

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для виконання
розрахунково-графічного завдання
з дисципліни

«Робочі процеси автомобілів»,

для студентів спеціальності
133 «Галузеве машинобудування»
(«Колісні та гусеничні транспортні засоби»)
усіх форм навчання

2020

Методичні вказівки для виконання розрахунково-графічного завдання з дисципліни «Робочі процеси автомобілів», для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» («Колісні та гусеничні транспортні засоби»), усіх форм навчання / Укл. : О. М. Артюх, О. В. Дударенко, А. Ю. Сосик, А. В. Щербина. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. 50 с.

Укладачі: О.М. Артюх, доцент, канд.техн.наук;
О.В. Дударенко, доцент, канд.техн.наук;
А.Ю. Сосик, доцент, канд.техн.наук;
А.В. Щербина, доцент, канд.техн.наук

Рецензент: О.С. Слюсаров, доцент, канд.техн.наук

Відповідальний за випуск: А.Ю. Сосик, доцент, канд.техн.наук

Затверджено
на засіданні кафедри «Автомобілі»
Протокол № 8
від « 30 » червня 2020.

Рекомендовано для видання
НМК Транспортного факультету
Протокол № 88
від « 31 » серпня 2020.

ЗМІСТ

	Стор.
1 Призначення зчеплення, його функціональні елементи.....	4
2 Класифікація зчеплень.....	4
3 Вимоги до зчеплень і конструктивні заходи їх забезпечення.....	5
4 Конструкції зчеплень та їх аналіз.....	15
5 Вибір розмірів і параметрів зчеплення.....	18
6 Розрахунок показників навантаженості зчеплення.....	24
7 Розрахунок деталей зчеплення на міцність.....	36
7.1 Розрахунок натискних пристроїв.....	36
7.2 Розрахунок тарілчастої пружини.....	38
7.3 Розрахунок натискного диска.....	40
8 Механізм вимкнення зчеплення.....	44
Література.....	50

1 ПРИЗНАЧЕННЯ ЗЧЕПЛЕННЯ, ЙОГО ФУНКЦІОНАЛЬНІ ЕЛЕМЕНТИ

Зчеплення – це сукупність механізмів автомобіля, призначених для рушання автомобіля, передачі крутного моменту двигуна, короткочасного від'єднання двигуна від трансмісії та знов їх плавного з'єднання.

Вимикання зчеплення необхідне при перемиканні передач, гальмуванні автомобіля до повної зупинки (щоб запобігти затухання двигуна), а також для зниження опору провертання колінчастого валу двигуна при пуску двигуна при низьких температурах. Зчеплення також запобігає перевантаженню деталей трансмісії, які можуть виникнути при деяких режимах руху автомобіля.

Зчеплення складається з наступних функціональних елементів: механізму зчеплення і приводу.

Механізм зчеплення (ведений диск, натискний диск, натискні пружини, віджимні важелі та інші елементи) забезпечують плавність увімкнення зчеплення, передачу крутного моменту двигуна між ведучими частинами зчеплення (кожухом та натискним диском) і веденим диском (первинним валом коробки передач), запобігає виникненню в трансмісії крутильних коливань (гасник крутих коливань), які можуть привести до її значних перевантажень.

2 КЛАСИФІКАЦІЯ ЗЧЕПЛЕНЬ

За способом передачі крутного моменту двигуна:

- з механічним тертям (в основному дискові) сухі або працюючі в маслі;

- гідравлічні;

- гідромеханічні;

- електромагнітні з рідким або сухим накопичувачем.

За способом управління зчеплення:

- керовані водієм (з використанням мускульної енергії, з пневматичним, вакуумним, електромагнітним приводом);

- автоматичні: керовані залежно від положення педалі подачі палива, керовані залежно від числа обертань і навантаження двигуна, керовані від важеля перемикання передач.

3 ВИМОГИ ДО ЗЧЕПЛЕНЬ І КОНСТРУКТИВНІ ЗАХОДИ ЇХ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

Плавність увімкнення.

При різкому увімкненні зчеплення крутний момент в трансмісії може в 3-4 рази перевершити максимальний момент двигуна $M_{\text{дmax}}$, а також надмірно зрости прискорення автомобіля, що негативно впливають на пасажирів і вантажі, що перевозяться.

Крутний момент, що навантажує трансмісію при різкому увімкненні зчеплення, може бути визначений по виразу

$$M = M_{\text{д}} \pm J_{\text{д}} \frac{d\omega_{\text{д}}}{dt}, \quad (3.1)$$

де $M_{\text{д}}$ - крутний момент двигуна;

$J_{\text{д}}$ - момент інерції обертаючих і приведених до маховика двигуна поступально рухомих мас;

$\frac{d\omega_{\text{д}}}{dt}$ - прискорення мас двигуна, що обертаються.

У разі всіх ведучих коліс максимальне прискорення при рушанні автомобіля визначиться з виразу

$$\frac{G_a}{q} \cdot j_a = G_a \cdot \varphi, \quad j_a = \varphi \cdot q, \quad (3.2)$$

де G_a - повна маса автомобіля;

j_a - прискорення (уповільнення) автомобіля;

q - прискорення вільного падіння;

φ - коефіцієнт зчеплення коліс з опорною поверхнею.

Максимальні прискорення j_a , що не викликають незручності при гальмуванні для пасажирів, складають 3-4 м/с².

Для плавного увімкнення зчеплення основне значення мають пружні властивості веденого диска, деталей приводу вимкнення зчеплення і темп увімкнення зчеплення.

Пружні властивості веденого диска і приводу залежать від конструкції, а темп увімкнення від кваліфікації водія.

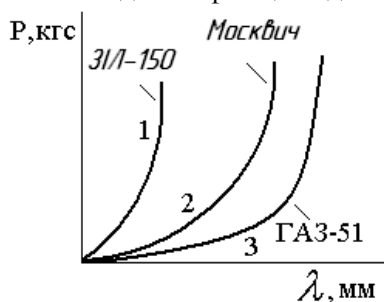


Рисунок 3.1 – Залежність між зусиллям на веденому диску та його деформацією



v_d - швидкість переміщення натискного диска

Рисунок 3.2 – Графік увімкнення зчеплення

Повне і достатньо швидке увімкнення зчеплення може бути здійснене при змінній швидкості v_d переміщення натискного диска на величину Δl (рис. 3.2). Вибір зазорів між парами, що труться, повинен відбуватися при швидкому переміщенні натискного диска (лінія $a \bar{b}$). Починаючи з моменту «схоплювання» зчеплення (точка b) швидкість переміщення натискного диска v_d особливо при русанні автомобіля з місця, повинна різко падати до повного увімкнення зчеплення (точка $в$).

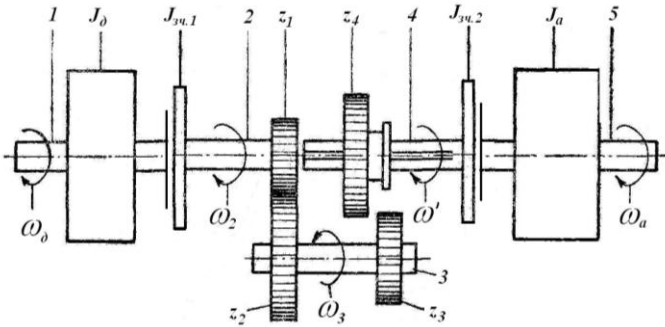
Чистота вимкнення і повнота увімкнення.

Чистота вимкнення зчеплення необхідна для повного роз'єднання двигуна і трансмісії. Зазор між веденими і ведучими дисками повинен бути не менше: однодискові – 1...1,5 мм; дводискові – 0,5...0,7 мм; багатодискові – 0,25...0,3 мм.

Повнота увімкнення необхідна для того, щоб момент двигуна M_d на трансмісію передавався без буксування зчеплення.

Мінімальний момент інерції ведених деталей зчеплення.

Вплив моменту інерції ведених деталей зчеплення на величину ударного імпульсу при перемиканні передач розглянемо на схемі (рис. 3.3).



$J_{зч.1}$ – момент інерції веденого диска зчеплення 1 і пов'язаних з ним мас первинного і проміжного валів, що обертаються;

$J_{зч.2}$ – момент інерції веденого диска зчеплення 2 і пов'язаних з ним мас вторинного валу, що обертаються

Рисунок 3.3 – Схема перемикання передач для визначення ударного імпульсу

Вплив мас, пов'язаних з валами 1, 2, 4 і 5 враховується відповідно приведеними моментами інерції. Момент інерції J_a враховує вплив всієї поступально рухомої маси автомобіля і визначається з рівності живих сил

$$\frac{J_a \cdot \omega_a^2}{2} = \frac{G_a v^2}{2q}; \quad J_a = \frac{G_a \cdot r_K^2}{q \cdot U_0^2}, \quad (3.3)$$

де G_a - вага автомобіля, кг;
 v - швидкість автомобіля, м/с;
 ω_a - кутова швидкість обертання вала 5, 1/с;
 U_0 - передавальне число головної передачі;
 r_k - радіус колеса, м.

У приведеному рівнянні для моменту інерції не враховується вплив мас трансмісії і коліс автомобіля, що обертаються. Для обліку мас елементів трансмісії і коліс, що обертаються, можна користуватися рівнянням

$$j_a = \delta \frac{G_a j}{q} \cdot \frac{r_k^2}{U_0^2},$$

де δ – коефіцієнт обліку мас, що обертаються, його можна підрахувати по виразу у вигляді

$$\delta = 1 + \sigma_1 + \sigma_2 U_{КП}^2,$$

де $U_{КП}^2$ – передавальне число коробки передач.

Для одиночних автомобілів при номінальному навантаженні можна приймати $\sigma_1=0,03\dots0,05$, $\sigma_2=0,04\dots0,04$. Менші значення відносяться до більш важким автомобілям.

За відсутності зчеплення вмикаємо передачу пересуванням шестерні z_4 , користуючись рівнянням кількості руху в застосуванні до обертального руху. Отримаємо вираз для імпульсу моменту, що діє на вал 4 при увімкненні в зачепленні шестерень z_4 і z_3 .

$$Pr_4 \cdot t = (J_a + J_{зч.2}) (\omega'_a - \omega_a). \quad (3.4)$$

Аналогічно для вала 3 матимемо

$$Pr_3 \cdot t = (J_\delta + J_{зч.1}) \cdot \left(\frac{z_2}{z_1} \right) \left(\omega_\delta \cdot \frac{z_1}{z_2} - \omega'_a \cdot \frac{z_4}{z_3} \right), \quad (3.5)$$

де P – окружне зусилля, що діє на зуб'я шестерень 3 і 4 у момент їх увімкнення;

r_4 і r_3 - радіуси початкових кіл шестерень 3 і 4.

