ПРАКТИЧНА РОБОТА № 2

Проектування тягово-зчіпних пристроїв

Спеціального рухомого складу

Мета: вивчення методики проектування тягово-зчіпних пристроїв спеціального рухомого складу.

Порядок виконання роботи:

1. Ознайомлення з вимогами до конструкції тягово-зчіпних пристроїв (ТЗП) та методами їх забезпечення.
2. Ознайомлення з складовими тягово-зчіпних пристроїв.
3. Розрахунки деталей зчіпних пристроїв.

1. Вимоги до конструкцій ТЗП та методи їх забезпечення

Кінематична та силова взаємодія складових причіпного автопоїзда здійснюється ТЗП, до якого пред'являються наступні вимоги:

- Висока надійність;
- Забезпечення відповідної гнучкості автопоїзда;
- Можливість швидкого та безпечного зчеплення та розчеплення;
- Амортизація навантажень в ТЗП при русі автопоїзда.

Висока надійність ТЗП забезпечується конструктивним виконанням у відповідності з розрахунками на міцність.

Забезпечення відповідної гнучкості автопоїзда, що визначається кутами повороту осі дишля причепа відносно поздовжньої осі автомобіля-тягача, можливе при конструктивному забезпеченні кутів гнучкості, які визначає ГОСТ 2349-75 при знятих задніх буферах автомобіля-тягача.

Кути гнучкості автопоїзда повинні бути в його вертикальній площині симетрії для автомобілів загальнотранспортного призначення – не менше ± 40°, а в горизонтальній – не менше 55°.

За міжнародним стандартом ИСО 1102-75 ТЗП шворневого типу повинні забезпечувати в вертикальній площині кут гнучкості не менше ± 20°, в горизонтальній – не менше ± 75°, навколо поздовжньої осі зчіпного пристрою – не менше ± 25°.

Швидке та безпечне зчеплення та розчеплення забезпечується рівнем автоматизації ТЗП.

Зменшення навантажень на складові, що з’єднуються забезпечується конструкціями систем амортизації (наприклад для сідельних зчіпних пристроїв).

Сідельно-зчіпні пристрої (СЗП) використовуються для з'єднання та роз'єднання автомобіля-тягача з напівпричепом, а також для передачі значного вертикального навантаження від напівпричепа на автомобіль-тягач і тягового зусилля від тягача на напівпричіп.

СЗП повинен забезпечувати:

- Необхідну гнучкість автопоїзда згідно СТ СЭВ 3637-82. Згідно цього стандарту кути гнучкості повинні складати в вертикальній площині не менше ± 12°, в горизонтальній – не менше ± 90°. Допускається третя ступінь вільності, що дозволяє поперечний нахил напівпричепа відносно автомобіля на кут не більше 3° в дві сторони;
- Швидкість та безпеку зчеплення і розчеплення автопоїзда, для чого в конструкціях сідельно-зчіпних пристроїв повинні бути передбачені автоматичні або напівавтоматичні роз'ємно-зчіпні механізми.

2. Складові тягово-зчіпних пристроїв

ТЗП складаються з:

- Роз'ємно-зчіпного механізму;
- Амортизаційно-поглинаючого механізму;
- Деталей кріплення.

Основною класифікаційною ознакою ТЗП є конструкція основної пари спряження.

За цією ознакою ТЗП розділяються на:

- Гакові (пара-гак-петля);

- Шворневі (пара-шворінь-петля).

Додатковою класифікаційною ознакою ТЗП може бути тип пружного елемента амортизаційно-поглинаючого механізму, в якому знайшли використання витіциліндричні пружини, гумові елементи або кільцеві пружини.

Найбільш розповсюджені в країнах СНД гакові ТЗП з гумовим пружинним елементом.

Гакові ТЗП прості за конструкцією і мають відносно невелику масу.

Характерні їх недоліки:

- Швидке зношування;
- Обмежений термін служби;
- Відносно велика трудомісткість виконання операцій по зчепленню і розчеплення автопоїзда.

Значне зношування зіву гака знижує його міцність і може призвести до руйнування; зазор в парі гак – петля постійно збільшується при експлуатації, що призводить до збільшення поперечних коливань причепа (особливо при V > 40 км/г).

