

ХЕРСОНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ І ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ
ФАКУЛЬТЕТУ ІНЖЕНЕРІЇ ТА ТРАНСПОРТУ

Методичні рекомендації до виконання практичних робіт з дисципліни

«Спеціалізований рухомий склад»

для студентів	1 курсу
підготовки	першого (бакалаврського) рівня вищої освіти
галузі знань	27 Транспорт
спеціальності	274 Автомобільний транспорт
освітньо-професійної програми	Автомобільний транспорт
факультету	Інженерії та транспорту

Методичні рекомендації до виконання практичних робіт з дисципліни «Спеціалізований рухомий склад» підготовки фахівців на першому (бакалаврському) рівні вищої освіти спеціальності 274 – Автомобільний транспорт.

РОЗРОБНИКИ: Мешков Ю.Є. доцент кафедри транспортних систем і технічного сервісу, к.т.н.

Методичні рекомендації до виконання практичних робіт з дисципліни «Спеціалізований рухомий склад» затверджено на засіданні кафедри транспортних систем і технічного сервісу

Протокол № 1 від «28.08» 2024 року

Завідувач кафедри



Павло Луб'яний

Схвалено групою забезпечення спеціальності: 274 Автомобільний транспорт

Протокол № 1 від «28.08» 2024 року

Керівник групи забезпечення



Сергій Русанов

Схвалено науково-методичною радою факультету Інженерії та транспорту

Протокол № 1 від «30.08» 2024 року

Голова



Ольга Войтович

Узгоджено з навчально-методичним відділом
Реєстраційний номер № 9 від 03.09.2024р

Практична робота № 1

Тема: Визначення навантажень на осі автомобілів та автопоїздів

Мета: Навчитись правильно визначати навантаження на осі автомобілів і автопоїздів та правильно обирати спеціалізований рухомий склад для перевезення вантажів.

Короткі теоретичні відомості:

Визначення навантажень на осі рухомого складу

Величини навантажень на осі рухомого складу та повна маса транспортного засобу не можуть перевищувати допустимих обмежень. Директивні обмеження повної маси автотранспортних засобів для країн-членів ЄС наведено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

Директивні обмеження повної маси автотранспортних засобів

Кількість осей	Для автомобіля, т	Для причепа, т	Для сідлового автопоїзда, т
Одна	—	10	—
Дві	18	18	—
Три	25х(26*)	24	28
Чотири	30х(32*)	—	36х(38**)
П'ять і більше	—	—	40х(44**)

* Для АТЗ з пневмопідвіскою.

** Якщо відстань між осями напівпричепа понад 1,8 м.

*** У разі перевезення ISO контейнерів тривісними тягачами.

В таблиці 1.2 наведено допустимі навантаження на осі для країн - членів ЄС.

Таблиця 1.2

Директивні обмеження для осьових навантажень.

Кількість осей	Відстань між сусідніми осями	Для автомобіля, т	Для причепа і напівпричепа, т
Одна:			
звичайна	—	10	10
ведуча	—	11,5	—
Дві	до 1 м	11,5*	11
	1...1,3м	16*	16
	1,3...1,8	18(19**)	18
	1,8	—	20
Три	до 1,3	—	22
	1,3	—	24

* Для візка з ведучими осями.

** Для АТЗ з пневмопідвіскою.

Порушення обмежень, що наведені в таблицях 1.1 та 1.2 приводить в країнах ЄС до фінансово-правових покарань, зокрема візових обмежень для іноземних перевізників.

У кузовах автотранспортних засобів вантажі здебільше перевозяться на стандартних піддонах. Для однорідного вантажу можна вважати його масу рівномірно розподіленою по довжині кузова з центром тяжіння в базі рухомого складу. Розрахункові схеми для визначення навантажень на осі для різних типів рухомого складу наведено на рисунках 1.1 – 1.4.

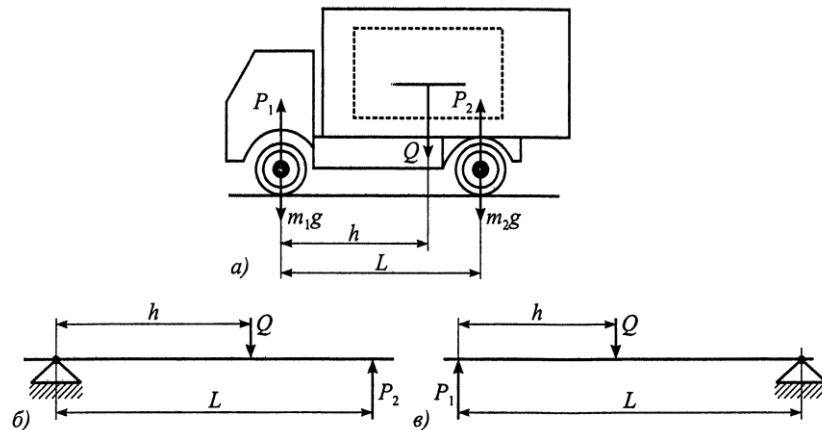


Рис. 1.1 - Схема для розрахунку допустимої маси вантажу в кузові автомобіля:

- а) - загальна схема автомобіля; б) - схема навантаження відносно передньої осі;
в) - схема навантаження відносно задньої осі:
 h - відстань від передньої осі до центра тяжіння автомобіля з вантажем Q ; L - база автомобіля; m_1 та m_2 - маси порожнього автомобіля, що припадають на передню та задню осі; P_1 та P_2 - осьові навантаження

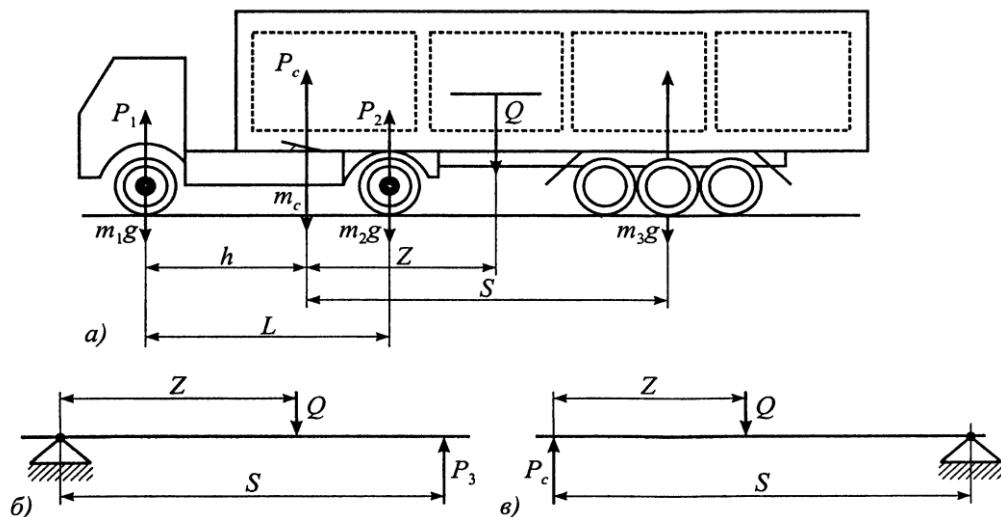


Рис. 1.2 - Схема для розрахунку допустимої маси вантажу в кузові автопоїзда:

- а) - загальна схема автопоїзда; б) - схема навантаження відносно сідлового пристрою; в) - схема навантаження відносно заднього візка напівпричепа:

h - відстань від передньої осі до сідлового пристрою; L - база автомобіля; m_1 та m_2 - маса порожнього автомобіля, що припадають на передню та задню осі; m_3 - маса напівпричепа, що припадає на задній візок; m - маса напівпричепа, що припадає на сідло; S - відстань від сидла до середини заднього візка; Z - відстань від сидла до центра тяжіння вантажу; P_1, P_2, P_3 - осьові навантаження; P_c - навантаження на сідло