Оскільки сила P і час t у момент перемикання передачі для обох шестерень однакові, то користуючись рівнянням (3.4) і (3.5) можна визначити кутову швидкість обертання ω'_a

$$\omega'_a = \frac{(J_\delta + J_{зч.1})U_{КП} \cdot \omega_\delta + (J_a + J_{зч.2})\omega_a}{(J_\delta + J_{зч.1})U_{КП}^2 + (J_a + J_{зч.2})}. \quad (3.6)$$

Користуючись рівнянням (3.4) і (3.6) визначимо імпульс ударного моменту

$$Pr_4 t = \frac{(J_\delta + J_{зч.1}) \cdot (J_a + J_{зч.2}) U_{КП} (\omega_\delta - U_{КП} \cdot \omega_a)}{(J_\delta + J_{зч.1}) U_{КП}^2 + (J_a + J_{зч.2})}. \quad (3.7)$$

У рівняннях (3.6) і (3.7) $U_{КП}$ передавальне число коробки передач.

Якщо процес перемикання передач відбувається при вимкненому зчепленні $J_{зч.1}$, то

$$P_1 r_4 t_1 = \frac{J_{зч.1} \cdot (J_a + J_{зч.2}) U_{КП} (\omega_\delta - U_{КП} \cdot \omega_a)}{J_{зч.1} \cdot U_{КП}^2 + (J_a + J_{зч.2})}. \quad (3.8)$$

Імпульс моменту $P_1 r_4 t_1$ прямо пропорційний добутку моментів інерції $J_{зч.1}(J_a + J_{зч.2})$, отже удар між зуб'ями шестерень виходить тим менше, чим менше момент інерції $J_{зч.1}$. Оскільки момент інерції $J_{зч.1}$ зазвичай у багато разів менше моменту інерції $(J_a + J_{зч.2})$, то і добуток $J_{зч.1} \cdot U_{КП}^2$ в знаменнику значно менше суми $(J_a + J_{зч.2})$. Тому при однаковому значенні різниці кутових швидкостей $(\omega_\delta - U_{КП} \cdot \omega_a)$ імпульс моменту, а отже, і ударне навантаження на зуб'я шестерень збільшується у міру збільшення передавального числа $U_{КП}$.

Порівнюючи рівняння (3.7) з рівнянням (3.8) знаходимо, що імпульс моменту, а отже, і ударне зусилля P при однаковому значенні різниці $(\omega_\delta - U_{КП} \cdot \omega_a)$ кутових швидкостей вельми помітно зменшується якщо перемикання проводити при вимкненому зчепленні $J_{зч.1}$. Співвідношення між імпульсами $P_1 t_1$ і $P t$ визначається по виразу

$$\frac{P_1 \cdot t_1}{P t} = \frac{J_{зч.1} \left[\left(1 + \frac{J_{зч.1}}{J_\delta} \right) \cdot U_{КП}^2 + \frac{J_a + J_{зч.2}}{J_\delta} \right]}{\left[J_{зч.1} \cdot U_{КП}^2 + (J_a + J_{зч.2}) \right] \cdot \left(1 + \frac{J_{зч.1}}{J_\delta} \right)}, \quad (3.9)$$

Оскільки момент інерції $J_{зч.1}$ частин зчеплення, що вмикаються, зазвичай у багато разів менше моменту інерції J_δ , то, нехтуючи відношенням $J_{зч.1} / J_\delta$, отримаємо остаточно

$$\frac{P_1 \cdot t_1}{P t} = \frac{U_{КП}^2 + \frac{J_a + J_{зч.2}}{J_\delta}}{U_{КП}^2 + \frac{J_a + J_{зч.2}}{J_{зч.1}}}, \quad (3.10)$$

Згідно рівнянню (3.9) зниження імпульсу $P_1 t_1$ в порівнянні з імпульсом Pt виходить тим більше, чим менше момент інерції $J_{зч.1}$ частини зчеплення, що вимикається.

З аналізу рівняння (3.10) виходить, що зниження ударного навантаження на зуб'я шестерень, отримуване завдяки вимкненню зчеплення $J_{зч.1}$, зменшується при збільшенні передавального числа $U_{КП}$.

Розглянемо процес перемикання шестерень при вимкненому зчепленні 2.

На підставі виразу (3.7), приймаючи $J_a = 0$ отримаємо

$$P_2 r_4 t_2 = \frac{(J_\delta + J_{зч.1}) \cdot J_{зч.2} \cdot U_{КП} (\omega_\delta - U_{КП} \cdot \omega_a)}{(J_\delta + J_{зч.1}) U_{КП}^2 + J_{зч.2}}. \quad (3.11)$$

Користуючись рівняннями (3.7) і (3.11) отримуємо відношення імпульсів

$$\frac{P_2 \cdot t_2}{Pt} = \frac{J_{зч.2} \left[\left(1 + \frac{J_{зч.2}}{J_\delta} \right) U_{КП}^2 + \frac{J_a + J_{зч.2}}{J_\delta} \right]}{(J_a + J_{зч.2}) \left[\left(1 + \frac{J_{зч.1}}{J_\delta} \right) U_{КП}^2 + \frac{J_{зч.2}}{J_\delta} \right]}, \quad (3.12)$$

Нехтуючи в цьому рівнянні вельми малими величинами $J_{зч.1}/J_\delta$ і $J_{зч.2}/J_\delta$, отримуємо остаточно

$$\frac{P_2 \cdot t_2}{Pt} = \frac{U_{КП}^2 + \frac{J_a}{J_\delta}}{U_{КП}^2 + U_{КП}^2 \frac{J_a}{J_{зч.2}}}, \quad (3.13)$$

Згідно рівняння (3.13) зниження ударного імпульсу виходить тим більше, чим менше момент інерції $J_{зч.2}$ частини зчеплення, що вимикається. Збільшення передавального числа $U_{КП}$ в даному випадку сприяє зниженню імпульсу $P_2 t_2$. Таким чином передавальне число $U_{КП}$, залежно від розташування зчеплення, по різному впливає на зміну ударного навантаження на зуб'я шестерень. При великих значеннях передавального числа $U_{КП}$ зчеплення доцільно ставити на веденому валі 5 (зчеплення $J_{зч.2}$). При малих же значеннях передавального числа $U_{КП}$ (вищі передачі) зчеплення доцільно ставити на провідному валу 1 (зчеплення $J_{зч.1}$).

Проте розташування зчеплення на веденому валу коробки передач при великих передавальних числах $U_{КП}$ небажано, оскільки велика величина передаваного моменту викликає збільшення розмірів механізму зчеплення.

Введення двох механізмів зчеплення ускладнює конструкцію трансмісії при незначному зменшенні ударного навантаження на зуб'я шестерень. Тому зчеплення завжди встановлюють на ведучому валу 1, а максимальне зниження ударного навантаження на зуб'я шестерень забезпечується вибором мінімальної величини моменту інерції $J_{зч.1}$ відомої частини зчеплення і зменшення різниці ($\omega_0 - U_{КП} \cdot \omega_a$).

Для подальшого зменшення ударного навантаження на перемикальні деталі коробки передач в конструкцію останньою вводять спеціальний механізм – синхронізатор.

Підрахунки показують, що ударний імпульс при увімкненому зчепленні в 50-200 разів більше ударного імпульсу, що виникає при перемиканні передачі з вимкненим зчепленням. Так, ЯМЗ як одну з умов вибору розмірів зчеплення для автомобілів великої вантажопідйомності приймає, що момент інерції одного веденого валу не повинен перевищувати $1,5 \text{ кгс} \cdot \text{см} \cdot \text{с}^2$.

Хороше відведення тепла від поверхонь, що труться.

При буксуванні зчеплення (рушанні автомобіля і перемикання передач при русі) на поверхнях тертя виділяється тепло, яке призводить до зниження коефіцієнта тертя і нагріву деталей зчеплення до високої температури, що у свою чергу приводить до виходу зчеплення з ладу (короблення дисків, поява тріщин на натискному диску, відпустка пружин та ін.).

Для зниження температури поверхонь, що труться, необхідно при конструюванні зчеплення передбачити:

- хорошу вентиляцію зчеплення;
- для кращого відведення тепла натискний диск робити масивним.

Оберігання трансмісії від динамічних навантажень.

Встановлено, що найбільші динамічні навантаження в трансмісії автомобіля виникають при різкому увімкненні зчеплення.

Інерційний момент, що передається через трансмісію при різкому увімкненні зчеплення, прямо пропорційний коефіцієнту жорсткості C трансмісії і куту закручування α її валів

$$M_j = C \cdot \alpha. \quad (3.14)$$

Елементарна робота при закручуванні валів визначиться

$$dA = C \cdot \alpha \cdot d\alpha.$$

Інтегруючи отримаємо

$$A = C \frac{\alpha^2}{2}.$$

У момент різкого увімкнення зчеплення кінетична енергія мас двигуна, що обертаються, витрачається на закручування валів трансмісії

$$J_\partial \frac{\omega_\partial^2}{2} = C \frac{\alpha^2}{2},$$

Звідки

$$\alpha = \omega_0 \sqrt{\frac{J_0}{C}}.$$

Підставивши у формулу значення α отримаємо

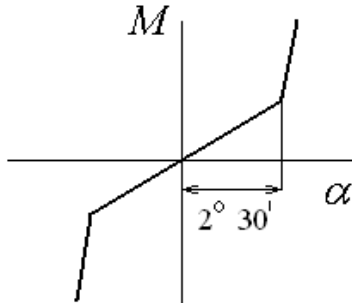
$$M_j = \omega_0 \sqrt{J_0 \cdot C}. \quad (3.15)$$

Аналіз виразу (3.15) показує, що інерційний момент в значній мірі залежить від жорсткості трансмісії.

Отже, включення в трансмісію пружного елементу може значно понизити інерційний момент.

Таким елементом є гаситель крутильних коливань.

Рациональним підбором пружин гасителя крутильних коливань можна забезпечити нелінійність пружної характеристики трансмісії



M – крутний момент, Н·м;

α – кут стиску пружин гасителя та валів трансмісії, град.

Рисунок 3.4 – Пружна характеристика пружин гасителя коливань

При такій пружній характеристиці практично усувається можливість виникнення резонансу.

Мінімальна витрата фізичних зусиль на управління (можливість автоматизації процесу увімкнення і вимкнення зчеплення).

Зусилля на педаль $P_{\text{пед.}}$, необхідне для утримання зчеплення у вимкненому положенні може бути визначено по виразу

$$P_{\text{пед.}} = \frac{P_{\Sigma \text{max}}}{U_{\text{п.зч.}} \cdot \eta_{\text{п.зч.}}}, \quad (3.16)$$

де $P_{\Sigma \text{max}}$ - сумарна сила натискних пружин при вимкненому зчепленні;

$U_{\text{п.зч.}}$ - передавальне число приводу вимкнення зчеплення;

η - к.к.д. приводу вимкнення зчеплення.

Для максимального полегшення управління автомобілем необхідно, щоб зусилля на педаль не перевершувало 100...150 Н.