3. Розрахунок деталей ТЗП

3.1. Вибір розрахункової схеми навантаження

Найбільш неблагоприємним з точки зору навантажень на деталі зчіпного пристрою є режими руху автопоїздів з різким прикладанням до їх коліс тягових і гальмівних сил. На таких режимах руху виникають значні навантаження, викликані вільними поздовжніми коливаннями складових ланок.

Навантаження на деталі зчіпних пристроїв залежить від ряду конструктивних та експлуатаційних факторів.

До конструктивних факторів відносяться:

- Жорсткість пружного зв’язку;
- Розміри зазорів в зчіпних пристроях;
- Маси складових автопоїзда та їх співвідношення.

Зі збільшенням жорсткості пружного зв’язку і зазорів в зчіпних пристроях характер динамічної взаємодії між складовими автопоїзда все ближче наближається до ударного. На деталі зчіпних пристроїв діють максимальні навантаження, коли сили тяги на колесах досягають граничних значень по щепленню ведучих коліс з дорогою.

За розрахункове приймається навантаження $F_{кр.\max} = G_a$,

Де G_a – сила ваги тягача.

3.2. Розрахунок тягових гаків і вилок

Діаметр тягового стержня в найбільш небезпечному перетині визначається за формулою $d_c \geq \left[\frac{4F_{кр.\max}}{\Pi[\sigma]}\right]^{\frac{1}{2}}$,

Де $[\sigma]$ – допустима напруга розтягу.

Формула одержана із умови $[\sigma] \leq \frac{F_{кр.\max}}{\frac{\Pi d^2}{4}}$.

Для виконання конструкцій ТЗП при навантаженні $F_{кр.max} = G_a$

$\sigma = 25...100\,мПА$ (менші напруження – для автопоїздів з тягачами типу ГАЗ-66, більші – з тягачами типу краз).

Ріг тягового гака являє форму кривого бруса, що має змінний перетин. Зміна площі перетину не перевищує 7 %, тому в розрахунках цим доцільно знехтувати, що дозволить при достатній точності спростити розрахунки.

Найбільш навантаженим є перетин гака А-А (див. Рис. 3.1.), а небезпечні напруження діють в точці С (див. Рис. 3.2.).

Напруження розтягу від $F_{кр.max}$ додаються до напружень від згинального моменту.

$$M_{зг.} = F_{кр.\max} * R_0,$$

Де R_0 – радіус кривизни бруса.

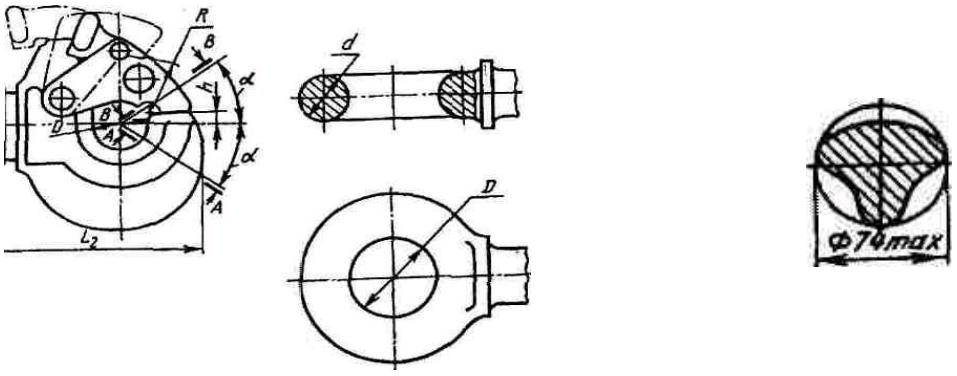


Рис. 3.1. Тяговий гак і зчіпна петля, центр кривизни

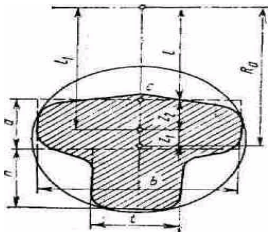


Рис 3.2. Геометричні розміри основних елементів поперечного перетину гака

Тоді напруження в точці С визначається

$$\sigma = \frac{F_{кр.\max}}{A}\left[1+\frac{R_0(l_1-l)}{l(R_0-l_1)}\right],$$

Де А – площа поперечного перетину гака;

L – відстань від центру кривизни бруса до розрахункової точки;

L_1 – відстань від центру кривизни бруса до нейтральної осі.