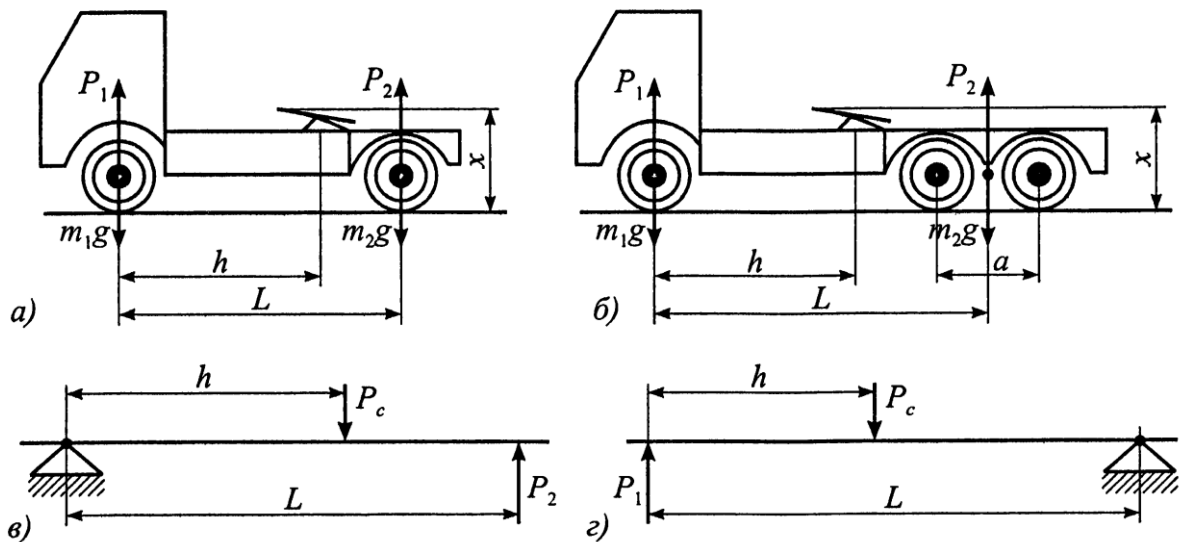


Рис. 1.3 - Схема для розрахунку осьових навантажень тягача:

а), б) - загальні схеми двовісного та тривісного тягачів; в) – схема навантажень відносно передньої осі тягача; г) - схема навантажень відносно задньої осі тягача:

h - відстань від передньої осі до сідлового пристрою; L - база автомобіля; a - відстань між осями візка напівпричепа; x - висота сідлового пристрою; m_1 та m_2 - маси порожнього автомобіля, що припадають на передню та задню осі; P_1 та P_2 - осьові навантаження.

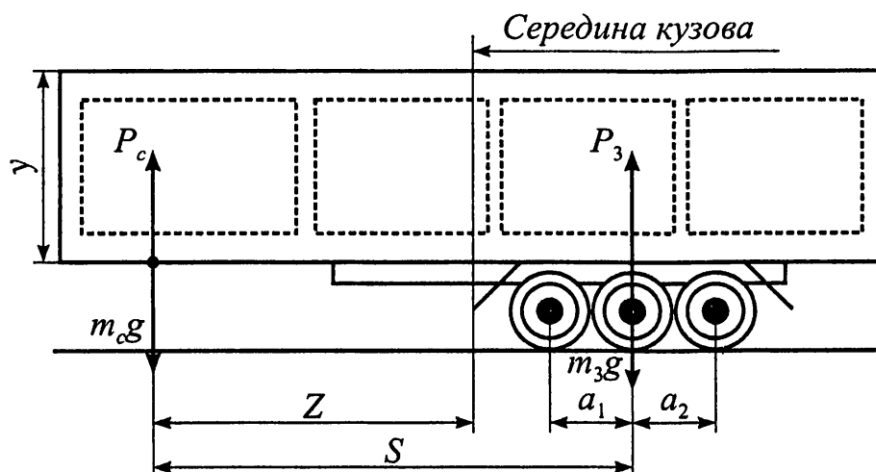


Рис. 1.4 - Схема для розрахунку осьових навантажень напівпричепа:

Z - відстань від сидла до центра тяжіння вантажу; S - відстань від сидла до осі візка напівпричепа; a_1, a_2 - відстані між осями візка; y - висота кузова,

m_c - маса напівпричепа, що припадає на сідло; m_3 - маса напівпричепа, що припадає на задній візок; P_c - навантаження на сідло; P_3 - осьове навантаження на візок

Маса порожнього автомобіля G_0

$$G_0 = m_1 + m_2, \text{ т} \quad (1.1)$$

Повна маса автомобіля G_n

$$G_n = G_0 + Q, \text{ т} \quad (1.2)$$

де Q – маса вантажу, т.

Навантаження на задню вісь тягача:

$$P_2 = \frac{Q \cdot h}{L} + m_2, \text{ т} \quad (1.3)$$

Навантаження на передню вісь тягача:

$$P_1 = G_n - P_2, \text{ т} \quad (1.4)$$

де P_2 – навантаження на задню вісь тягача.

Допустима маса автомобіля та вантажу:

$$Q = \frac{(P_2 - m_2)L}{h}, \text{ т} \quad (1.5)$$

Маса порожнього напівпричепа:

$$G_{0п} = m_c + m_3, \text{ т};$$

де m_c – маса порожнього автомобіля, яка відноситься до сідлового пристрою, т;

m_3 – маса напівпричепа, яка відноситься до заднього візку, т.

Повна маса напівпричепа:

$$G_{nп} = G_{0п} + Q, \text{ т} \quad (1.6)$$

Навантаження на візок напівпричепа:

$$P_2 = \frac{Q \cdot z}{S} + m_3, \text{ т} \quad (1.7)$$

Навантаження на сідло

$$P_c = G_{nп} - P_3, \text{ т} \quad (1.8)$$

Навантаження на задню вісь тягача:

$$P_2 = \frac{P_c \cdot h}{L} + m_2, \text{ Т} \quad (1.9)$$

Навантаження на передню вісь

$$P_1 = P_c + m_1 + m_2 - P_2, \text{ Т} \quad (1.10)$$

Допустима маса вантажу при заданих обмеженнях на P_2 та P_3

$$Q = \min(Q_2; Q_3), \text{ Т} \quad (1.11)$$

де
$$Q = \frac{(P_3 - m_3) \cdot S}{Z}, \text{ Т} \quad (1.12)$$

$$Q_2 = \left[(P_2 - m_2) \frac{L}{h} - m_c \right] \cdot \frac{S}{(S-Z)}, \text{ Т} \quad (1.13)$$

У таблиці 1.3 наведено вагогабаритні параметри автотягачів, а в таблиці 1.4 вагогабаритні параметри для визначення осьових навантажень.

Таблиця 1.3

Значення вагогабаритних параметрів автомобілів-тягачів

Марка	L, м	h, м	x, м	a, м	m ₁ , Т	m ₂ , Т	G ₀ , Т
Renault Major							
38526	3,3	3,05/3/2,9	1,3	—	4,72	2,17	19
340ti	3,6	3,2/3,1/3	1,12	—	4,73	2,19	18/1
DAF95 (360)	3,6	3,13	1,16	—	5,22	2,19	9
(380)	3,8	3,13	1,16	—	5	1,98	20,5
Volvo F 12	3,7	3,16	1,34	—	5,23	5	20,5
FH 12	3,7	3,125	1,2	—	4,57	1,97	19,7
Iveco 190	3,4	3,085	1,29	—	5	5	19,7
260*	8,5	3,64	1,29	1,3	4,61	1,63	17,5
Scania 144G	3,8	3,04	1,16	5	4,84	2,51	24,5
CR 19	7	3,04	1,16	—	5	5	18
MA3-54323	3,3	3,18/3,16/3	1,47	—	4,53	3,67	18
MA3-54326	3,5	0,9	1,35	—	5,08	1,69	16
—	5	3,13/3,09	5	—	5,08	1,70	16
64226*	3,5	4	1,47	1,4	5	2,37	24
КРАЗ	5	3,97	1,28	1,3	4,68	2,45	14,9
КРАЗ 5410*	3,5			2	4,61	4,65	
	5				4,5	3,3	
	4,16				3,35		

Примітка: Через косу лінію вказано значення для різних положень сидлових пристроїв.

* Тривісний тягач.

Таблиця 1.4

Значення вагогабаритних параметрів для напівпричепів

Марка	$y, м$	$S, м$	$Z, м$	$a_1, м$	$a_2, м$	$m_c, т$	$m_3, т$	$G_a, т$
Trailor Savoyard	2,79	7,69	15,1	1,301	1,301	1,41	5,52	34
ECO								
Trailor Forgone	2,79	7,69	5,12	1,301	1,301	1,3	5,76	34
Trailor Plateau*	–	7,69	5,16	1,301	1,301	0,9	3,99	34
Trailor Forgone	2,66	7,66	5,18	1,301	1,301	1,6	5,25	34
Optimum Van								
Fruehauf	2,56	7,65	5,14	1,31	1,31	1,6	6,2	34
Kassbohrer**	2,39	7,5	4,48	2,05	–	1,97	5,13	32
Fruehauf**	2,6	7,7	5,16	1,31	1,31	2,29	7,11	34
Schmitz SDK***	2,43	7,4	4,4	2,05	–	1,88	6,62	31
MA3 – 93892*	–	7,74	4,52	1,54	1,65	1,15	4,85	39
–93866**	2,55	7,6	4,64	2,05	–	2,1	5,4	32,7

* Контейнеровоз.