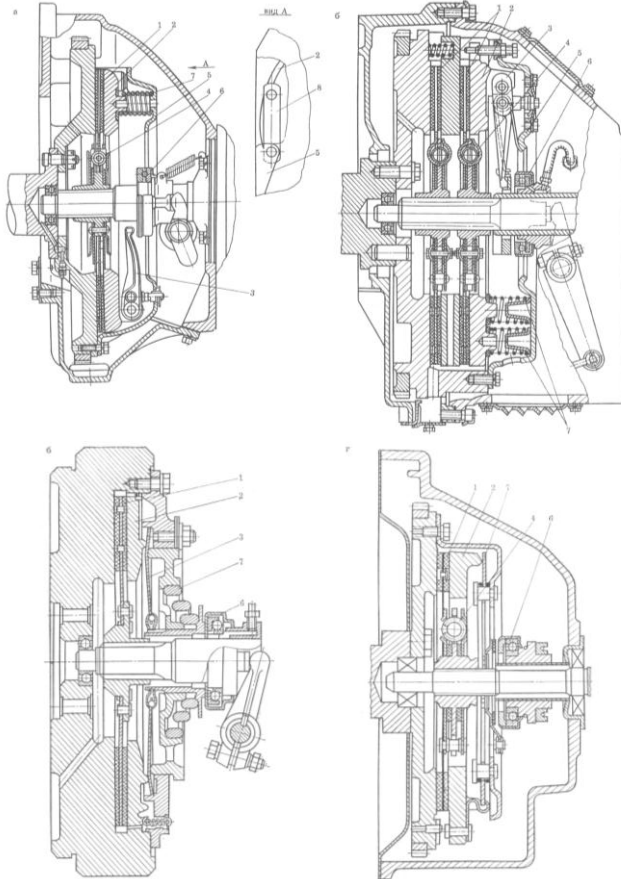
***Простота пристрою і обслуговування.
Хороша врівноваженість.***

4 КОНСТРУКЦІ ЗЧЕПЛЕНЬ ТА ЇХ АНАЛІЗ

Зчеплення з механічним тертям мають переважне розповсюдження. В даний час переважають на автомобілях із ступінчастими трансмісіями однодискові сухі зчеплення. Багатодискові зчеплення з дисками, що працюють в маслі, застосовуються в основному в автоматичних трансмісіях.

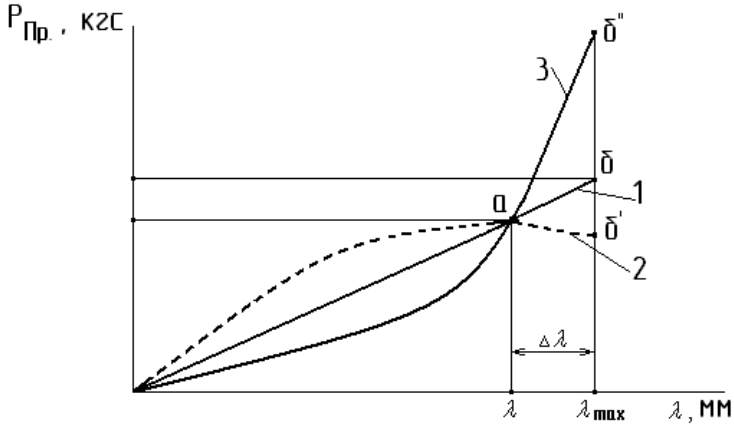
Однодискові зчеплення прості, дешеві, забезпечують хороше відведення тепла від пар, що труться, і цілком надійну роботу. При малих розмірах і вазі вони відрізняються високою зносостійкістю і зручні в обслуговуванні. Проте, якщо передаваний зчепленням момент $M_{\text{зч.}}$ великий, більше 700...800 Н·м (70...80 кгс·м), то діаметр дисків однодискового зчеплення стає великим. Застосування двох- і багатодискових зчеплень дозволяє зменшити діаметр дисків, а разом з тим і розміри зчеплення, хоча конструктивно ці зчеплення складніше однодискових (рис. 4.1, б).

Конструкція, розміри і характеристики зчеплень в значній мірі визначаються типом натискних пружин (рис. 4.1). У автомобільних зчепленнях застосовують циліндричні, конічні і тарілчасті (діафрагмові) пружини. Їх порівняльні характеристики показані на рис. 4.2.



1 – відомий диск, 2 – натискний диск, 3 – віджимні важелі, 4 – гаситель, 5 – кожух, 6 – вижимний підшипник, 7 – натискні пружини, 8 – пластини

Рисунок 4.1 – Типові конструкції однодискового - ЗІЛ-130 (а) і дводискового – ЯМЗ-236 (б) зчеплень з периферійно розташованими пружинами, однодискових зчеплень з центральною конічною пружиною – МАЗ-200 (в) і з тарілчастою пружиною - ВАЗ (г)



1 – циліндрична, 2 – діафрагмова, 3 – конічна;
 a – зчеплення увімкнено; \bar{b} , \bar{b}' , \bar{b}'' – зчеплення вимкнено

Рисунок 4.2 – Характеристика натискних пружин

Циліндрові пружини мають лінійну характеристику у всьому робочому діапазоні. Характеристика конічної пружини до посадки витків також є лінійною, потім у міру виключення витків з роботи жорсткість пружини збільшується. Це є недоліком, оскільки обумовлює збільшення зусилля при виключенні зчеплення і значне зниження натискного зусилля при зношуванні фрикційних накладок. Найбільш сприятлива характеристика тарілчастої (діафрагмової) пружини, зусилля якої в робочому діапазоні змінюється трохи при виключенні зчеплення і зношуванні фрикційних накладок.

Перевага зчеплень тарілчастого (діафрагмового) типу в порівнянні з важільно-пружинним наступні:

- підвищена довговічність;
- покращена плавність вмикання зчеплення;
- збереження натискного зусилля (моменту тертя) у міру зносу фрикційної накладки веденого диска протягом всього терміну служби зчеплення;
- простота конструкції;
- невелика кількість деталей;
- відсутність регулювань;

- можливість механізації процесу збірки;
- зменшення витрати сталевих прокату, виключення сталевих литва.

В таблиці 4.1 представлені порівняльні дані по кількості і масі деталей важільно-пружинних і діафрагмових зчеплень.

Таблиця 4.1 – Порівняльні дані по кількості і масі деталей важільно-пружинного і діафрагмового зчеплень

Модель зчеплення	Найменування деталі													
	Кожух натискного диска		Натискний диск		Діафрагмова пружина		Деталі, що пов'язують натискний диск з кожухом зчеплення		Деталі кріплення натискної пружини		Деталі механізму відведення натискного диска		Деталі захисту кінців важелів	
	кіль.	маса, кг	кіль.	маса, кг	кіль.	маса, кг	кіль.	маса, кг	кіль.	маса, кг	кіль.	маса, кг	кіль.	маса, кг
Важільно-пружинне зчеплення ЗПД 4331	1	6,55	1	16,150	-	-	24	0,39	-	-	212	1,507	9	0,513
Діафрагмове зчеплення типу GM380K	1	10,022	1	17,6	1	2,342	24	0,312	13	0,511	-	-	-	-
Діафрагмове зчеплення типу 380DS	1	6,345	1	16,4	1	1,834	36	0,3895	27	1,465	-	-	-	-
Діафрагмове зчеплення ЗПД E4331	1	10,4	1	17,6	1	2,05	24	0,327	13	0,507	-	-	-	-

5 ВИБІР РОЗМІРІВ І ПАРАМЕТРІВ ЗЧЕПЛЕННЯ

Основні розміри і параметри зчеплення: зовнішній D і внутрішній d діаметри фрикційних накладок ведених дисків; число ведених дисків z_0 ; коефіцієнт запасу зчеплення β ; натискне зусилля пружин P_n ; розрахунковий коефіцієнт тертя μ ; число z_L і жорсткість C_{II} натискних пружин; питоме навантаження q на фрикційні накладки.

Вказані параметри повинні відповідати вимогам ДОСТ 12238-76 і ДОСТ 1786-80, в яких вказані зовнішні діаметри ведених дисків зчеплення, частота обертання і крутні моменти двигунів, обумовлені ти-

пи, основні параметри, розміри, технічні вимоги й методи випробувань азбестових фрикційних накладок.

При проектуванні зчеплення в першу чергу вибирають по ДОСТ 12238-76 число ведених дисків z_d і розміри фрикційних накладок (зовнішній D , внутрішній d діаметри і товщину δ) залежно від максимального моменту двигуна $M_{d \max}$.

При $M_{d \max} \leq 465 H \cdot m$ проектоване зчеплення повинне бути одnodисковим, при більших моментах воно може бути одно-або дводисковим. Для всіх типів автомобілів $D=190 \dots 400$ мм, для дводискових зчеплень $D=340 \dots 400$ мм. Товщина фрикційних накладок $\delta = 3,0 \dots 3,5$ мм для легкових автомобілів та $\delta = 4,0 \dots 5,0$ мм для вантажних.

Потім задаються коефіцієнтом запасу зчеплення, рівним відношенню моменту тертя зчеплення до максимального моменту двигуна – $\beta = M_{зч.} / M_{d \max}$, звідки $M_{зч.} = \beta M_{d \max}$.

Значення β вибирається з урахуванням неминучої зміни (зменшення) коефіцієнта тертя накладок при експлуатації усадки натискних пружин, наявності можливості регулювання натискного зусилля, числа ведених дисків. Із-за усадки пружин зменшення β складає 8...10%, зношування накладок – 15...20%, сумарне падіння β складає 23...30%. Середні значення β для легкових автомобілів - 1,2...1,75; для вантажних - 1,5...2,2; для автомобілів підвищеної і високої прохідності - 1,8...3,0.

Натискне зусилля P_n визначається виходячи з моменту тертя $M_{зч.}$, вираженого через параметри зчеплення. Момент тертя на поверхні диска (рис. 5.1)

$$M_{\mu} = F_{\mu} r_{\mu}, \quad (5.1)$$

де F_{μ} - повна тангенціальна сила тертя;

r_{μ} - радіус тертя, еквівалентний плечу додатку сили F_{μ} , яка рівна сумі всіх елементарних сил тертя.

Елементарна сила і момент тертя

$$dF_{\mu} = \mu dP_n = \mu q dA;$$

$$dM_{\mu} = \mu \rho dP_n = \mu q \rho dA,$$

де dP_n - елементарна нормальна сила, що діє на елементарну площадку dA , яка розташована на радіусі ρ : $dA = 2\pi\rho d\rho$.

