_{P.K} = R_{P.K} \cdot P_{P.K},$$

$R_{P.K}$ – радіус рульового колеса, m ;

$P_{P.K}$ – зусилля, що прикладається до рульового колеса, H ;

β – кут підйому гвинтової лінії;

ρ – кут тертя.

Кутове передаточне число рульового керування.

$$u_{\omega} = u_{\omega M} \cdot u_{\omega n},$$

де $u_{\omega M}$ – кутове передаточне число рульового механізму

$$u_{\omega M} = \alpha_{P.K} \cdot \alpha_{P.C},$$

$\alpha_{P.K}$, $\alpha_{P.C}$ – кути повороту відповідно рульового колеса та вала рульової сошки;

$u_{\omega n}$ – кутове передаточне число рульового приводу

$$u_{\omega n} = l_1 / l_2,$$

l_1 , l_2 – довжини поворотного важеля та рульової сошки.

Силове передаточне число рульового керування.

$$u_P = u_{P.M} \cdot u_{P.П}$$

$u_{P.M}$, $u_{P.П}$ – силові передаточні числа рульового приводу та рульового механізму

$$u_{P.M} = P_c / P_{P.K}, \quad u_{P.П} = \Sigma P_{K.K} / P_c,$$

P_c – зусилля, що виникає у зчленуванні рульової сошки з поздовжньою рульовою тягою;

$\Sigma P_{K.K}$ – сумарне зусилля, яке прикладається до керованих коліс при повороті автомобіля.

Якщо знехтувати втратами на тертя, то :

$$u_P = u_\omega \cdot (R_{P.K} / c),$$

де c – радіус повороту керованого колеса (довжина перпендикуляра, опущеного з центру плями контакту шини з полотном дороги на подовження осі шворня).

Зусилля, яке необхідно прикласти до рульового колеса для повороту керованих коліс нерухомого автомобіля:

$$P_{P.K} = M_{K.K} / (R_{P.K} \cdot u_\omega \cdot \eta_{PY})$$

Аналіз конструкції зчеплення та його приводу

Порядок розрахунку основних параметрів зчеплення:

1) Визначення розрахункового моменту зчеплення при характерному для даного типу автомобіля коефіцієнті зчеплення β .

$$M_c = M_{gmax} \beta,$$

де M_{gmax} – максимальний момент двигуна.

Для легкових автомобілів звичайно приймають $\beta = 1,2 \dots 1,75$, для вантажних $\beta = 1,5 \dots 2,22$, для автомобілів підвищеної і високої прохідності

$\beta = 1,8 \dots 3$.

Нормальна сила, що діє на поверхні тертя:

$$P_H = \frac{\beta \cdot M_{gmax}}{\mu \cdot R_{cp} \cdot z},$$

де μ - коефіцієнт тертя ($\mu = 0,22 \dots 0,30$);

R_{cp} - середній радіус тертя;

z - кількість поверхонь тертя.

Тиск на поверхні фрикційної накладки:

$$P_0 = P_H / F,$$

де F – площа фрикційної накладки.

$$P_0 = 0,15 \dots 0,25 \text{ МПа.}$$

2) Визначення напруги в пружинах, важелях включення тиску на поверхні фрикційного диска

Для зчеплення з периферійними циліндричними пружинами:

- зусилля однієї пружини:

$$P'_{np} = f_{np} \cdot G \cdot d_n^4 / (8 \cdot n_{p.v.} \cdot D_e^3)$$

де f_{np} – деформація;

G – модуль здвигу (для сталі $G \approx 85 \text{ ГПа}$);

d_n – діаметр дроту;

$n_{p.v.}$ – кількість робочих витків пружини;

D_e – середній діаметр витка.

З конструктивних міркувань зусилля однієї пружини повинно відповідати нерівності:

$$P'_{np} \leq 800 \text{ Н}$$

3) Визначення питомої роботи буксування та температури нагріву деталей зчеплення за одно включення

Робота буксування знаходиться за емпіричним виразом:

$$L_{\sigma} = 0,5 \cdot I_a \cdot M_{gmax} \cdot \omega_e^2 / (M_{gmax} - M_{\psi}),$$

де I_a – момент інерції, приведеної до колінчастого вала двигуна махової маси, що заміняє масу автомобіля, яка рухається поступально;

ω_e – частота обертання колінчастого вала двигуна;

M_{ψ} – момент опору руху автомобіля, приведений до колінчастого вала.