** Двовісний напівпричіп.

*** Рефрижератор.

Приклад розв'язання задачі.**Задача 1**

Визначити допустиму масу вантажу, який можна перевозити на піддонах в кузові сідлового автопоїзда в складі тягача Volvo F12 та напівпричепа Fruehauf.

Геометричні та вагові параметри тягача: $L = 3,70м$; $h = 3,16м$; $m_1 = 4,57т$; $m_2 = 1,98т$; $G_a = 19,70т$.

Геометричні та вагові параметри напівпричепа: $S = 7,65м$; $Z = 5,14м$; $a = 1,31м$; $m_c = 1,60т$; $m_3 = 6,20т$.

Розв'язання.

Приймаємо, що вантаж рівномірно розподілений по довжині кузова напівпричепа. Вагові обмеження для країн-учасників ЄС для цього автопоїзда наступні (відповідно до таблиць 1.3; 1.4):

- навантаження на ведучу вісь тягача $P_2 = 11,5т$;
- навантаження на візок напівпричепа $P_3 = 22,0т$;
- загальна маса автопоїзда $G_{a-п} = 34,0т$.

Визначимо допустиму масу вантажу, з урахуванням обмежень загальної маси автопоїзда:

$$Q_1 = G_{a-п} - m_1 - m_2 - m_3 - m_c = 34,0 - 4,57 - 1,98 - 6,20 - 1,60 = 19,65т$$

Допустиму масу вантажу, враховуючи обмеження навантаження на візок напівпричепа визначимо відповідно виразу 12:

$$Q = \frac{(P_3 - m_3) \cdot S}{Z} = \frac{(22,0 - 6,2) \cdot 7,65}{5,14} = 23,52, т$$

Допустиму масу вантажу, враховуючи обмеження навантаження на сидло тягача визначимо відповідно виразу 13:

$$Q_2 = \left[(P_2 - m_2) \frac{L}{h} - m_c \right] \cdot \frac{S}{(S - Z)} = \left[(11,50 - 1,98) \frac{3,7}{3,16} - 1,60 \right] \cdot \frac{7,65}{(7,65 - 5,14)} = 29,41, \text{ т}$$

Остаточно отримаємо, що допустима маса вантажу в кузові напівпричепа становитиме:

$$Q = \min(Q_1; Q_2; Q_3) = \min(19,65; 29,41; 23,52) = 19,65, \text{ т.}$$

При цьому навантаження на візок напівпричепа визначимо з виразу 7:

$$P_2 = \frac{Q \cdot z}{S} + m_3 = \frac{19,65 \cdot 5,14}{7,65} + 6,20 = 19,40 \text{ т}$$

Навантаження на сидло тягача:

$$P_c = Q + m_c + m_3 - P_3 = 19,65 + 1,60 + 6,20 - 19,40 = 8,05 \text{ т}$$

Навантаження на задню вісь визначимо з виразу 1.9:

$$P_2 = \frac{P_c \cdot h}{L} + m_2 = \frac{8,05 \cdot 3,16}{3,70} + 1,97 = 8,85 \text{ т}$$

Задача 2

Визначити навантаження на осі автопоїзда у складі автомобіля-тягача Iveco 190та напівпричепа Trailor Plateau. Параметри автомобіля-тягача: маса автомобіля в спорядженому стані, що відноситься до передньої осі $m_1 = 4,85\text{т}$; до задньої осі $m_2 = 2,52\text{т}$. База автомобіля $L = 3,485\text{м}$. Відстань від передньої осі до сидлового пристрою $h = 3,085 \text{ м}$. повна маса напівпричепа $G_{nn} = 34,0\text{т}$. Розподілення спорядженої маси на сидлово-зчпний пристрій тягача $m_c = 0,9\text{т}$, на візок напівпричепа $m_3 = 3,99\text{т}$.

Автопоїзд повинен перевезти два контейнери ID (довжина 2991мм) масою брутто 8,0т перший та 7,5т другий та один контейнер IC (довжина 6058мм) масою брутто 11,0т. База автомобіля тягача $L = 7,800\text{м}$, довжина кузова напівпричепа 13,550м, зміщення сидлового пристрою відносно осі заднього моста вперед на 475мм.

Розв'язання.

Визначимо загальну довжину трьох контейнерів;

$$L_k = 2L_{ID} + L_{IC} = 2 \cdot 2991 + 6058 = 12040\text{мм}$$

З урахуванням довжини напівпричепа, відстань між переднім краєм напівпричепа та першим контейнером складе:

$$13550 - 12040 = 1510 \text{ мм}$$

Для розрахунку навантаження на задній візок напівпричепа використаємо вираз:

$$P_3 = \frac{Q_1 Z_1 + Q_2 Z_2 + Q_3 Z_3}{s} + m_3.$$

Контейнери розмістимо наступним чином:

Спереду ІD масою брутто 8,0т, потім ІС масою брутто 11,0т і в задній частині напівпричепа ІD масою брутто 7,5т .

Графічно визначимо величини:

$$Z_1 = 966\text{мм}; Z_2 = 5490\text{мм}; Z_3 = 10015\text{мм};$$

Отже, навантаження на задній візок напівпричепа складе

$$P_3 = \frac{8,0 \cdot 966 + 11,0 \cdot 5490 + 7,5 \cdot 1015}{7699} + 3,99 = 22,60\text{т}$$

Граничне обмеження для країн-учасниць ЄС 24,0т.

Маса порожнього напівпричепа:

$$G_{0n} = m_1 + m_2 = 4,85 + 2,52 = 7,37\text{т}.$$

Повна маса напівпричепа:

$$G_{nn} = G_{0n} + Q = 7,37 + (7,5 + 11,0 + 8,0) = 33,87\text{т}.$$

Навантаження на сідловий пристрій:

$$P_c = G_{nn} - P_3 = 33,87 - 22,60 = 11,27\text{т}$$

Навантаження на задню вісь тягача:

$$P_2 = \frac{P_c \cdot h}{L} + m_2 = \frac{11,27 \cdot (7800 - 475)}{7800} + 2,52 = 13,10\text{т}$$

Навантаження на передню вісь тягача:

$$P_1 = P_c + m_1 + m_2 - P_2 = 11,27 + 4,85 + 2,52 - 13,10 = 5,54\text{т}.$$

Допустиме навантаження для країн ЄС складає 10т.

Розрахунок показує, що при запропонованому розміщенні контейнерів на напівпричепі осьові навантаження не перевищують директивних обмежень для країн учасниць ЄС.

Контрольні питання

1. Що дозволяє підвищити використання сідельних автопотягів?
2. Які переваги мають автомобільні поїзди перед одиночними автомобілями?

3. Що включає в себе причіпний склад?
4. Які нормативи встановлені на довжину автопоїздів?
5. Як улаштований тягово-зчіпний пристрій тягача?
6. Як улаштований опорно-зчіпний пристрій тягача?
7. Методика визначення осьових навантажень для різних типів автотранспортних засобів.

Практична робота № 2

Тема: Визначення параметрів оцінки прохідності автопоїздів

Мета роботи: Навчитись визначати параметри оцінки прохідності автопоїздів.

Короткі теоретичні відомості

Автопоїзд складається з двох і більше транспортних ланок, сполучених роз'ємними зчіпними пристроями.

Залежно від того, яка сила використана для зв'язку елементів автопоїзда (вертикальна сила тяжіння напівпричепа або горизонтальна сила тяги) визначають головний класифікаційний тип зв'язку між елементами автопоїзда:

1. Тяговий зв'язок використовують для з'єднання автомобіля-тягача з причепом через тягово-зчіпний пристрій (горизонтальна сила тяги).

2. Опорний зв'язок використовують для з'єднання сидельного тягача з напівприцепом за допомогою сидельного пристрою. Тут мають місце горизонтальна сила тяги і вертикальна - від сили тяжіння передньої частини напівпричепа.

3. Автопоїзди з розпуском (лісовози і т. п.) мають розподіл сили тяжіння між автомобілем-тягачем і розпуском **і передачу тягового зусилля через вантаж і дишло** (змішаний опорний і тяговий зв'язок). За відсутності вантажу - тільки тяговий зв'язок.