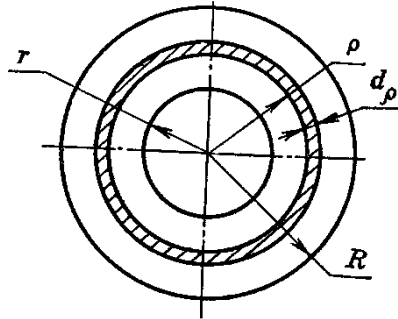


Рисунок 5.1 – Схема для визначення моменту тертя зчеплення

Таким чином

$$dF_{\mu} = 2\pi\mu q\rho d\rho = \mu q dA; \quad dM_{\mu} = 2\pi\mu q\rho^2 d\rho = \mu q dA$$

та

$$F_{\mu} = 2\pi \int_r^R \mu q \rho d\rho; \quad M_{\mu} = 2\pi \int_r^R \mu q \rho^2 d\rho. \quad (5.2)$$

Після підстановки виразу (5.2) в рівняння (5.1) визначається радіус тертя

$$r_{\mu} = \int_r^R \mu q \rho^2 d\rho / \int_r^R \mu q \rho d\rho. \quad (5.3)$$

Звідси витікає, що при постійному значенні μ радіус тертя залежить від закону розподілу навантаження. Для металевих пар тертя, а також пар метал-металокераміка встановлено, що зношування поверхонь тертя відбувається рівномірно. Можна вважати, що швидкість зношування δ_μ пропорційна добутку питомого навантаження на відносну швидкість, ковзання поверхонь тертя $v_{відн.}$.

$$\delta_\mu = k_\mu q v_{відн.},$$

де k_μ - коефіцієнт пропорційності.

При рівномірному зношуванні відповідно до виразу (5.3) навантаження q лінійно зменшується в радіальному напрямі до зовнішньої кромки диска, тобто $q\rho = const$.

В цьому випадку

$$r_\mu = 0,5(r + R) = r_m, \quad (5.4)$$

де r_m - середній радіус накладки.

Ведені диски зчеплень автомобілів володіють істотною податливістю в осьовому напрямі, що обумовлює $q = const$ в усіх точках поверхні тертя. З формули (5.3)

$$r_\mu = \frac{2}{3} \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}. \quad (5.5)$$

Для легкових автомобілів відношення r/R складає приблизно 0,55, для вантажних - 0,7 та

$$r_\mu \approx r_m = 0,5(r + R).$$

З урахуванням числа пар поверхонь тертя ($z_\mu = 2$ для однодискового та $z_\mu = 4$ для дводискового зчеплення)

$$M_{зч.} = k_z \mu z_\mu P_n r_\mu, \quad (5.6)$$

де k_z - коефіцієнт, що враховує зменшення натискного зусилля, P_n , що стискає поверхні, що труться, унаслідок тертя в направляючих пристроях і шліцах провідних і ведених дисків. Для автомобільних зчеплень приймають $k_z=1$. Тоді

$$P_n = \frac{M_{зч.}}{\mu z_\mu r_\mu} = \frac{\beta M_{\delta max}}{\mu z_\mu r_\mu}. \quad (5.7)$$

Коефіцієнт тертя накладок залежить від ряду чинників: матеріалу фрикційних накладок, стану їх поверхонь, відносної швидкості ковзання, питомого навантаження, температури. Його визначають по вирізаних з накладок зразках розміром 22x27 мм на лабораторній машині тертя при строгому дотриманні умов: матеріал контртіла – СЧ 15, середній радіус тертя – 100 мм, окружна швидкість зразків по середній лінії – 7,0...7,5 м/с, температура – (110±10) °С, питоме навантаження – (0,27±0,02) МПа. Визначений за цих умов коефіцієнт тертя складає в середньому 0,30...0,50, в реальних умовах експлуатації зчеплень він декілька нижче. Для розрахунків приймають $\mu=0,22...0,30$.

Питоме навантаження

$$q = P_n / A_n = 4P_n / [\pi(D^2 - d^2)], \quad (5.8)$$

де A_n – площа робочої поверхні однієї сторони фрикційної накладки.

За наявності отворів під заклепки q декілька збільшується (до 5%), але в розрахунках цим можна нехтувати. Тиск повинен бути рівним 0,14...0,30 МПа. Для великовантажних автомобілів рекоменду-

ється $q \leq 0,2$ МПа. Значення q у зчеплень легкових автомобілів складає 0,18...0,23 МПа, а у вантажних – 0,14...0,21 МПа.

З урахуванням формул (5.7) і (5.8) знаходиться число пар тертя $z_{\mu} = (16M_{\text{д max}} \beta) / [\pi \mu q (D-d) (D+d)^2]$, по якому визначається необхідна кількість ведених дисків зчеплення: $z_g = z_{\mu} / 2$. Набутого значення z_g повинне бути не більш за одиницю для однодискових і два – для дводискових зчеплень. При недотриманні цієї умови слід прийняти інші (більші) розміри фрикційних накладок з вказаних в ГОСТ 12238-76.

Число периферійно встановлюваних пружин z_{II} складає для легкових автомобілів 6...18, для вантажних - 12...28. Більші значення відносяться до автомобілів з більшою масою.

Жорсткість пружини C_{II} по можливості слід приймати мінімальною, щоб зношування накладок менше позначалося на зміні моменту тертя зчеплення. Найбільше допустиме значення C_{II} можна визначати з умови забезпечення мінімального коефіцієнта запасу зчеплення

$$C_{II \text{ max}} = F_{II} (1 - \beta_{\text{min}} / \beta) / \delta_{\text{зн}},$$

де $\delta_{\text{зн}}$ – знос накладок, що приймається: $\delta_{\text{зн}}=0,5\delta$ – для приклепуваних і $\delta_{\text{зн}}=1,0\delta$ – для приклеюваних накладок.

У легкових автомобілів $C_{II}=30...40$ Н/мм, у вантажних – $C_{II}=20...40$ Н/мм.

Хід натискного диска повинен забезпечувати повне виключення зчеплення. Зазор між поверхнями тертя приймають для однодискових зчеплень 0,75...1 мм і для дводискових – 0,5...0,75 мм. Таким чином, хід натискного диска у однодискових зчеплень складає 1,5...2 мм, у дводискових – 2...3 мм.

6 РОЗРАХУНОК ПОКАЗНИКІВ НАВАНТАЖЕНОСТІ ЗЧЕПЛЕННЯ

Показниками навантаженості зчеплення, що визначають його термін служби є:

- питома робота буксування при русі автомобіля з місця;
- підвищення температури при нагріві провідного диска за одне включення.

Питома робота буксування рівна роботі буксування, віднесеній до площі тертя ведених дисків

$$A_{num} = \frac{A_{\sigma}}{F_{\Sigma}} = 4A_{\sigma} [\pi(D^2 - d^2) - Z_3 \pi d_3^2] \cdot Z_{\mu}, \quad (6.1)$$

де D і d – зовнішній і внутрішній діаметри фрикційної накладки відповідно;

Z_3 – число заклепок;

d_3 – діаметр головки заклепки;

Z_{μ} – число поверхонь тертя.

Робота буксування визначається із залежності

$$A_{\sigma} = \int_0^{t_6} M_{зч.}(t) (\omega_{\delta} - \omega_a) dt, \quad (6.2)$$

де t_6 – кінцеве значення часу буксування (руху з місця);

$M_{зч.}(t)$ – момент тертя зчеплення;

ω_{δ} і ω_a – кутова швидкість відповідно провідних і ведених дисків.

$M_{зч.}(t)$, ω_{δ} і ω_a є змінними в часі і характер їх зміни визначається властивостями автомобіля і зчеплення, умовами руху, а також кваліфікацією водія (рис. 6.1, а). Залежно від допущень, що приймаються, і законів зміни вказаних змінних отримують різні формули для визначення A_{σ} .

Роботу буксування A_{σ} визначатимемо при наступних допущеннях:

- кутова швидкість колінчастого валу двигуна в процесі включення зчеплення постійна ($\omega_D = \text{const}$);
- крутний момент двигуна рівний передаваному зчепленням моменту, росте пропорційно часу

$$M_o = M_{зч.} = Kt, \quad (6.3)$$

де K – коефіцієнт пропорційності і рівний $K=100\dots250$ Н·м/с для легкових автомобілів і $K=200\dots750$ Н·м/с для вантажних автомобілів і автобусів;

- момент опору руху автомобіля постійний ($M_o = \text{const}$).

Розрахункова схема при прийнятих допущеннях представлена на рис. 6.1, б.

Для визначення роботи буксування (тертя) при включенні автомобільного зчеплення розглянемо модель двигун-автомобіль, представлену на рис. 6.1, в.

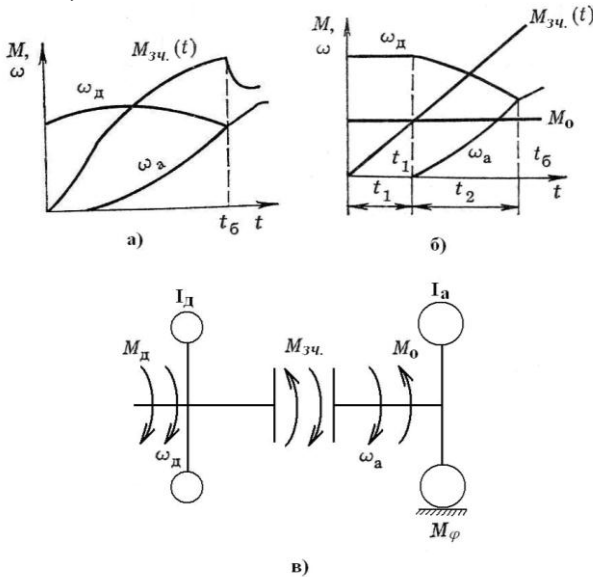


Рисунок 6.1 – Розрахункова схема для визначення роботи буксування (тертя) при увімкненні зчеплення

Прийняті позначення на схемі:

I_δ – момент інерції двигуна (деталей, що обертаються і поступально рухомих, з маховиком);

I_a – момент інерції маховика, що замінює маси поступально рухомого автомобіля, коліс і деталей трансмісії, приведеного до первинного валу коробки передач;

M_o – крутний момент двигуна;

ω_δ – кутова швидкість колінчастого валу двигуна;

ω_a – кутова швидкість веденого диска зчеплення;

M_o – момент опору руху автомобіля, приведений до веденої частини зчеплення.

Момент інерції I_a визначають з виразу

$$I_a = \frac{\delta(G_a + G_{np.})}{g} \cdot \frac{r_k^2}{u_{mp.}^2}, \quad (6.4)$$

де G_a – повна вага автомобіля, кг;

$G_{np.}$ – повна вага причепа (напівпричепа), кг;

δ – коефіцієнт, що враховує вплив мас автомобіля і причепа (напівпричепа), що обертаються;

r_k – радіус кочення колеса, м;

$u_{mp.}$ – передавальне число трансмісії.

Момент опору руху автомобіля, приведений до валу, на якому встановлений ведений диск зчеплення (первинному валу коробки передач), визначають з виразу

$$M_o = \left[(G_a + G_{np.}) \cdot \psi + \frac{K_{\Pi} F v_a^2}{3,6^2} \right] \cdot \frac{r_k}{u_{mp.} \cdot \eta_{mp.}}, \quad (6.5)$$

де ψ – коефіцієнт опору дороги;

K_{Π} – коефіцієнт опору повітря;

F – площа проекції автомобіля у напрямі його руху, м²;

v_a – швидкість руху автомобіля, км/год.;

$\eta_{mp.}$ – коефіцієнт корисної дії (к.к.д.) трансмісії.