Стосовно до легких автомобілів (типу УАЗ-469) при $F_{кр.max} = G_a$ розрахункові напруження досягають 20 мпа.

Для середніх машин (типу ГАЗ-66) $\sigma = 280\,МПа.$

Для автомобілів типу ЗІЛ-131 $\sigma = 560\,МПа.$

Задаючись допустимими напруженнями $[\sigma]$ і стандартними розмірами зіву гака можна визначити площу поперечного перетину гака – А.

3.3.Розрахунок деталей сідельно-зчіпних пристроїв (СЗП)

В сідельно-зчіпному пристрої найбільш напруженими елементами роз'ємно-зчіпного вузла є шворінь і захвати сідла. Розміри шворня регламентовані ГОСТ 12017-81.

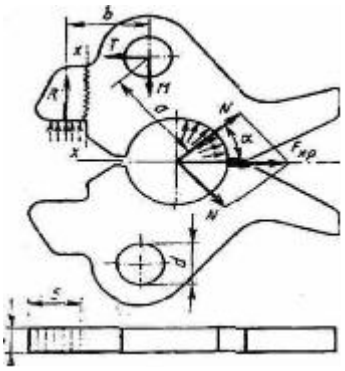


Рис. 3.3. Розрахункова схема захватного пристрою

Послідовність розрахунку:

А) Визначення розмірів опорної поверхні площею А захвату під замок.

Площа А = t * s. На неї діє сила реакції R від замка.

Поздовжнє тягове зусилля, максимальне значення якого визначається як $F_{кр.\max}$, сприймається від шворня симетричними половинами захватного пристрою і розкладається на відповідно однакові зусилля N, які виражають силову дію шворня на захвати.

Розглядаючи положення рівноваги одного захватного елемента відносно власної осі повороту можна записати його умову рівноваги:

$$\sum M_0 = 0, \quad \text{або} \quad Rb - N_a = 0; \quad \rightarrow \quad R = \frac{N_a}{b};$$

Виразимо N через максимальне тягове зусилля.

$$N = \frac{F_{кр.\max}}{2 * \cos\alpha} \quad \text{тоді} \quad R = \frac{F_{кр.\max} * a}{2b * \cos\alpha}.$$

Запишемо умову міцності критичного перетину

$$\sigma_{зм} \le [\sigma]$$

Визначимо $\sigma_{зм} = \frac{R}{A} = \frac{1}{2} F_{кр\max} \frac{a}{bA * \cos\alpha}.$

Виходячи із матеріалу конструкції захватів – сталь 45, визначається $[\sigma]$, з врахуванням коефіцієнту запасу (1,5-2).

Задаючись співвідношенням розмірів t і s розраховується площа А і розміри сторін замкової поверхні.

Для виконаних конструкцій звично $\sigma_{зм} = 50...80 МПа$

Менші значення характерні для автопоїздів з тягачами ГАЗ, більші – для автопоїздів з тягачами МАЗ і Краз.

Б) Визначення діаметрів (d) пальців захватів.

Розглядаючи один захват визначимо рівнодіючу від векторів двох сил $\vec{R}$ і $\vec{N}$, що навантажують вісь.

Позначивши її через $\vec{E}$ одержуємо векторне рівняння $\vec{E} = \vec{R} + \vec{N}$, або через горизонтальну і вертикальну складові $\vec{E} = \vec{T} + \vec{M}$.

Модуль сили $E = \sqrt{R^2 + N^2 + 2RN * \cos\alpha}$.

Виразимо значення R і N через $F_{кр.max}$, одержуємо

$$E = \sqrt{\frac{F_{кр.\max}^2 * a^2}{4b^2 * \cos^2\alpha} + \frac{F_{кр.\max}^2}{4\cos^2\alpha} + 2\frac{F_{кр.\max}^2 * a * \cos\alpha}{4b\cos^2\alpha}} =$$

$$= \frac{F_{кр.\max}}{2}\sqrt{\frac{a^2}{b^2\cos^2\alpha} + \frac{1}{\cos^2\alpha} + \frac{2a}{b\cos\alpha}} = \frac{F_{кр.\max}}{2}\sqrt{\frac{a^2 + b^2 + 2ab\cos\alpha}{b^2\cos^2\alpha}}.$$

Позначивши $\sqrt{a^2 + b^2 + 2ab\cos\alpha}$ через l,

Одержуємо $E = \frac{F_{кр.\max} * l}{2 * b * \cos\alpha}$.