Отже, автопоїзди ділять:

– за типом автопоїзди зв'язку - на причіпні, сидельні і автопоїзди-розпуски;

– за призначенням вантажів - на загальнотранспортні для різних, *спеціалізовані для певних видів вантажів, а також з постійно змонтованим на них устаткуванням (консольний кран і т. п.)*.

Обмеження розмірів і маси потягів визначають правила безпеки руху.

Причіпні можуть мати один або два причепа, з'єднані з бортовим автомобілем тягачем.

Сидельні автопоїзди можуть мати:

- напівпричіп;
- напівпричіп і причіп;
- два напівпричепа, при цьому до першого напівпричепа чіпляють пікантний візок із сидельним пристроєм.

Напівпричепа можуть бути одно і багатовісними, причепа: дво і трьохвісними.

При порівнянні причіпних і сидельних автопоїздів можна сформулювати переваги останніх :

- менша довжина при рівній вантажопідйомності;
- зниження виляння;
- простота конструкції;
- менший коефіцієнт металоємності;
- скорочення простоїв при завантаженні і розвантаженні
- за рахунок використання двох або навіть більше напівпричепів;
- розширення можливості спеціалізації автопоїздів .

Проте у причіпного автопоїзда *номінальна* вантажопідйомність вище на 10-15 %, ніж у сідельного, оскільки автомобіль-тягач також завантажується.

Підвищення вантажомісткості магістральних автопоїздів здійснюється по декількох напрямках:

- застосування укорочених зчіпних пристроїв при дозволений загальній довжині;
- перенесення спального місця в надбудову кабіни, що дозволяє збільшити довжину кузова;
- збільшення висоти завантажування причепа за рахунок зниження до мінімально можливого діаметру коліс причепа;
- використання напівпричепа із ступінчастою підлогою і малим діаметром коліс.

Досвід експлуатації, як звичайних бортових автомобілів, так і автопоїздів, що складаються з автомобіля-тягача і причепа (причепів) або напівпричепа (+) дозволив визначити переваги автопоїздів:

- продуктивність підвищується в два і більше рази;
- майже на третину знижується собівартість перевезень, особливо із збільшенням відстані;
- на 20-30% нижче витрата палива на 1 тонну вантажу, що перевозиться;
- собівартість серійного виробництва причепів і напівпричепів значно нижча, ніж автомобілів відповідної вантажопідйомності;
- менші капіталовкладення в будівництво зон зберігання рухомого складу;
- скорочення потреби у водійському складі;
- можливість широкої спеціалізації рухомого складу;
- використання нових, найбільш прогресивних методів перевезень;
- використання одного тягача для перевезення різноманітних вантажів при зміні причепів (напівпричепів).

Аналіз тенденцій розвитку автотранспорту показує зростання використання спеціалізованих автомобілів і автопоїздів. Дуже широко застосовують автопоїзди при магістральних (до 1 000 і більше кілометрів) і міжнародних перевезеннях.

Автопоїзди, окрім вище перелічених, володіють і загальними перевагами автомобільного транспорту, в порівнянні з іншими видами транспорту :

- доставка вантажу незалежно від відстані без перевантаження;
- підвищення техніко-економічних показників транспортного процесу за рахунок скорочення термінів доставки і кращого збереження

вантажу;

- можливість організації централізованих перевезень;
- вибір типу автопоїздів залежно від порційності вантажів;
- перевезення вантажів в контейнерах великої вантажопідйомності, причому узгоджених по параметрах із залізничним і водним транспортом.

Використовують автопоїзди, переважно, на перших трьох (з п'яти) категорій автодоріг, тобто з вдосконаленими типами покриттів.

Експлуатаційні якості автомобілів і тягачів підвищеної прохідності в значній мірі залежать від поєднання динамічних і конструктивних параметрів, які забезпечують мінімальний опір руху в даних умовах.

Параметрами оцінки прохідності автопоїздів являються:

- *величина питомого тиску шин на ґрунт*. Зниження цього параметру досягається зменшенням навантаження на кожне колесо шляхом збільшення числа осей і коліс, застосуванням шин з широким профілем, а також шин із регульованим тиском;
- *мінімальний опір коченню*. Зниження опору кочення досягається застосуванням одинарних ведучих коліс і співпадінням колії передніх і задніх коліс;
- *збільшення дорожніх просвітів автомобіля*. Просвіти збільшуються при застосуванні коліс великого діаметра, зменшенні габаритних розмірів картерів ведучих мостів (застосування подвійних і рознесених головних передач);
- *підвищення маневрованості автомобіля*. Покращується шляхом зменшення бази, що в свою чергу підвищує прохідність, зменшенням габаритних розмірів, зменшенням радіуса повороту шляхом застосування задніх керованих коліс.

Прокідність характеризується наступними параметрами:

- дорожній просвіт (відстань від низько розташованих точок автомобіля до поверхні дороги) h_1, h_2, h_3 (рис. 2.1);
- радіусами повздовжньої R і поперечної R_1 прохідності (радіус кола, що дотикається коліс і найнижчої точки шасі автомобіля);
- граничними кутами звисання (γ_1 – передній і γ_2 – задній);
- розмірами і типами шин;
- питомим тиском шин на ґрунт;
- збіганням слідів передніх і задніх коліс;
- радіусом повороту автомобіля;
- габаритними розмірами автомобіля;
- величиною динамічного фактору на нижчій передачі;
- масою автомобіля і її розподілом по осях;
- зчипним фактором (колеса з дорогою).

Для автомобілів призначених для роботи в умовах бездоріжжя крім вище згаданих параметрів прохідність характеризується ще й основними додатковими параметрами:

- максимальним кутом перекосу і відносній висоті підйому осей заднього візка (для трьохосних автомобілів);
- максимальним кутом підйому і крену при яких автомобіль може рухатись;
- глибиною броду, який автомобіль може подолати;
- висотою вертикальної перешкоди, яку автомобіль може подолати.

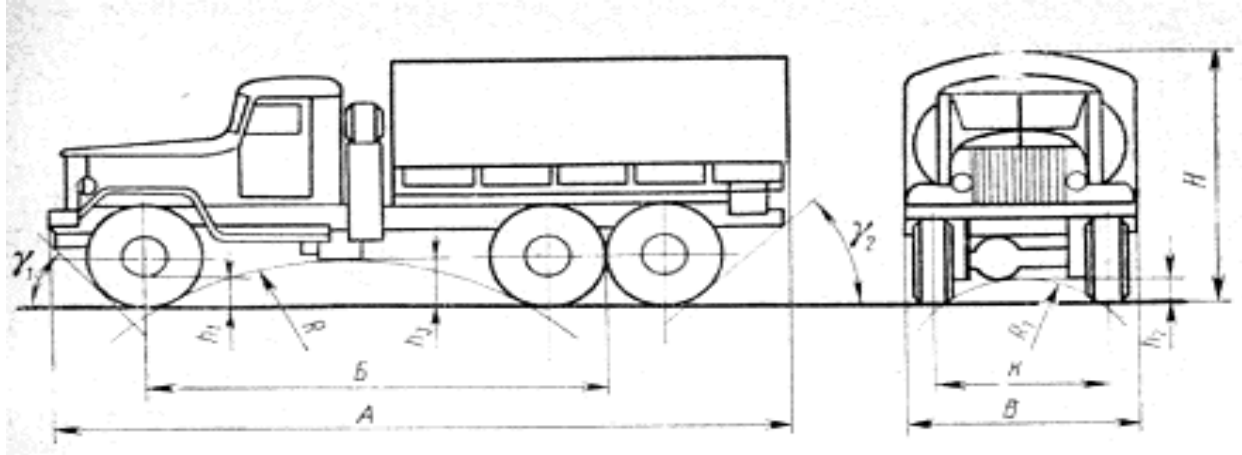


Рис. 2.1 - Геометричні параметри прохідності автомобіля.