Питома робота буксування:

$$L_{\sigma o} = L_{\sigma} / \Sigma F,$$

ΣF – сумарна площа поверхонь тертя фрикційних накладок.

Температура нагріву деталей зчеплення за одно включення:

$$\Delta T = \gamma \cdot L_{\sigma} / (c \cdot m_g),$$

де γ – коефіцієнт розподілу теплоти між дотичними деталями (для маховика та натискного диска при одно дисковому зчепленні $\gamma = 0,5$, при дводисковому $\gamma = 0,25$, для середнього диска дводискового зчеплення $\gamma = 0,5$);

c – теплоємність матеріалу (для чавуну та сталі $c = 494 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$);

m_g – маса деталі, кг.

Аналіз конструкції коробки передач

Порядок розрахунку основних параметрів коробки передач.

1) Визначення міжосьової відстані валів

Міжосьова відстань визначається по формулі:

$$a_{\omega} = k_a \sqrt[3]{M_1},$$

де M_1 – момент на вихідному валу при включеній першій передачі;
 k_a – коефіцієнт ($k_a = 8,9 \dots 9,3$ для легкових автомобілів, $k_a = 8,6 \dots 9,6$ для вантажних автомобілів).

- 2) Визначення міцності зубчастих передач.
- 3) Визначення міцності та жорсткості валів, довговічності підшипників.
- 4) Визначення діапазону передач, щільності ряду передач.

Діапазон передач:

$$D = u_{kn \max} / u_{kn \min},$$

де $u_{kn \max}$ – передаточне число коробки передач на нижчій передачі;
 $u_{kn \min}$ – передаточне число коробки передач на вищій передачі.

Щільність ряду характеризується відношенням передаточних чисел сусідніх передач. Чим більше число передач, тим вище щільність ряду, тим у більшому ступені виконується вимога забезпечення високих тягових і економічних властивостей автомобіля. У сучасних конструкціях коробок передач показник щільності ряду передач прагнуть виконувати в межах 1,1...1,5. на вищих, синхронізованих передачах показник щільності повинний бути ближче до меншого значення.

Аналіз конструкції карданної передачі

Визначення навантажувальних режимів карданної передачі:

Момент на карданному валу:

$$M_k = M_{D\max} \cdot u'_{tr},$$

де $M_{D\max}$ – максимальний момент двигуна, Нм;
 u'_{tr} – передаточне число трансмісії до карданної передачі.

Напруга крутіння порожнього вала:

$$\tau_k = 16 \cdot M_k \cdot D / \pi \cdot (D^4 - d^4),$$

де D – зовнішній діаметр вала, м;
 d – внутрішній діаметр вала, м.

$$[\tau_{\partial\partial}] \leq 300 \text{ МПа.}$$

Кут закручування вала:

$$\varphi = 180 \cdot M_k \cdot L / G \cdot I_p \cdot \pi,$$

де L – довжина карданного вала, м;

G – модуль зрушення (для сталі $G=85 \text{ ГПа}$);

I_p – полярний момент інерції перетину (для порожнього вала $I_p = \pi \cdot (D^4 - d^4) / 32$).

$\varphi = 3 \dots 9^\circ$ на 1 м довжини вала.

Визначення критичної частоти обертання вала.

Критична частота обертання вала:

$$n_k = 1,185 \cdot 107 / \sqrt{D^2 + d^2} L^2,$$

де L - довжина карданного вала, див;

Для задовільної роботи коробки передач необхідне виконання умови:

$$n_{max} / n_k \leq 0,7,$$

n_{max} – максимальна частота обертання карданного вала, хв.⁻¹.

Аналіз конструкції головної передачі та диференціалу

Визначення передаточного числа та навантажувальних режимів головної передачі та диференціалу.

Передаточне число головної передачі:

$$u = z_2 / z_1,$$

де z_1 – число зубів ведучої шестерні;

z_2 - число зубів веденої шестерні (колеса).

Розрахунок геометричних параметрів головної передачі.