При русі автомобіля з місця і перемиканні передач на малих швидкостях руху, другий член в квадратних дужках при визначенні M_o приймають рівним нулю.

Процес буксування зчеплення при русі автомобіля з місця спрощено можна представити таким, що складається з двох етапів (рис. 6.1, б). На першому етапі тривалістю t_1 момент тертя зчеплення $M_{зч.}(t)$ і крутний момент двигуна наростають лінійно

$$M_{зч.}(t) = k t_1; \quad M_o(t) = k t_1, \quad (6.6)$$

де k – темп включення зчеплення, визначуваний, в основному, водієм.

Приймають $k=100\dots250$ Н·м/с для легкових і $k=200\dots750$ Н·м/с для вантажних автомобілів.

У наслідок рівності цих моментів швидкість обертання вала двигуна залишається постійною і рівною початковою ω_o . Автомобіль на першому етапі буксування зчеплення залишається нерухомим.

На другому етапі буксування тривалість $t_2 = t_o - t_1$ (t_o – повний час буксування зчеплення) автомобіль починає прискорюватись від $\omega_a=0$ при лінійному наростанні $M_{зч.}(t)$ з колишнім темпом і постійному моменті двигуна, рівному $M_o = M_{зч.} = k t_1$. Швидкість обертання колінчастого вала двигуна на цьому етапі зменшується із-за гальмування з боку зчеплення. Кінець етапу – припинення буксування зчеплення у момент часу t_o унаслідок вирівнювання швидкостей ω_o і ω_a .

Робота буксування на першому етапі

$$A_{o_1} = \int_0^{t_1} M_{зч.}(t) (\omega_o - \omega_a) dt.$$

Оскільки $M_{зч.}(t) = k t$, $\omega_a = 0$, $\omega_o = \omega_0 = const$,

$$A_{o_1} = \int_0^{t_1} k t \omega_0 dt = 0,5 k \omega_0 t_1^2$$

і оскільки в кінці періоду $M_{зч.} = M_o$, тобто $kt_1 = M_o$

$$A_{\sigma_1} = 0,5 \omega_0 M_o^2 / k.$$

На другому етапі відповідно до прийнятих допущень

$$M_{\partial} = M_o, \quad M_{зч.}(t) = M_o + kt$$

$$A_{\sigma_2} = \int_{t_1}^{t_2} M_{зч.}(t) (\omega_{\partial} - \omega_a) dt = \int_0^{t_2} (M_o + kt) (\omega_{\partial} - \omega_a) dt.$$

Швидкості ω_{∂} і ω_a для цього етапу можна знайти з рівнянь руху мас I_{∂} і I_a

$$I_{\partial} \omega_{\partial} = M_{\partial} - M_{зч.} = -kt; \quad I_a \omega_a = M_{зч.} - M_o = kt.$$

З цих рівнянь

$$\omega_{\partial} = \omega_a - 0,5kt^2 / I_{\partial}, \quad \omega_a = 0,5kt^2 / I_a,$$

$$\omega_{\partial} - \omega_a = \omega_0 - 0,5kt^2 / I_{\partial}, \quad (6.7)$$

де $I = I_{\partial} I_a / (I_{\partial} + I_a)$.

В кінці другого етапу $\omega_{\partial} = \omega_a$ отже, з виразу (6.7)

$$t_2 = \sqrt{2\omega_0 I / k}.$$

Робота буксування на другому етапі

$$\begin{aligned} A_{\sigma_2} &= \int_0^{t_2} (M_o + kt) (\omega_0 - 0,5kt^2 / I) dt = \omega_0 \int_0^{t_2} (M_o + kt) (1 - t^2 / t_2^2) dt = \\ &= \omega_0 \left(\frac{2}{3} M_o \sqrt{2\omega_0 I / k} + \frac{1}{2} \omega_0 I \right). \end{aligned}$$

Повна робота буксування

$$A_{\sigma} = A_{\sigma_1} + A_{\sigma_2} = \omega_0 \left(\frac{M_o^2}{2k} + \frac{\omega_0 I}{2} + \frac{2}{3} M_o \sqrt{2\omega_0 I / k} \right) = \frac{I^2 \omega_0}{2} + M_o \omega_0 \left(\frac{M_o}{2k} + \frac{2}{3} \sqrt{2\omega_0 I / k} \right). \quad (6.8)$$

На підставі вітчизняного і зарубіжного досвіду для розрахунку навантаженості зчеплень можна рекомендувати формулу

$$A_{\sigma} = 0,5 I_a \omega_0^2 M_{\Delta_{max}} / (M_{\Delta_{max}} - M_o), \quad (6.9)$$

яка виведена в пропозиції, що швидкість ω_{Δ} і моменти M_{Δ} , $M_{зч.}$ і M_o в процесі буксування зчеплення залишаються постійними, а $M_{\Delta} = M_{\Delta_{max}}$.

Швидкості обертання колінчастого валу двигуна, що рекомендуються: $\omega_0 = \omega_{\Delta_{max}}$ або $\omega_0 = 0,75 \omega_{N_{max}}$ - для автомобілів відповідно з бензиновими або дизельними двигунами; ω_M і ω_N - швидкості обертання колінчастого валу, відповідні максимальному моменту і потужності двигуна.

Згідно ДОСТ 1786-74

$$A_{\sigma} = \frac{M_{зч.} \cdot I_a \omega_{\Delta}^2 b}{\frac{2}{3} (M_{\Delta_{max}} - M_o)}.$$

При розрахунках приймати

$$M_{зч.} = M_{\Delta}; \quad I_a = \frac{\delta(G_a - G_{np.})}{g} \cdot \frac{r_k^2}{u_{mp.}^2},$$

$$M_o = \left(G_a \cdot \psi r_\kappa + \frac{kFv_a^2}{13} \cdot r_\kappa \right) \frac{1}{u_{mp.}}$$

$b = 1,23$ – бензинові,

$b = 0,72$ – дизельні.

ЯМЗ спільно з МАМІ запропонували

$$A_o = \frac{5,6 G_a M_{\delta \max} \left(\frac{n_0}{100} \right)^2 r_\kappa^2}{u_{mp.} (0,95 M_{\delta \max} u_{mp.} - G_a \cdot \psi r_\kappa)},$$

$$n_0 = 0,75 n_{\delta \max},$$

$n_{\delta \max}$ - максимальна частота обертання валу двигуна.

При використанні формули (6.8) приймають $\psi=0,1$ і розрахунок ведуть для легкових автомобілів на I передачі, для вантажних – на II, а за наявності дільника в коробці передач – на II передачі в основній коробці передач і нижчій передачі дільника. Значення $A_{num.}$ для вітчизняних автомобілів, розраховані по формулі (6.8), не перевищують 160 Дж/см².

При розрахунку зчеплень великовантажних автомобілів по формулі (6.9) приймають для I передачі $\psi=0,02$ і 0,16 для II – $\psi=0,02$. Гранічні значення $A_{num.}$, що рекомендуються, складають на I передачі $A_{num.}=20$ при $\psi=0,02$ і $A_{num.}=65$ при $\psi=0,16$, II – $A_{num.}=40$ при $\psi=0,02$. Розрахунки показують, що більшість вантажних автомобілів забезпечують значення $A_{num.}$, що рекомендуються, а для легкових автомобілів на I передачі і $\psi=0,02$ - $A_{num.}=50 \dots 70$ Дж/см².

При встановленні законів зміни $M_{зч.}$, ω_δ і ω_a у часі можна також скористатися рекомендаціями, а саме:

$$- \text{функції } M_{зч.} = f(t_\delta) \quad \omega_\delta = f(t_\delta); \quad \omega_\delta = f(t_\delta) \text{ и } \omega_a = f(t_\delta)$$

приймають в залежності від умов експлуатації, в яких відомі типи автомобілів працюють загальну частину свого терміну служби;

- до включення зчеплення ведений вал нерухомий, тобто $\omega_a = 0$;

- ведучий і ведений вали зчеплення абсолютно жорсткі;

- момент опору руху автомобіля постійний, тобто $M_o = const$.

При русі з місця:

- вантажних автомобілів і автобусів з карбюраторними і дизельними двигунами на горизонтальних ділянках доріг з твердим покриттям, підйомах різної величини на дорогах з твердим покриттям, горизонтальних ділянках ґрунтових доріг;

- автопоїздів з карбюраторними і дизельними двигунами на горизонтальних ділянках доріг з твердим покриттям і горизонтальних ділянках ґрунтових доріг;

- легкових автомобілів з бензиновими двигунами на горизонтальних ділянках доріг з твердим покриттям залежність $M_{зч.}$ від часу виражається рівнянням

$$M_{зч.} = M_{зч. max} \cdot \left[1 - \frac{(t - t_{\delta})^2}{t_{\delta}^2} \right], \quad (6.10)$$

а залежність ω_{δ} від часу

$$\omega_{\delta} = \omega_{max} - \left(t - \frac{t_{\delta}}{2} \right)^2 \cdot \frac{4(\omega_{max} - \omega_{\Pi})}{t_{\delta}}, \quad (6.11)$$

де ω_{Π} і ω_{max} – початкова і максимальна кутова швидкість провідних частин зчеплення.

Початкове значення кутової швидкості ведучої частини зчеплення при русі автомобіля з місця визначається з виразу (6.17)

$$\omega_{\Pi} = \frac{\pi}{30} \left(\frac{n_{M_{\delta max}}}{3} + 1500 \right), \quad (6.12)$$

де $n_{M_{\delta max}}$ – частота обертання валу двигуна при максимальному моменті, об/хв.

Максимальна кутова швидкість ω_{max} ведучих частин зчеплення визначається з виразу

$$\omega_{max} = h \cdot \omega_{\Pi},$$

де h – коефіцієнт, що характеризує кут нахилу функції $\omega_{\partial} = f(t_{\partial})$ і при розрахунках слід приймати: для бензинових двигунів – 2,2; для дизелів – 1,1.