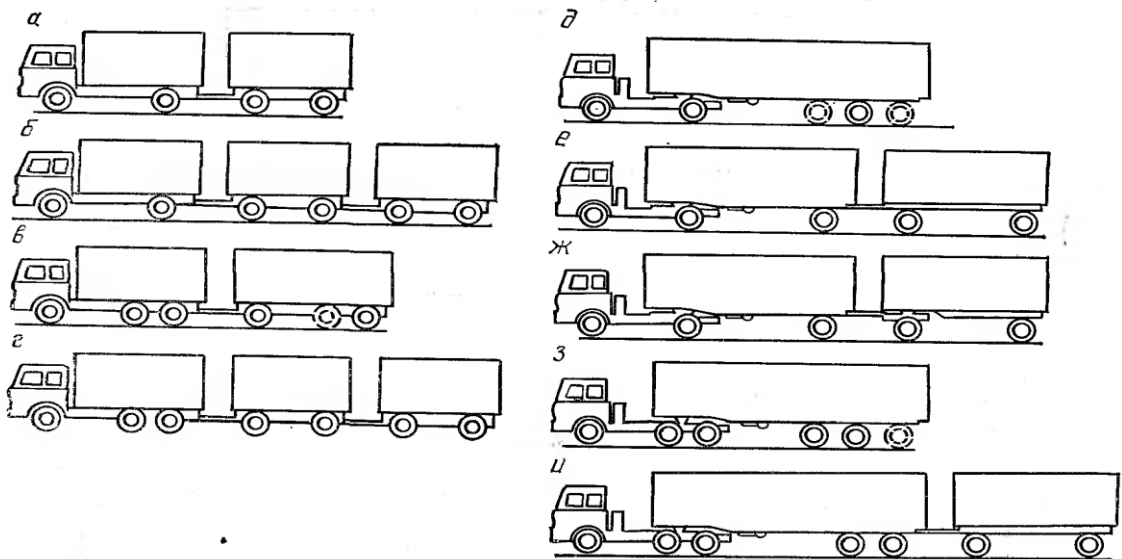


Рис. 2.2 - Схеми компонування автопоїздів

Порядок виконання роботи:

1. Ознайомитись із загальними відомостями про автопоїзди.
2. Ознайомитись із основними методами підвищення прохідності автопоїздів.
3. Ознайомитись із параметрами оцінки прохідності автопоїздів.
4. Скласти звіт з практичної роботи, який повинен містити:
 - класифікацію та аналіз параметрів оцінки прохідності автопоїздів;
 - класифікацію та аналіз компонованих схем автопоїздів;
 - відповіді на контрольні питання;
 - висновки.

Контрольні питання

1. Дати визначення автопоїзда.
2. Основні методи підвищення прохідності автопоїздів.
3. Параметри оцінки прохідності автопоїздів.
4. Дати визначення, що таке кліренс. Показати схематично.
5. Назвати кожну із схем компоновання автопоїздів показаних на рисунку 2.2.

Практична робота № 3

Тема: Розрахунок тягового гака зчіпного пристрою та розрахунок сидельно-зчіпних пристроїв

Мета роботи: навчитись розраховувати тяговий гак зчіпного пристрою та розраховувати сидельно-зчіпні пристрої автопоїздів.

Короткі теоретичні відомості:

Зчіпні пристрої автопоїздів призначені для з'єднання автомобіля-тягача з причіпним складом, передачі тягового зусилля, а у сидельно-зчіпного пристрою – і для передачі значного вертикального навантаження від напівпричепа на тягач.

Загальні вимоги до зчіпних пристроїв:

- висока надійність;
- забезпечення гнучкості автопоїзда, що відповідає пристроям певного типу;
- можливість швидкого і безпечного зчеплення і розчеплення;
- амортизація навантажень в зчіпному пристрої при русі автопоїзда;
- зменшення цих навантажень і надання їм сприятливого характеру.

Зчіпний пристрій причепа зображений на рисунку 3.1 і має трикутну форму з рознесеними шарнірами для переміщення кінця дишла з петлею у вертикальній площині. Для фіксації дишла в положенні для руху по прямій влаштований стопор, а для утримання в горизонтальному положенні - лебідковий механізм з тросом, обладнаним гакком.

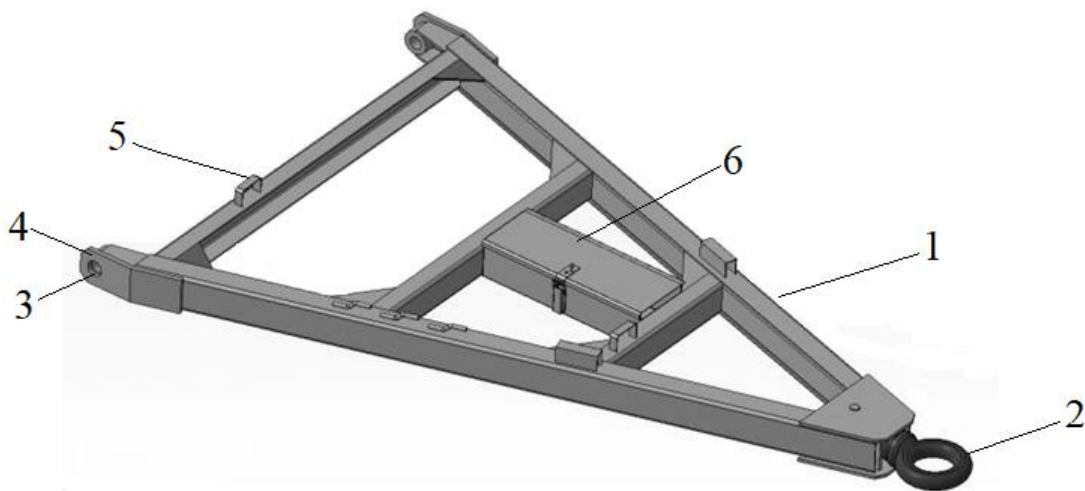


Рис. 3.1 - Зчіпний пристрій причепа :

1 - дишло; 2 - зчіпна петля; 3 – отвір пальця; 4 - кронштейн; 5 - стопор;
6 - механізм лебідки.

Тягово-зчіпні пристрої складаються з роз'ємно-зчіпного, амортизаційно-поглинаючого механізмів і деталей кріплення.

За міжнародним стандартом ISO 1102-75 тягово-зчіпний пристрій шворневого типу повинен забезпечувати у вертикальній площині кут гнучкості не менше $\pm 20^\circ$, в горизонтальній - не менше $\pm 75^\circ$, навколо повздовжньої осі зчіпного пристрою - не менше $\pm 25^\circ$.

Основною класифікаційною ознакою тягово-зчіпних пристроїв є конструкція основної пари, що з'єднується.

Розрізняють:

- гакову - пара гак-петля;
- шворневу - пара шворінь-петля;
- кульова - пара куля-петля (накидка).

Додаткова ознака - тип пружного поглинаючого елемента для амортизації механізму:

- виті циліндричні пружини;
- кільцеві пружини;
- гумові елементи.

Найбільш поширені в нашій країні гакові пристрої з пружним гумовим елементом, що зображено на рисунку 3.2

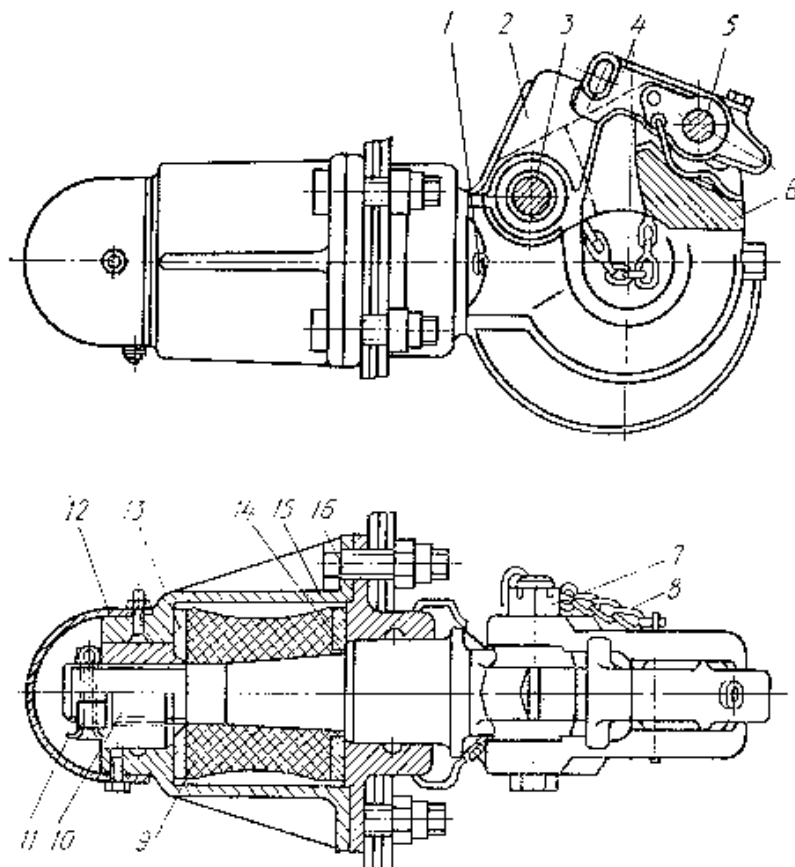


Рис. 3.2 - Тягово-зчіпний пристрій автомобіля-тягача КамАЗ-5320:
1 - маслянка; 2 - гак; 3 - вісь фіксатора-замикача гака; 4 - собачка фіксатора;
5 - вісь собачки; 6 - зачіпка; 7 - гайка; 8 - ланцюжок шплінта; 9 - пружний

елемент; 10 - гайка гака; 11 - шплінт; 12 - захисний кожух; 13, 14 - шайби;
15 - корпус; 16 – кришка корпусу

Фіксатор-замикач (защіпка), що стопориться собачкою, перешкоджає самовідмиканню гаку, а гумовий пружний елемент має нелінійну характеристику, тому його жорсткість, коли автопоїзд рушає з місця, відносно невелика, а при русі зростає, тобто оптимізує навантаження при роботі гака.