Нормальний модуль зубів в середньому перерізі:

$$m = \sqrt{\frac{6 \cdot M_p \cdot \cos \beta_1}{\pi \cdot y \cdot z_1 \cdot (1 - \lambda^3) \sigma_{32}}},$$

де $M_p = M_{Dmax} \cdot u_{KPI}$ – розрахунковий момент, Нм;

M_{Dmax} – максимальний момент двигуна, Нм;

u_{KPI} – передаточне число на першій передачі;

β_1 – кут нахилу спіралі ведучої шестерні;

y – коефіцієнт форми зуба (вибирають з таблиць за приведеним числом зубів);

z_1 – число зубів;

$$\lambda = 1 - b/l,$$

l – довжина твірної первісного конуса, м;

b – довжина зуба, м;

$l = 120 \dots 150$ мм, у легкових автомобілів $b = (0,25 \dots 0,3) \cdot l$, у вантажних автомобілів $l = 120 \dots 150$ мм, $b = (0,3 \dots 0,4) \cdot l$.

6 Вимоги до оформлення курсової роботи

Пояснювальна записка виконується одним зі способів на білих аркушах паперу формату А4 (210 × 197 мм):

- рукописним – креслярським шрифтом за ГОСТ 2.304 з висотою букв і цифр не менш 2,5 мм. Цифри і букви необхідно писати чітко чорною пастою;
- з застосуванням друкуючих і графічних пристроїв виводу ЕОМ (ГОСТ 2.004).

Кожен лист повинний мати рамку.

Вписувати в текстові документи, виготовлені машинописним способом, окремі слова, формули, умовні знаки (рукописним способом), а також виконувати ілюстрації необхідно чорними чорнилом, пастою або тушшю.

Відстань від рамки форми до границь тексту на початку і наприкінці рядків – не менш 3 мм.

Відстань від верхнього або нижнього рядка тексту до верхньої або нижньої рамки повинне бути не менш 10 мм.

Абзаци в тексті починають відступом, рівним 15 ... 17 мм.

Структурні елементи та розділи повинні починатися з нової сторінки. Слід намагатися, щоб сторінка, яка передує початку нового структурного елемента, була заповнена не менше ніж на половину.

Заголовки структурних елементів та розділів необхідно розміщувати на середині рядка та друкувати великими літерами без крапки в кінці. Не можна розміщувати заголовок в нижній частині сторінки, якщо після нього залишається тільки один рядок тексту.

Розділи, підрозділи, пункти та підпункти нумеруються арабськими цифрами. Номер підрозділу складається з номера розділу та порядкового номера підрозділу, розділених крапкою, наприклад, 1.1, 1.2 тощо.

Сторінки пояснювальної записки нумеруються арабськими цифрами. Нумерація аркушів повинна бути наскрізна для тексту і додатка, починаючи з титульного листа. Проставляється нумерація з третього листа (титульний лист і завдання на проект не нумеруються). На третьому листі міститься анотація. Номер листа проставляється в основному написі праворуч унизу.

Ілюстрації необхідно розміщувати безпосередньо після тексту, в якому вони згадуються вперше, або на наступній сторінці. На всі ілюстрації повинні бути посилання в роботі.

Креслення, рисунки, графіки, схеми, діаграми повинні відповідати вимогам стандартів ЄСКД та ЄСДП.

Ілюстрації нумеруються арабськими цифрами в межах розділу та вказуються "Рисунок" або "Рис.", що разом з назвою ілюстрації (у разі необхідності) розміщується під рисунком, наприклад, "Рис. 3.2. Схема складових сил колеса автомобіля" (другий рисунок третього розділу).

Таблицю слід розміщувати безпосередньо після тексту, в якому вона згадується вперше, або на наступній сторінці. На всі таблиці повинні бути посилання в тексті. Нумерують таблиці згідно з вимогами.

Якщо наприкінці сторінки таблиця переривається і її продовження буде на наступній сторінці, у першій частині таблиці нижню горизонтальну лінію, що обмежує таблицю, не проводять. Слово "Таблиця" вказують один раз ліворуч над першою частиною таблиці, наприклад, "Таблиця 2.1. Результати експерименту" (перша таблиця другого розділу). Над іншими частинами пишуть слова "Продовження таблиці" із указівкою номера (позначення) таблиці .

Формули та рівняння наводять безпосередньо після тексту, в якому вони згадуються, посередині рядка, з полями знизу та зверху не менше одного рядка.

Номер формули або рівняння складається з номера розділу і порядкового номера, розділених крапкою, наприклад, (2.4) – четверта формула другого розділу. Номер проставляється в круглих дужках на рівні формули в крайньому правому положенні на рядку.

Пояснення, символів та числових коефіцієнтів формул слід наводити безпосередньо під формулою, в тій самій послідовності, в якій вони надані в формулі. Перший рядок починають з абзацу словом "де" без двокрапки.