Для визначення функції $\omega_a = f(t_{\partial})$ скористаємося рівнянням кількості руху для веденої системи зчеплення-автомобіль

$$M_{зч.} = M_o + I_a \cdot \frac{d\omega_1}{dt}, \quad (6.13)$$

Підставивши в рівняння (6.13) значення $M_{зч.}$ з рівняння (6.10) після інтеграції і перетворень отримаємо

$$\omega_a = \frac{t}{I_a} \left(-\frac{M_{зч. \max} \cdot t^2}{3t_{\partial}^2} + \frac{M_{зч. \max} \cdot t}{t_{\partial}} - M_o \right). \quad (6.14)$$

Підставляючи (6.10), (6.11) і (6.14) в рівняння (6.15) після інтеграції і перетворень отримаємо

$$A_{зч.} = M_{зч. \max} \cdot \frac{I_a \cdot \omega_{\Pi}^2}{\frac{2}{3} M_{зч. \max} - M_o} \left(\frac{\frac{7}{3} h + 1}{5} - \frac{M_{зч. \max} - \frac{15}{8} \cdot M_o}{3M_{зч. \max} - \frac{9}{2} \cdot M_o} \right), \quad (6.15)$$

У рівнянні (6.15) значення I_a і M_o знаходяться по рівняннях (6.4) і (6.5), а значення $M_{зч. \max}$ із зовнішньої швидкісної характеристики двигуна або технічної характеристики відповідного автомобіля при

швидкості ω_{II} , тобто слід вважати, що в кінці буксування зчеплення $M_{зч. \max} = M_{\delta \max}$.

Для небагатьох випадків, що в основному відносяться до руху автопоїздів на підйомах з II-ой передачі або на великих підйомах, залежність $M_{зч.}$ від часу описується рівнянням (6.10), ω_{δ} рівнянням

$$\omega_{\delta} = const, \quad (6.16)$$

а функція $\omega_a = f(t_{\delta})$ рівнянням (6.14).

Підставляючи (6.10), (6.14) і (6.16) в рівняння (6.17), після інтеграції і перетворень отримаємо

$$A_{зч.} = M_{зч. \max} \cdot \frac{I_a \cdot \omega_{II}^2}{\frac{2}{3} M_{зч. \max} - M_o} \left(\frac{2}{3} - \frac{M_{зч. \max} - \frac{15}{8} \cdot M_o}{3 M_{зч. \max} - \frac{9}{2} \cdot M_o} \right), \quad (6.17)$$

Для випадків руху автомобілів, що відносно рідко зустрічаються, на підйомах, близьких до максимально граничним, залежність $M_{зч. \max}$ від часу виражається рівнянням (6.10), функція $\omega_{\delta} = f(t_{\delta})$ рівнянням

$$\omega_{\delta} = \omega_{II} \left(1 - h \frac{t}{t_{\delta}} \right), \quad (6.18)$$

а функція $\omega_a = f(t_{\delta})$ рівнянням (6.14).

Підставляючи (6.10), (6.18) і (6.14) в рівняння (6.19), після інтеграції і перетворень отримаємо

$$A_{зч.} = \frac{(1-h) \cdot M_{зч. max} \cdot I_a \cdot \omega_n^2}{\frac{2}{3} M_{зч. max} - M_o} \cdot \left[\frac{2}{3} - \frac{5}{12} h - \frac{(1-h) \cdot M_{зч. max} - \frac{15}{8} \cdot M_o}{3 M_{зч. max} - \frac{9}{12} \cdot M_o} \right], \quad (6.19)$$

При визначенні роботи буксування в часі (6.19) слід мати на увазі, що у зв'язку з порівнянням ω_δ і ω_Π до кутової швидкості синхронізації $\omega_c = h \cdot \omega_\Pi$, коли момент тертя зчеплення із зовнішнього, такого, що визначає початок руху автомобіля, перетворюється на внутрішній момент, що навантажує трансмісію, при визначенні $M_{зч. max}$ до моменту, визначеного із зовнішньої характеристики двигуна (при ω_Π), необхідно додати інерційний момент

$$M_\varepsilon = I_a \cdot \varepsilon_\delta, \quad (6.20)$$

де ε_δ – кутове уповільнення валу двигуна, $1/c^2$.

Тоді максимальний момент тертя зчеплення при русі автомобіля з місця на підйомах, близьких до максимальних, визначається з виразу

$$M_{зч. max} = M_{\delta max} + I_a \cdot \varepsilon_\delta, \quad (6.21)$$

При розрахунках слід приймати:

$\varepsilon_\delta = 50 \dots 80 \text{ } 1/c^2$ – для ДВЗ легкових автомобілів;

$\varepsilon_\delta = 30 \dots 40 \text{ } 1/c^2$ – для ДВЗ вантажних автомобілів;

$h = 0,6$ – для вантажних автомобілів;

$h = 0,4$ – для легкових автомобілів.

При різкому увімкненні зчеплення процес буксування характеризується наступними залежностями:

- момент тертя зчеплення рівнянням

$$M_{зч.} = 4M_{зч. max} \frac{t}{t_\delta} \left(1 - \frac{t}{t_\delta} \right); \quad (6.22)$$

- кутова швидкість провідних частин – рівняння (6.18).

Залежність $\omega_a = f(t_{\delta})$ для даного процесу руху автомобіля з місця описується виразом

$$\omega_a = \frac{t}{I_a} \left(-\frac{4M_{зч. max} \cdot t^2}{3t_{\delta}^2} + \frac{2M_{зч. max} \cdot t}{t_{\delta}} - M_o \right), \quad (6.23)$$

Підставляючи (6.18), (6.22) і (6.23) до рівняння (6.24), після інтегрування отримаємо

$$A_{зч.} = \frac{M_{зч. max} \cdot I_a \cdot \omega_{II}^2 \cdot (1-h)}{2 M_{зч. max} - 3M_o}, \quad (6.24)$$

При обчисленні роботи буксування за формулою (6.24) слід приймати

$$M_{зч. max} = \beta \cdot M_{o max},$$

де β – коефіцієнт запасу зчеплення;

$h=0,6$ – для автомобілів з бензиновими ДВЗ;

$h=0,2$ – для автомобілів з дизельними ДВЗ.

Таким чином, при визначенні роботи буксування (тертя) автомобільного зчеплення необхідно знати:

- повну вагу автомобіля (автопоїзда);
- момент інерції маховика двигуна і провідних частин зчеплення;
- момент інерції коліс і елементів трансмісії автомобіля, що обертаються (автопоїзда);
- радіус кочення коліс;
- передавальне число головної передачі;
- передавальні числа коробки передач та додаткової коробки;
- коефіцієнт опору руху автомобіля;
- максимальний крутний момент двигуна;
- частоту обертання валу двигуна при максимальному крутному моменті;

- коефіцієнт запасу зчеплення.

Розрахунок на нагрів полягає у визначенні підвищення середньої температури натискного диска Δt при руханні автомобіля з місця. При цьому приймають, що тепловіддача в навколишнє середовище відсутня і вся робота буксування перетвориться в теплоту.

Тоді

$$\Delta t = \frac{\gamma A_0}{m_n \cdot c},$$

де γ – частка теплоти, що сприймається натискним (проміжним) диском: $\gamma = 0,5$ – для однодискового зчеплення, $\gamma = 0,25$ – для натискного диска зчеплення, $\gamma = 0,5$ – для проміжних дисків дводискового зчеплення;

m_n – маса диска, кг;

$c = 481,5$ Дж/кг·°С – питома теплоємність чавуну (сталі).

Допустиме підвищення температури за одне увімкнення $\Delta t \leq 10^\circ\text{C}$ для одиночних автомобілів і $\Delta t \leq 20^\circ\text{C}$ для автомобілів з причепом.

7 РОЗРАХУНОК ДЕТАЛЕЙ ЗЧЕПЛЕННЯ НА МІЦНІСТЬ

На міцність розраховуються наступні основні деталі зчеплення: натискні пристрої, маточина веденого диска зчеплення (первинний вал коробки передач), натискні диски, важелі і приводний механізм.

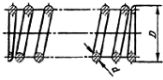


7.1 Розрахунок натискних пристроїв.

Як натискні пристрої можуть бути гвинтові пружини циліндрового круглого перетину, конічні круглого перетину і конічні прямокутного перетину, а також тарілчасті (діафрагмові) пружини.

Розрахунок пружин полягає у визначенні їх розмірів, що забезпечують необхідне натискне зусилля і міцність. При цьому визначається напруга кручення у витках τ , сила тиску пружини на ведений диск (натискне зусилля), осідання пружини (деформація) і коефіцієнт жорсткості пружини.

У табл. 7.1 приведені формули для розрахунку гвинтових пружин.

Таблиця 7.1 - Формули для розрахунку гвинтових пружин

Тип пружини	Циліндрова круглого перетину	Конічна круглого перетину	Конічна прямокутного перетину
Параметр			
Напрута кручення, τ	$\tau = \xi \frac{8P'_{np} D}{\pi d^3}$	$\tau = \frac{8P_{np} D_2}{\pi d^3}$	$\tau = \frac{P_{np} D_2}{2v h t^2}$
Осідання (деформація) пружини, λ	$\lambda = \frac{8iP'_{np} D^3}{Gd^4}$	$\lambda = \frac{16iP_{np} (r_2 + r_1)(r_2^2 + r_1^2)}{Gd^4}$	$\lambda = \frac{2\delta P_{np} (r_2 + r_1)(r_2^2 + r_1^2)}{Gt^4}$
Напськне зусилля, P_{np}	$P_{np} = \frac{Gd^4 \lambda}{8D^3 i}$	$P_{np} = \frac{Gd^4 \lambda}{16i(r_2 + r_1)(r_2^2 + r_1^2)}$	$P_{np} = \frac{Gt^4 \lambda}{2\delta i(r_2 + r_1)(r_2^2 + r_1^2)}$
Жорсткість пружини, C_{np}	$C_{np} = \frac{P_{np}}{\lambda} = \frac{Gd^4}{8D^3 i}$	$C_{np} = \frac{Gd^4}{16i(r_2 + r_1)(r_2^2 + r_1^2)}$	$C_{np} = \frac{Gd^4}{2\delta i(r_2 + r_1)(r_2^2 + r_1^2)}$

Для виконаних конструкцій $\frac{h}{t} = 2,2..2,6$ $i = 3..5$ – число робочих витків (повне число витків $i' = i + (1 \div 2)$).

Відношення $D_1 / D_2 \approx 0,5$.

$P'_{np} = 1,2P_{np}$ - передбачається, що при виключенні зчеплення сила пружини збільшується на 20%. З урахуванням можливості нерівномірного розподілу навантаження по окремих пружинах при їх периферійному розташуванні $P'_{np} = 1,2P_{np} / 0,85$.

Значення коефіцієнтів v і δ залежать від відношення $\frac{h}{t}$

$\frac{h}{t}$	1	1,5	2	2,5	3	4
v	0,208	0,231	0,246	0,258	0,267	0,282
δ	5,57	2,67	1,713	1,256	0,995	0,698

Параметри, які вибираються, повинні задовольняти ДОСТ.

Коефіцієнт ξ враховує кривизну витків і залежить від індексу пружини $c = D / d$.

Значення ξ залежно від C наступні:

D/d	3	4	5	6	7	8	9	10
ξ	1,58	1,40	1,31	1,25	1,21	1,18	1,16	1,14

Пружини виготовляються із сталей: 65, 70, 75, 80 з напругою кручення, що допускається $[\tau]=60..70$ кгс/мм²; 65Г, 70Г, 80Г $[\tau]=70..75$ кгс/мм²; 55С2, 60С2А, 60С3А $[\tau]=85..90$ кгс/мм².