Недоліком гакових пристроїв є швидке зношування зіву гака, що призводить до його поломки і появи поперечних коливань автопоїзда.

Шворневі напівавтоматичні тягово-зчіпні пристрої при зниженні гнучкості автопоїзда значно спрощують і роблять безпечним процес зчеплення і розчеплення автопоїзда, забезпечують зчеплення без проміжку або дуже малий зазор. При входженні петлі причепа у вилку шворінь автоматично опускається, фіксуючи зчеплення (петля підводить шворінь і спускає затвор). Шворінь фіксується запобіжником.

Розміри тягових гаків стандартизовані: п'ять типорозмірів залежно від повної маси буксируваного причепа (не більше) :

0 - 3 000 кг

1 - 8 000 кг

2 - 17 000 кг

3 - 30 000 кг

4 - 80 000 кг

Тягові гаки і зчіпні петлі виготовляють із сталей 40, 45 та ін. Твердість поверхонь, що з'єднуються: у тягового гака не менше 45 HRC, а у петлі 35 HRC. Діаметр шворня і отвору зчіпної петлі - 50 мм.

Сідельно-зчіпні пристрої складаються з роз'ємно-зчіпного механізму, що забезпечує гнучкість автопоїзда і деталей кріплення.

Основна класифікаційна ознака сідельно-зчіпних пристроїв - конструкція зв'язаної пари. Розрізняють:

- шворневі пристрої;

- роликові пристрої.

Шворневі пристрою бувають:

- однозахватні;

- двозахватні;

- автоматичні;

- напівавтоматичні;

- що не забезпечують усунення зазору;

- що забезпечують усунення зазору з ручним або автоматичним його регулюванням.

Найбільш поширений двозахватний, напівавтоматичний, без усунення зазору сідельно-зчіпний пристрій, показаний на рисунку 3.3.

На підрамнику тягача закріплено два кронштейни, у провушини яких з гумовометалічними втулками входять дві осі сідла. Втулки забезпечують амортизацію і поворот сідла в поперечному напрямі до 3°. Поворот сідла в повздовжній площині вільний.

Два захоплювачі (утримувачі) встановлено на осях і фіксуються замочним кулаком з штоком і пружиною, замикачем (защіпкою) з пружиною,

а також запобіжною планкою.

Горизонтальна гнучкість автопоїзда забезпечується можливістю повороту шворня в утримувачах-гніздах.

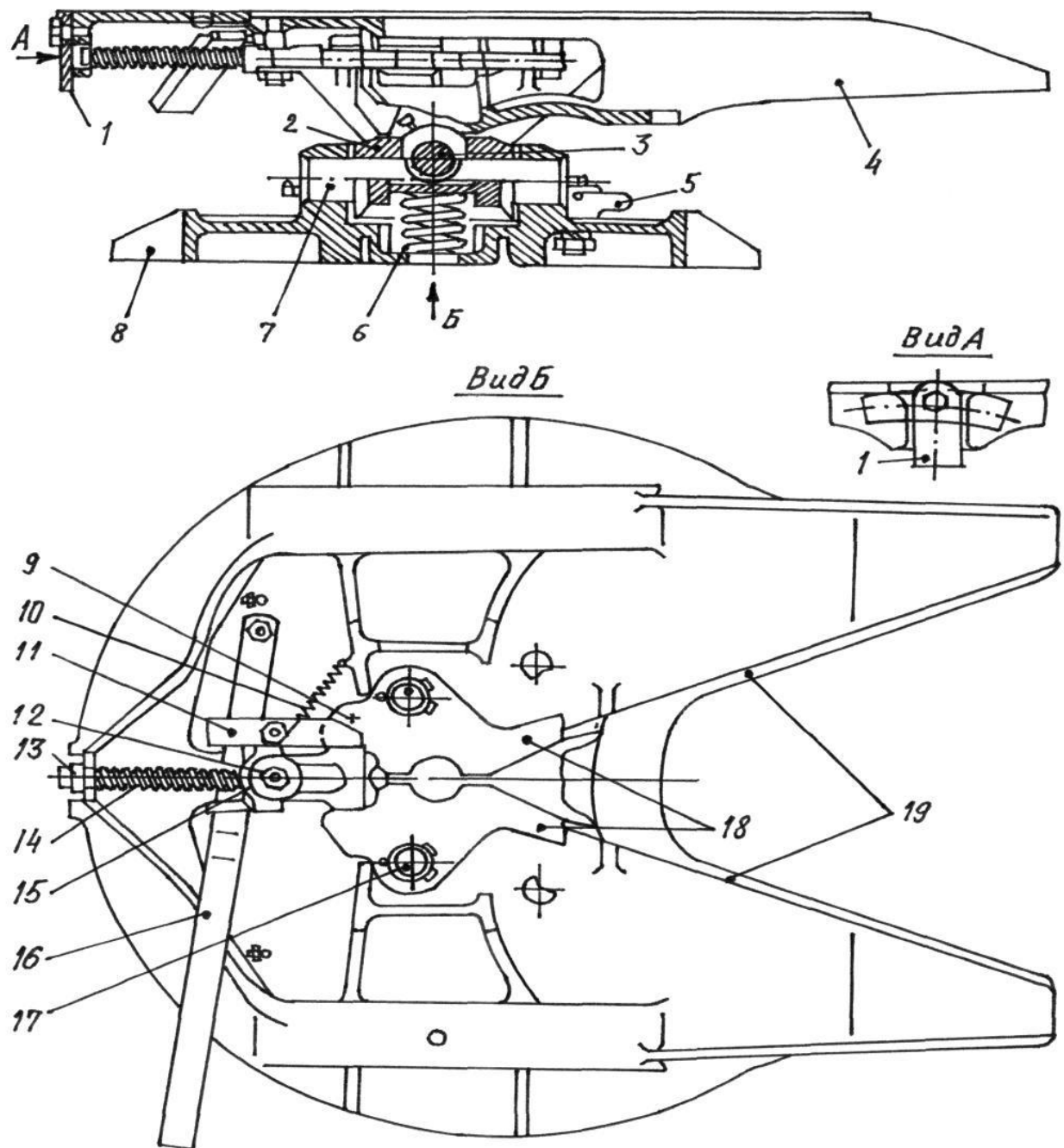


Рис. 3.3 - Сідельно-зчіпний пристрій автомобіля-тягача КамАЗ-5410:

1 - вісь запобіжної планки; 2 - запобіжна планка; 3 - кронштейн; 4 - сидло; 5, 9, 10 - маслянка; 6 - вісь шарніра; 7, 16 - пружини; 8 - вісь утримувача; 11, 13 - утримувачі; 12 - шплінт; 14 - важіль; 15 - замковий кулак; 17 - запір.

Горизонтальна гнучкість автопоїзда забезпечується можливістю повороту шворня в утримувачах.

При зчепленні шворінь, після входу в утримувачі, закриває їх, а кулак,

увійшовши до пазів утримувачів, фіксує з'єднання.

При розчепленні необхідно вивести кулак з пазів утримувачів, які вільно розкриваються і "випускають" шворінь.

За кордоном широко поширені однозахватні сидельно-зчіпні пристрої з косим прорізом на утримувачах для утримання шворня. Утримувач обертається на осі і в закритому положенні фіксується від провертання замковим кулаком.

Розрахунок тягово-зчіпного приладу зводять до розрахунку тягових гаків і вилок.