Додатки потрібно розміщувати у порядку посилань на них у тексті. Кожний додаток повинен починатися з нової сторінки. Додатки позначають посередині рядка великими літерами (*A, B, B...*). Наприклад, "Додаток *A*". Далі, симетрично до тексту, друкується заголовок додатка. Додатки повинні мати спільну з рештою частиною роботи наскрізну нумерацію сторінок.

7 Вказівки щодо порядку захисту курсової роботи

Важливою умовою успішної роботи над курсовою роботою є правильна організація робочого часу студента протягом усього періоду наданого для виконання роботи.

Календарний план виконання роботи, який містить найменування і терміни виконання етапів курсової роботи є обов'язковий до виконання.

Календарний план передбачає періодичну звітність студента перед керівником в установленій за календарним планом термін.

Виконана робота подається студентом науковому керівникові не пізніше, ніж за тиждень до початку сесії.

Оформлена робота, підписана студентом, захищається на кафедрі.

До захисту не допускають студентів, які в зазначений термін не підготували роботу.

8 КРИТЕРІЇ ОЦІНЮВАННЯ

| Сума балів за всі види навчальної діяльності | Оцінка ECTS | Оцінка за національною шкалою | |
|----------------------------------------------|-------------|------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------|
| | | для екзамену, курсового проекту (роботи), практики | для заліку |
| 90 – 100 | A | відмінно | зараховано |
| 82-89 | B | добре | |
| 74-81 | C | | |
| 64-73 | D | задовільно | |
| 60-63 | E | | |
| 35-59 | FX | незадовільно з можливістю повторного складання | не зараховано з можливістю повторного складання |
| 0-34 | F | незадовільно з обов'язковим повторним вивченням дисципліни | не зараховано з обов'язковим повторним вивченням дисципліни |

Рекомендована література

1. Волков В. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: Навч. посібник. – Харків: ХНАДУ, 2003. – 292 с.
2. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. - Кривий Ріг: Видавець ФО-П Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.
3. Гандзюк М.О. Аналіз конструкції та елементи розрахунку автомобіля : навч. посіб./ М.О. Гандзюк – Луцьк : Вежа-Друк, 2017. – 196 с.
4. Автомобілі: робочі процеси та основи розрахунку: навчальний посібник/Ю. А. Буренніков, А. А. Кашканов, В. М. Ребедайло.– Вінниця: ВНТУ, 2013. –283 с.

КЛАСИЧНИЙ ПРИВАТНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра автомобільного транспорту та транспортних технологій

КУРСОВА РОБОТА

з _____
(назва дисципліни)

на тему: _____

Студента (ки) _____ курсу _____ групи

спеціальності:

274 «Автомобільний транспорт»

(прізвище та ініціали)

Керівник

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Національна шкала _____

Кількість балів: _____ Оцінка: ECTS _____

м. Кременчук - 20 __ рік

| Умовні позначення підшипників | |
|----------------------------------------------------|--|
| Ковзання і кочення радіальний (без уточнення типу) | |
| Ковзання радіальний | |
| Ковзання радіально-упорний односторонній | |
| Ковзання радіально-упорний двосторонній | |
| Кочення радіальний кульковий | |
| Кочення радіально-упорний односторонній кульковий | |
| Кочення радіально-упорний двосторонній кульковий | |
| Кочення радіальний роликовий | |
| Кочення радіально-упорний роликовий | |

| Умовні позначення з'єднань деталі з валом | |
|-------------------------------------------|-----------------|
| вільне при обертанні | глухе з'єднання |
| | |

| Умовні позначення з'єднань двох валів | | | |
|---------------------------------------------|-----------|----------|--------------|
| глухе | еластичне | шарнірне | телескопічне |
| | | | |
| карданне не регулюєме (загальне позначення) | | | |
| | | | |

Продовження Додатку 2

| Умовні позначення зубчатих передач між валами, осі яких паралельні | | | |
|---------------------------------------------------------------------------|----------------------|---------------------|-------------------------|
| зовнішнє зачеплення (загальне позначення) без уточнення типа зубців | з прямими зубцями | з косими зубцями | внутрішнє зачеплення |
| | | | |

| Умовні позначення зубчатих передач між валами, осі яких перетинаються або схрещуються | | | | |
|------------------------------------------------------------------------------------------|-------------|------------|---------------|-----------------------------------------------------|
| загальне позначення без уточнення типу зуба | прямі зубці | косі зубці | кругові зубці | з перехрес- ними осями (гепоїдна передача) |
| | | | | |