7.2 Розрахунок тарілчастої пружини.

Схема для розрахунку тарілчастої пружини приведена на рис. 7.1, де P_n – сила, що діє на натискний диск, $P_{\text{вимк.}}$ – сила, що діє на пружину при вимкненні зчеплення, D_i – визначається розмірами витискного підшипника зчеплення (наприклад для ВАЗ-2101, ВАЗ-2121 $D_i=39$ мм $\alpha=10..14^\circ$, $h = \frac{D_e - D_a}{2} \operatorname{tg} \alpha$, $H = \frac{D_e - D_i}{D_e - D_a} h$).

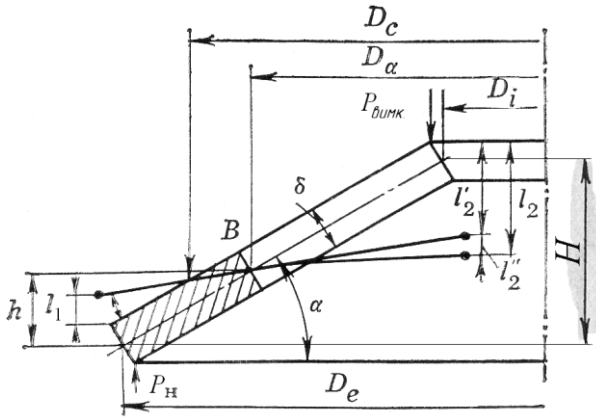


Рисунок 7.1 - Схема для розрахунку тарілчастої пружини

Значення сил P_n і $P_{\text{вимк.}}$ зв'язані залежністю $P_n = P_{\text{вимк.}} \cdot (D_c - D_i) / (D_e - D_c)$, причому

$$P_n = \frac{2}{3} \frac{\pi E}{1 - \mu_n^2} \frac{\delta l_1}{D_e^2} \frac{\ln(1/k_1)}{(1 - k_2)^2} \left[\delta^2 + \left(h - l_1 \frac{1 - k_1}{1 - k_2} \right) \left(h - 0,5 l_1 \frac{1 - k_1}{1 - k_2} \right) \right],$$

$$k_1 = D_a / D_e, \quad k_2 = D_c / D_e;$$

l_1 – переміщення пружини в місці додатку сили P_n унаслідок повороту суцільного кільця;

$$E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}, \quad \mu_n = 0,26;$$

$$\delta = 2,0..2,5 \text{ для легкових автомобілів};$$

$$\delta = 3,0..5 \text{ для вантажних автомобілів};$$

$$l_2 = l'_2 + l''_2,$$

l''_2 - деформація прогину пелюсток пружини, якою при розрахунках можна нехтувати;

$$l_2 \approx l'_2;$$

$$l'_2 = l_1 \frac{D_c - D_i}{D_e - D_c} - \text{переміщення суцільного кільця пружини.}$$

Рекомендується приймати

$$\frac{D_c}{D_a} = 1,2..1,5; \quad \frac{h}{\delta} = 1,5..2,0; \quad \frac{D_e}{D_i} \geq 2,5; \quad \frac{D_e}{\delta} = 75..100 \quad \text{число пелюсток} -$$

8...20.

Відношення h/δ визначає нелінійність пружини. При $h/\delta \geq 1,6$ є велика область постійних значень осьової сили, при $h/\delta \geq 2,8$ можливе вивертання пружини.

При розрахунку на міцність визначають напругу в найбільш навантаженому місці пружини – в середині підстави В пелюстки – при деформації пружини, відповідної її плоскому положенню

$$\sigma = \frac{2P_{\text{визл.}} D_a}{\delta^2 (D_i - D_a)} + \frac{0,5E}{1 - \mu_n^2} \cdot \frac{0,5(D - D_a)\alpha^2 + \delta\alpha}{D_a},$$

$$\text{де} \quad D = \frac{D_e - D_a}{\ln(D_e/D_a)}, \quad \text{tg } \alpha = 2h/(D_e - D_a).$$

Отримана напруга порівнюється з межею текучість матеріалу при розтягуванні (для сталі 60С2А, з якої виготовляють пружину $\sigma = 1400 \text{ МПа}$).

7.3 Розрахунок натискного диска.

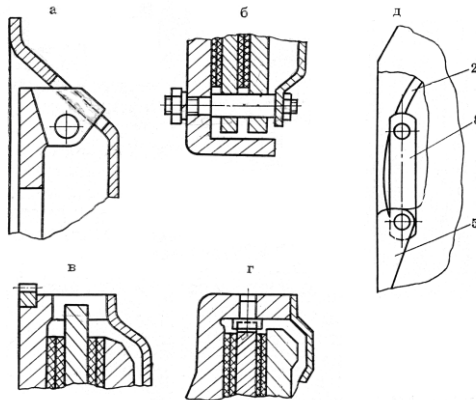
Розрахунок натискного диска зводиться до визначення його геометричних розмірів і маси. Радіальний розмір диска визначається розмірами фрикційної накладки. Товщину диска заздалегідь приймають рівними $(0,045..0,06)D_n$ від зовнішнього діаметру накладки, а потім уточнюють за наслідками теплового розрахунку зчеплення

$$\Delta t = \frac{\gamma A \delta}{m_n c} \leq [\Delta t],$$

звідси

$$m_n = \frac{\gamma A \delta}{c [\Delta t]} \text{ кг.}$$

Ведучі диски виготовляють з сірого чавуну марок Сч21, Сч22, Сч24, Сч26.



а – за допомогою бобишок; б – за допомогою пальців;
в – шліців, шпильок; г – пальців, запресованих в маховик;
д – пружних пластин

Рисунок 7.2 – Варіанти з'єднання ведучих дисків з маховиком

Ведучі диски повинні обертатися разом з маховиком і мати можливість переміщатися в осьовому напрямі. Направляючими пристроями служать виступи (бобишки), шипи, зуб'я або пальці, а також тангенціальні пружні пластини, що рівномірно розташовуються по колу (рис. 7.2).

Ведучий диск розраховують на зім'яння елементів, що сполучають його з маховиком (рис. 7.2 а, б, в, г)

$$\sigma_z = KM_{jmax} / r_k z_g z_k S_k,$$

де K - коефіцієнт, що враховує число і розташування ведучих дисків: $K = 0,5$ для однодискового зчеплення $K = 0,5$ і $0,25$ відповідно для проміжного і натискного (зовнішнього) дисків дводискового зчеплення;

M_{jmax} - максимальний динамічний момент;

r_k - середній радіус розташування контакту;

z_g - число ведучих дисків;

z_k - число контактуючих елементів;

S_k - площа одного контакту;

Для виконаних конструкцій $\sigma_z = 10..15 \text{ МПа}$.

З'єднання за допомогою тангенціальних пружних пластин (рис. 7.2, д) розраховують на зріз (σ_{zp}) і зім'яння (σ_z) заклепок, а також на розтягування (σ_p) і вигин (σ_g) пластин

$$\tau_{zp} = 4KM_{jmax} / (r_k z_g z_k \pi d_z^2), \quad (7.1)$$

$$\sigma_{zp} = KM_{jmax} / (r_k z_g z_k d \Delta_n), \quad (7.2)$$

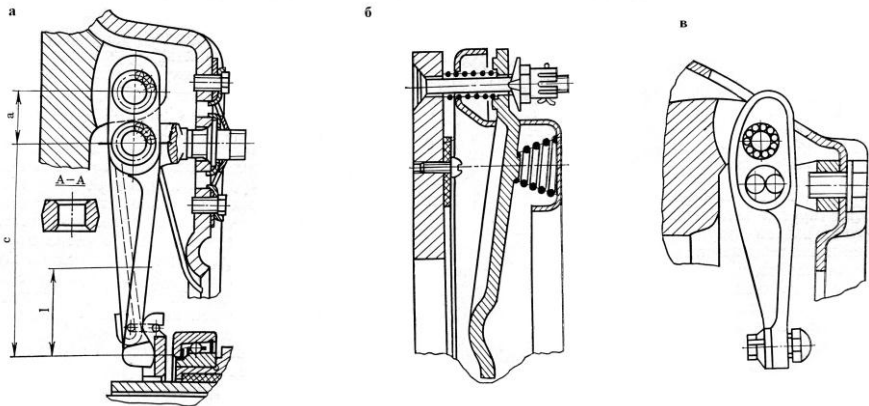
$$\sigma_p = KM_{jmax} / (r_k z_g z_k d \Delta_n),$$

$$\sigma_e = E \Delta_n l_n / l_n^2.$$

Ведені диски виготовляють із сталі 65 з гартром або із сталі 20 з ціануванням і гартром. Розрахунок заклепок веденого диска ведуть по напрузі зім'яння σ_z і зрізу $\tau_{зр}$ по формулах (7.1) і (7.2).

Напруга зрізу, що допускається, складає 15...20 МПа, зім'яння – 20...30 МПа, розтягування – 400...500 МПа, вигину – 850...900 МПа.

Віджимні важелі розраховують на вигин (рис. 7.3).



- а – встановлення важелів на двох голчастих підшипниках,
- б – встановлення віджимних важелів на віджимних пальцях,
- в – встановлення важелів з використанням в якості однієї опори голчастого підшипника, встановленого в провухині натискного диска

Рисунок 7.3 – Конструкції віджимних важелів

Для довільного перетину

$$\sigma_e = (P_{n \max} \cdot x \cdot a) / (z_e c W_n),$$

де $P_{n \max}$ – сила стиснення пружин у вимкненому зчепленні;

x – відстань до небезпечного перетину, зазвичай $x = c$;

a і c – плечі важеля;

z_g – число важелів;

W_g – момент опору вигину небезпечного перетину важеля.

Віджимні важелі виготовляють з ковкого чавуну або сталі. Напруга вигину не повинна перевищувати для сталей 140...160 МПа, для ковких чавунів – 60...80 МПа.

Розрахунок демпфера крутильних коливань полягає у визначенні моменту переднатягу, граничного моменту, моменту тертя і жорсткості демпфера.

Момент переднатягу приймають рівним $M_{\text{переднат}} = (0,1..0,3)M_{\text{отак}}$, граничний момент $M_{\text{гран}} = (1,45..1,55)M_{\text{отак}}$ (менші значення для вантажних автомобілів, більші для легкових) момент тертя $M_{\text{тертя}} = (0,1..0,2)M_{\text{отак}}$.

Кут замикання гасителя складає $\varphi_g = 2^\circ 30'..3^\circ 40'$. Крутильна жорсткість демпфера

$$C_\partial = 17,4R_{np}^2 C_{np} Z_{np},$$

де R_{np} – радіус розташування пружин;

C_{np} – жорсткість однієї пружини;

Z_{np} – кількість пружин.

Жорсткість однієї пружини для виконаних конструкцій складає 20...30Н/мм, а демпфера – $C_\partial = 100..300$ Н/мм.