Діаметр тягового стержня розраховують, виходячи з максимальних навантажень (вага автомобіля) і допустимого напруження, риг тягового гака, що має форму кривого бруса, розраховують за напруженням в найбільш небезпечному перерізі (дещо нижче за зів гака), що виникає при дії згинаючого моменту і моменту розтягування.

При роботі сидельно-зчіпного пристрою виникають сили, направлені на зминання опорної площі під замок (поверхня утримування, що взаємодіє з замковим кулаком). Інший розрахунок - на зріз пальців (осей) утримувачів.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитись з визначенням і класифікацією зчіпних пристроїв автопоїздів.

2. Ознайомитись із методами розрахунку тягових гаків зчіпних пристроїв та розрахунком сидельно-зчіпних пристроїв автопоїздів.

3. Скласти звіт з практичної роботи, який повинен містити:

- класифікацію зчіпних пристроїв автопоїздів;
- розрахунок тягового гаку зчіпного пристрою та розрахунок сидельно-зчіпних пристроїв автопоїздів;
- відповіді на контрольні запитання;
- висновки.

Розрахунки:

Для оптимізації типорозмірів тягових і сидельних зчіпних пристроїв, тобто визначення мінімальних розмірів при забезпеченні працездатності в усьому діапазоні навантажень, проводять розрахунок деталей зчіпних пристроїв.

Найбільш несприятливими являються навантаження, які виникають при різкій зміні тягових або гальмівних сил. Навантаження залежать від ряду конструктивних і експлуатаційних чинників.

Конструктивні чинники:

- жорсткість пружного зв'язку;
- розміри проміжків в зчіпних пристроях;
- величини і їх відношення (маси ланок автопоїзда).

На деталі зчіпних пристроїв діють максимальні навантаження (до сили тяжіння тягача) :

$$F_{кр\ max} = G_a;$$

де G_a - сила тяжіння тягача.

Це навантаження і приймається як розрахункове.

Розрахунок тягових гаків і вилок:

Діаметр тягового стержня в найбільш небезпечному перерізі розраховують по деформації розтягування, використовуючи залежність:

$$D_c \geq \sqrt{\frac{4F_{кр\ max}}{\sigma}} \quad (3.1)$$

де σ - статичне напруження розтягування, МПа.

Для виконаних конструкцій тягово-зчіпних пристроїв при навантаженні рівному силі тяжіння тягача $F_{кр\ max} = G_a$ значення статичного напруження розтягування σ набуває для невеликих тягачів (типу ГАЗ- 66 - $\sigma = 25$ МПа), а для тягачів типу КрАЗ - $\sigma = 100$ МПа. Для інших типів тягачів напруження розтягування σ набуває значення у вказаному діапазоні (25-100МПа).

Ріг тягового гака має непостійну площу перерізу, але ця зміна невелика, не перевищує 7%, тому нею нехтують. Це припущення трохи позначається на кінцевому результаті, але розрахунки істотно спрощуються.

Найбільш навантажений переріз А-А, дещо нижче за зів гака. Його форма і геометричні розміри показані на рисунку 3.3. Небезпечне напруження діє в точці С. Напруження розтягування від $F_{кр\ max}$ підсумовуються з напруженнями від згинаючого моменту $M_{зг}$:

$$M_{зг} = F_{кр\ max} \cdot R_o, \quad (3.2)$$

де R_o - радіус кривизни бруса.

Сумарне напруження в точці С можна визначити за формулою:

$$\sigma = \frac{F_{кр\ max}}{A} \cdot \left[1 + \frac{R_o \cdot (I_1 - I)}{I \cdot (R_o - I_1)} \right] \quad (3.3)$$

де A - площа поперечного перерізу рогу гака; I - відстань від центру кривизни бруса до точки, що розраховується; I_1 - відстань від центру кривизни бруса до нейтрального шару.

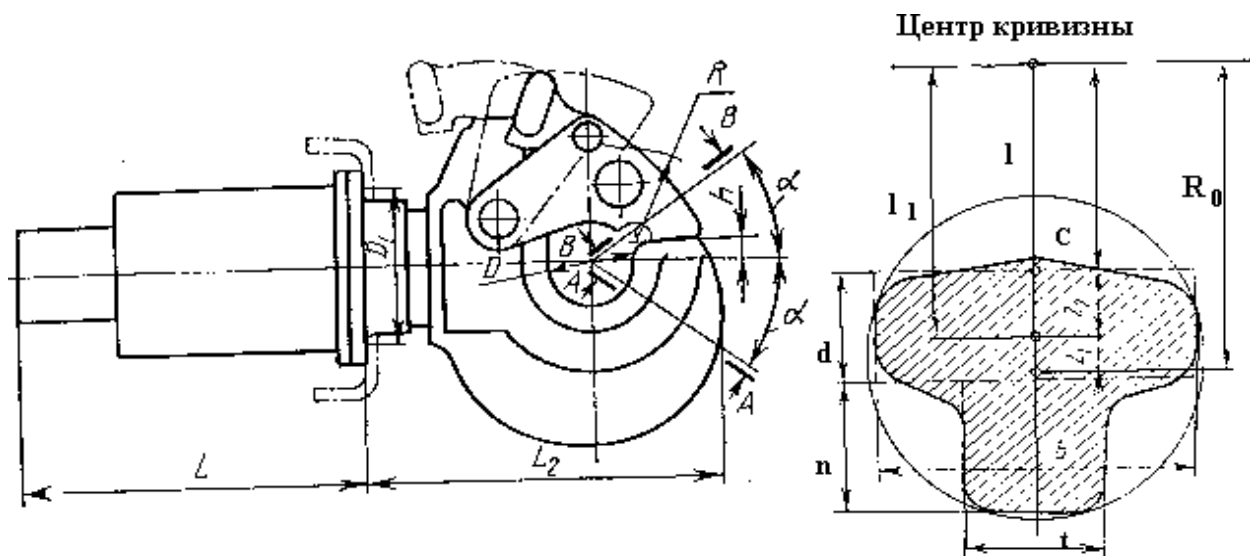


Рис. 3.4 - Тяговий гак

При критичному максимальному навантаженні $F_{кртах} = G_a$ значення розрахункових напружень σ досягають:

УАЗ- 469 - 20 МПа

ГАЗ- 66 - 280 МПа

ЗИЛ- 131 - 560 МПа.

Розрахунок деталей сидельно-зчіпних пристроїв.

У сидельно-зчіпних пристроях найбільш вірогідні наступні деформації:

- опорна площа захоплення, що контактує із замком, - зминання;
- пальці захоплення - зріз.

Схеми сил зображені на рисунку 3.5. На опорну площу захоплювача (утримувача) діє сила R . Площу під замок визначають визначенням її довжини і ширини

$$A = t \cdot S, \quad (3.4)$$

сила R передається через палець і є наслідком дії шворня на утримувач (захоплювач) (сила N).

Тоді,
$$R = N \cdot \frac{a}{b} \quad (3.5)$$

де a – відстань між осями шворня і пальця утримувача;

b – відстань від осі пальця до розрахункової точки прикладення сили R (центр опорної площі A).

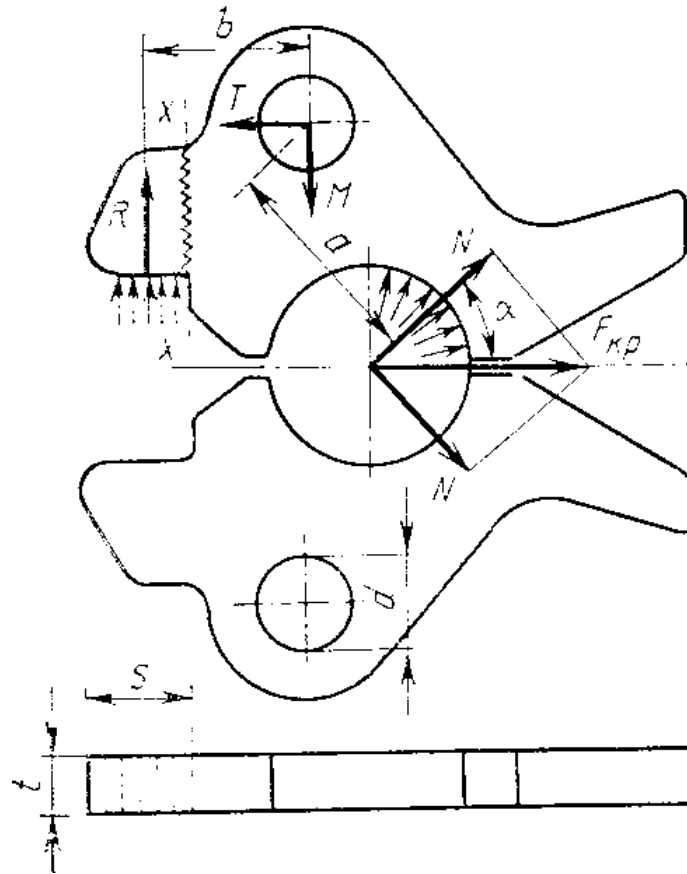


Рис. 3.5. - Розрахунок сідельно-зчіпного пристрою (схема)

Силу N визначимо із залежності:

$$N = \frac{F_{кр\ max}}{2\cos\alpha} \quad (3.6)$$

тоді

$$\sigma_{зм} = \frac{R}{A} = \frac{1}{2} \cdot F_{кр\ max} \cdot \frac{a}{b \cdot A \cdot \cos\alpha} \quad (3.7)$$

Утримувачі (захоплювачі) виготовляють із сталі 45. Для експлуатованих конструкцій, залежно від сили тяги тягачів, значення напруження зминання складає для автомобілів-тягачів:

ГАЗ - близько 50МПа;
 МАЗ, КрАЗ - до 80МПа.