Розраховуючи палець на зріз, одержуємо $\tau_{зр} \le \lfloor\tau_{зр}\rfloor$,

$$\tau = \frac{E}{\frac{\Pi d^2}{4}} = \frac{4F_{кр.\max} * l}{\Pi d^2 * 2b * \cos\alpha};$$

$$d = \sqrt{\frac{2 * F_{кр.\max} * l}{\lfloor\tau_{зр.}\rfloor \Pi * b * \cos\alpha}}.$$

Кут $\alpha = 45^o$ і $\cos\alpha = \cos 45^o = \frac{\sqrt{2}}{2}$.

Для виконаних конструкцій сідельних причепів $\tau = 50...80 МПа$.

Менші значення τ - для автопоїздів з тягачами ГАЗ, більші – типу МАЗ і краз.

4. Стандартизація ТЗП

ТЗП стандартизовані. ГОСТ 2349-75 встановлює основні технічні вимоги до ТЗП, число типорозмірів, порядок установки та кріплення зазначених пристроїв на рамах тягачів. Гостом передбачено п’ять типорозмірів тягових гаків в залежності від повної маси буксируємого причепа – 0, 1, 2, 3, 4, яким відповідають повні маси причепа 3000, 8000, 7000, 30000, 80000 кг (не більше).

Для типорозмірів 0, 1, 2, 3, 4, тягових гаків передбачений однаковий діаметр зіву гака, рівний 48 мм, а для типорозміра 4 – 52 мм. Діаметр (d) прутка із якого відкована зчіпна петля, 43 мм (для типорозміра 4 – 45 мм) внутрішній діаметр (Д) отвору петлі 90 мм.

Жорстка стандартизація вказаних параметрів забезпечує умови для взаємозчіплюваності автомобілів і причепів.

Розміщення тягових гаків, зчіпних петель виконується з врахуванням забезпечення необхідних кутів гнучкості автопоїзда.

Тягові гаки та зчіпні петлі куються зі сталі 40, 45 та інших. Згідно ГОСТ 2349-75 твердість поверхонь спряження у тягового гака повинно бути не менше 45 HRC, а для петлі – 35 HRC.

Основні розміри шворневого ТЗП рекомендовані міжнародним стандартом ИСО 1102 – 75. Діаметр шворня та отвору зчіпної петлі 50 мм.

Сідельно – зчіпні пристрої, згідно СТ СЭВ 3637 – 82 виготовляються двох типів, що позначаються 50 і 90. Вони використовуються у відповідності таблиці 4.1.

Таблиця 4.1.

Залежність типу СЗП від навантаження на нього

Повної маси автопоїзда і напівпричепа.

Тип СЗП	Навантаження на СЗП, кн., не більше	Повна маса, т. Не більше	
		Сідельного автопоїзда	Напівпричепа
50	65	24	18,5
	110	38	31
	150	48	39
	200	65	55
90	320	130	110

Зчіпні шворні напівпричепів згідно ГОСТ 12017 – 81, також повинні виготовлятися двох типів, що позначаються 50 і 90, розміри яких регламентовані вказаним гостом.

5. Розрахункове завдання

Виконати розрахунки конструктивних елементів тягово-зчіпних пристроїв згідно завдання викладача.

Контрольні запитання

1.Назвати класифікаційні ознаки ТЗП.
2.Стандартизація кутів гнучкості автопоїзда та їх конструктивне забезпечення для автомобілів загально – транспортного призначення.
3.Стандартизація кутів гнучкості автопоїздів з використанням ТЗП шворневого типу.
4.Стандартизація кутів гнучкості автопоїздів з використанням СЗП.
5.Характеристика ТЗП типу гак – петля (недоліки та переваги).
6.Порядок виконання конструктивних розрахунків ТЗП типу гак – петля.
7.Порядок виконання конструктивних розрахунків ТЗП для сідельних тягачів.
8.Стандартизація ТЗП.