З'єднання маточини веденого диска з провідним валом коробки передач здійснюється шліцами прямокутного або евольвентного профілю. Центрування маточини на валу зазвичай проводиться по бічних гранях або виступах шліців.

Шліці розраховують на зім'яння і зріз по формулах:

- на зім'яння

$$\sigma_3 = \frac{8M_{\text{отак}} K_\partial}{(D_{\text{ш}}^2 - d_{\text{ш}}^2) Z_{\text{ш}} l_{\text{ш}} \psi} \leq [\sigma_3];$$

- на зріз

$$\tau_{зр.} = \frac{4M_{\text{оmax}} K_{\text{д}}}{(D_{\text{ш}} + d_{\text{ш}}) Z_{\text{ш}} b_{\text{ш}} l_{\text{ш}} \psi} \leq [\tau_{зр.}],$$

де $K_{\text{д}}$ – коефіцієнт динамічності;

$D_{\text{ш}}$ і $d_{\text{ш}}$ – зовнішній і внутрішній діаметр шліцьового з'єднання;

$l_{\text{ш}}$ – довжина контакту шліцьової частини маточини з валом

($l_{\text{ш}} \geq D_{\text{ш}}$ для легкових автомобілів і $l_{\text{ш}} \geq 1,4D_{\text{ш}}$ для вантажних);

$Z_{\text{ш}}$ – число шліців (від 6 до 16);

$b_{\text{ш}}$ – ширина шліца.

Матеріал маточини – сталь 40, 40Х або 65. При $K_{\text{д}} = 1$ напруга у виконаних конструкціях складає: $\sigma_{\text{з}} = 15..30 \text{ МПа}$ на зріз $\tau_{зр.} = 5..15 \text{ МПа}$.

8 МЕХАНІЗМ ВИМКНЕННЯ ЗЧЕПЛЕННЯ

Основними оцінними показниками, що визначають якість, зручність і легкість управління зчепленням є:

- робота, яку необхідно зробити водієві, для повного виключення зчеплення $A_{\text{вимк.}}$. Число вимикань зчеплення в умовах напруженого міського руху, а також при русі по бездоріжжю досягає 700 і більш на 100 км пройденого шляху. Погана дорога для автомобілів високої прохідності: 400...600 – одиночний автомобіль; 500...800 – з причепом. Хороша дорога в умовах інтенсивного міського руху: легкові автомобілі одиночні – 200...500; вантажні автомобілі одиночні – 300...600; з причепом – 400...700. Гранічні значення роботи для легкових автомобілів – 23 Дж, а для вантажних – 30 Дж;

- максимальне зусилля на педалі зчеплення $P_{\text{нед.}}$ регламентується ДОСТ 21398-75 і складає не більш 150Н за наявності підсилювача і 250Н – без підсилювача зчеплення;

- повний хід педалі зчеплення $S_{\text{нед.}}$ (для легкових автомобілів $S_{\text{нед.}} = 140...160$ мм, для вантажних і автобусів - $S_{\text{нед.}} \leq 190$ мм).

у вимкненому зчепленні ($x=0,75\dots 1,0$ мм в однодисковому зчепленні і $0,5\dots 0,6$ мм дводискове зчеплення); m – деформація веденого диска в увімкненому стані: для пружних дисків $m=1\dots 1,5$ мм, а для не пружних - $m=0,15\dots 0,25$ мм;

$\delta = 2\dots 3$ – зазор між важелями і віджимним підшипником, мм.

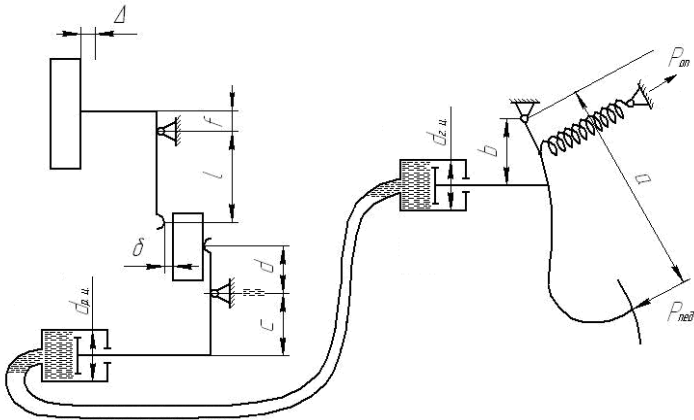


Рисунок 8.2 – Схема гідромеханічного приводу зчеплення

Передавальне число гідромеханічного приводу $U_{ГМП}$ визначається по виразу

$$U_{ГМП} = \frac{a}{b} \cdot U_{ГП} \frac{c}{d} \cdot \frac{e}{f},$$

де $U_{ГП} = \frac{\ell_{РЦ}}{\ell_{ГЦ}} = \frac{F_{ГЦ}}{F_{РЦ}} = \frac{d_{ГЦ}^2}{d_{РЦ}^2}$ - передавальне число гідроприводу ($\ell_{РЦ}$

- хід поршня робочого циліндра, $\ell_{ГЦ}$ - хід поршня головного циліндра).

Хід педалі рівний

$$S_{неод.} = \Delta \cdot U_{ГМП} + \delta \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{d_{ГЦ}^2}{d_{РЦ}^2} \cdot \frac{c}{d}.$$

У виконаних конструкціях $d_{ГЦ}$ і $d_{РЦ} = 19 \dots 32$ мм.

Зазвичай $d_{РЦ} \approx d_{ГЦ}$. Таким чином $U_{ГП} = 1.0$.

Повний хід поршня головного циліндра приймають на 20...25% більше виконавчого (робочого) для забезпечення перекриття отвору, що сполучає циліндр з розширювальним бачком (і для подачі рідини до циліндра стежачої системи в приводах типу КамАЗ).

Для виконаних конструкцій загальне передавальне відношення механізму від педалі до натискного диска

$$U_{Пзч.} = S_p / \Delta = U_{неод.} \cdot U_{пр.} \cdot U_{в.} \cdot U_{в.в.},$$

де S_p – робочий хід педалі;

Δ – переміщення натискного диска;

$U_{неод.}$ – передавальне відношення педалі;

$U_{пр.}$ – передавальне відношення приводу, розташованого між педаллю івилкою зчеплення;

$U_{в.}$ – передавальне відношеннявилки зчеплення;

$U_{в.в.}$ – передавальне відношення віджимних важелів зчеплення.

Для виконаних конструкцій:

$$U_{в.} = c / d = 1,4 \dots 2,2;$$

$$U_{в.в.} = e / f = 3,8 \dots 5,5.$$

У виконаних конструкціях передавальне відношення приводу зчеплення $U_{п.зч.}$ знаходиться в межах 24...45.

Максимальне зусилля на педалі зчеплення, необхідне для утримання зчеплення у вимкненому положенні може бути визначено з виразу

$$P_{нед.} = \frac{1,2 P_H}{U_{п.зч.} \cdot \eta_{п.зч.}} + \frac{P_{відж.}}{U_{відж.} \cdot \eta_{відж.}} =$$

$$= \frac{1,2 \beta \cdot M_{\delta \max}}{\mu \cdot r_{\mu} \cdot Z_{\mu} \cdot U_{п.зч.} \cdot \eta_{п.зч.}} + \frac{P_{відж.}}{U_{відж.} \cdot \eta_{відж.}},$$

де β – коефіцієнт запасу зчеплення;

r_{μ} – радіус тертя, еквівалентний плечу додатку сили F_p , яка рівна сумі всіх елементарних сил тертя;

Z_{μ} – число поверхонь тертя;

$U_{п.зч.}$ – передавальне відношення приводу зчеплення;

$\eta_{п.зч.} \approx 0,85$ – к.к.д. приводу зчеплення;

$U_{відж.}$ і $\eta_{відж.}$ – відповідно передавальне відношення і ККД частини приводу від місця установки відтяжної пружини із зусиллям $P_{відж.}$ до педалі.

Якщо $P_{нед.} > P_{доп.}$, необхідна установка підсилювача. Зусилля, що розвивається його циліндром

$$P_{зус.} = (P_{нед.} - P_{доп.}) U_{зус.} \cdot \eta_{зус.},$$

де $U_{зус.}$, $\eta_{зус.}$ - відповідно передавальне відношення і ККД частини приводу від педалі до місця установки циліндра підсилювача.

Діаметр циліндра підсилювача

$$D_{зус.} = 2 \sqrt{P_{зус.} / (\pi \cdot P_w)},$$

де P_w – тиск повітря в ресивері: $P_w = (0,65...0,75)$ МПА.

Діаметр циліндра залежить від місця його установки і кінематичного ланцюга.

При розрахунку деталей механізму вимкнення зчеплення на міцність слід виходити із зусилля $P_{нед.}$ більшого, ніж 150 Н, оскільки завжди можливі окремі випадки, коли на педаль буде проведено зусилля, що значно перевершує потрібне. Це розрахункове зусилля приймається рівним 400 Н.

Проте не всі деталі механізму приводу зчеплення необхідно розраховувати на це підвищене зусилля, оскільки в механізмі вимкнення зазвичай є обмежувач для переміщення педалі. Таким чином, важелі, розташовані за обмежувачем, слід розраховувати на вигин, виходячи з сил, що діють на них, від натискних пружин зчеплення. Важелі, розташовані до обмежувача, слід розраховувати на вигин в тому припущенні, що сила, що діє на педаль, рівна 400 Н.

Розрахунок всіх важелів механізму вимкнення зчеплення на міцність проводиться по загальноприйнятих формулах опору матеріалів.

Таким чином, для розрахунку приводу зчеплення необхідно знати:

- тип зчеплення;
- максимальну силу натискних пружин зчеплення при вимкненому зчепленні $P_{\Sigma max}$;
- максимальну силу віджимної пружини на вилці зчеплення, $P_{відж.п.}$;
- холостий хід віджимного підшипника зчеплення, X_o ;
- робочий хід віджимного підшипника зчеплення, X_p ;
- передавальне число вилки зчеплення, U_6 ;
- передавальне число важелів зчеплення $U_{важ.}$;
- хід педалі зчеплення, $S_{нед.}$;
- максимальну силу на педалі зчеплення, $P_{нед.}$;
- тиск повітря в ресивері, P_p (за наявності пневматичного або гідравлічного підсилювача).

Знаючи тип зчеплення, початкові дані за першими шістьма пунктами можна отримати з довідника по зчепленнях.

ЛІТЕРАТУРА

1. Бухарин Н. А., Прозоров В. С., Шукин М. М. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля. Л. : Машиностроение, 1973. 504 с.
2. Чудаков Э. А. Конструкция и расчет автомобиля. М. : Машгиз, 1951. 432 с.
3. Цитович И. С. и др. Трансмиссии автомобилей. Минск : Наука и техника, 1979. 255 с.
4. Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия. Учебное пособие для Вузов. / Под ред. А. И. Гришкевича. Минск : Высшая школа, 1985. 240 с.