Діаметр d пальців (шворнів) утримувачів визначають залежно від сили E , як результуючу сил R і N , визначається за формулою:

$$E = \sqrt{R^2 + N^2 + 2 \cdot R \cdot N \cdot \cos\alpha} \quad (3.8)$$

Підставивши значення R і N , після перетворень отримаємо:

$$E = \frac{F_{кр\ max} \cdot l}{2b\cos\alpha} \quad (3.9)$$

де

$$I = \sqrt{a^2 + b^2 + 2 \cdot a \cdot b \cdot \cos \alpha} \quad (3.10)$$

Напруження зрізу складе:

$$\tau = \frac{F_{кр \max} \cdot I}{\pi d^2 b \cos \alpha} \quad (3.11)$$

Кут $\alpha \approx 45^\circ$, тобто $\cos \alpha = 0,5\sqrt{2} \approx 0,7$. Для експлуатованих конструкцій: з тягачами ГАЗ - τ до 50МПа; з тягачами МАЗ, КрАЗ - τ до 80МПа.

Контрольні питання

1. Класифікація зчіпних пристроїв.
2. Причіпний склад АТ.
3. Основна класифікаційна ознака причепа.
4. Загальні технічні вимоги до причіпного складу.
5. Що таке прохідність автомобіля?
6. Шляхи удосконалення зчіпних пристроїв.

Практична робота № 4

Тема: Визначення зусиль у гідропіднімачі та визначення ходу штоку. Розрахунок гідроциліндра.

Мета роботи: Навчитись розраховувати підймальні (перекидаючі) пристрої автомобілів—самоскидів.

Короткі теоретичні відомості

Автомобілі-самоскиди обладнуються вантажними кузовами, що перекидаються. Перекидання кузовів здійснюється спеціальними підйомними механізмами (механічними, гідравлічними, пневматичними).

Вантажні кузови самоскидів звичайно виготовляються суцільнометалевими - зварними з листової сталі і посиленими стояками. Іноді їх роблять з алюмінієвих сплавів або армованих пластмас, що дозволяє зменшити масу самоскида, підвищити корозійну стійкість кузова, понизити рівень шуму при завантаженні і поліпшити очищуваність при розвантаженні, а також поліпшити паливну економічність. Кузови самоскидів виготовляються укороченими в порівнянні з кузовами базових моделей автомобілів, що знижує зусилля для їх підйому і підвищує маневреність самоскидів.

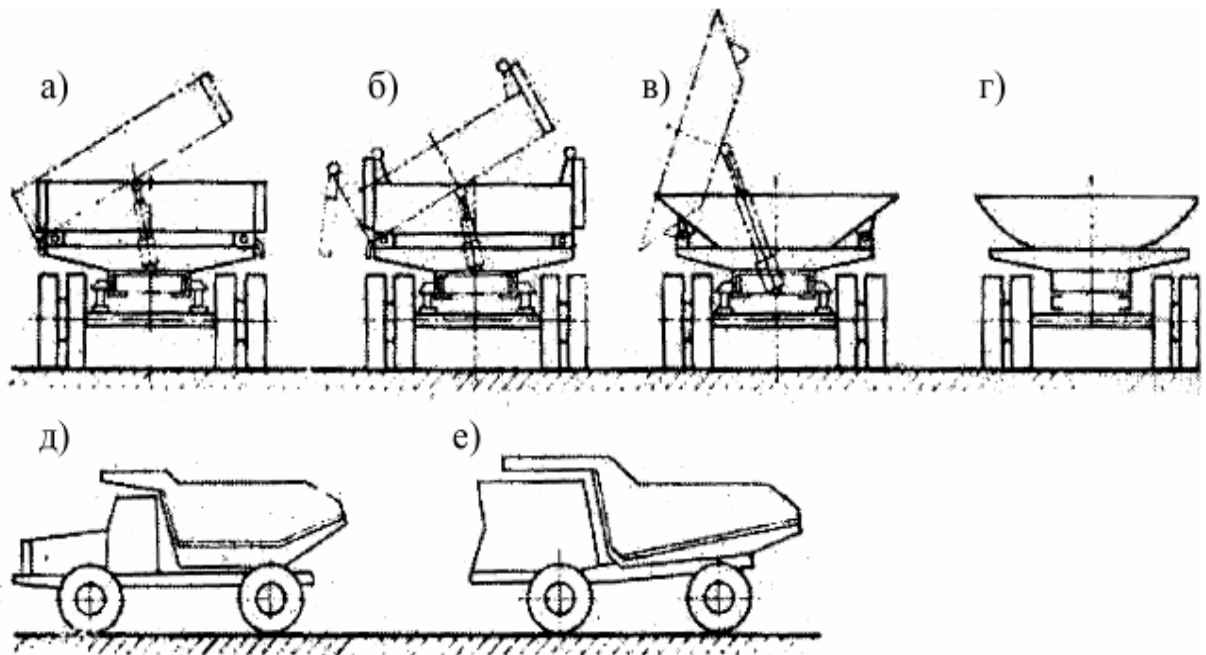


Рис. 4.1 - Схеми типів вантажних кузовів самоскидів:
а, б – прямокутний, з бортами, що відкриваються; в – коритоподібний, без бортів, що не відкриваються; г – напівеліптичний; д – ковшовий;
е – совковий.

Залежно від типу кузова і властивостей вантажу, що перевозиться, самоскиди можуть мати різну конструкцію: ковшового і совкового типів, з бортами, що відкриваються у напрямку розвантаження (назад, вбік, на всі сторони) і без бортів, що відкриваються (рис. 4.1).

Кузови з бортами, що відкриваються, можуть мати верхнє або нижнє розташування шарнірів, що забезпечують відкриття бортів, які в закритому положенні щільно прилягають до основи і бортів кузова, що не відкриваються.

Стійкість самоскидів при розвантаженні. На рис. 4.2 представлена схема для визначення зусилля гідроциліндра і стійкості самоскида при розвантаженні.

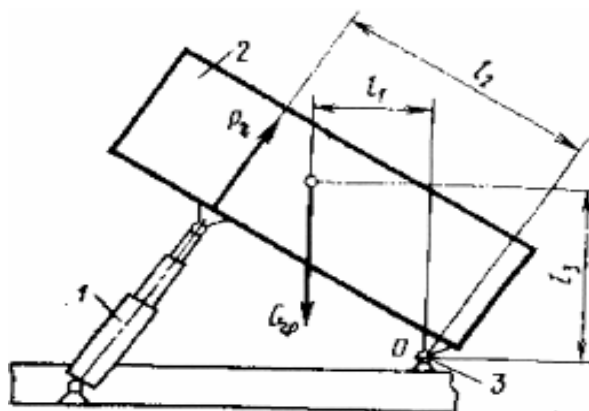


Рис. 4.2 - Схема для визначення стійкості самоскида під час розвантаження.

Під час розвантаження самоскида, зусилля, яке створюється гідроциліндром і тиск в циліндрі змінюються по величині із зміною кута підйому кузова 2. Для визначення зусилля і тиску гідроциліндра складемо рівняння моментів відносно точки О – центра осі 3 повороту кузова.

$$G_{\text{ван}}l_1 - P_r l_2 = 0. \quad (4.1)$$

Звідси зусилля гідроциліндра буде:

$$P_r = \frac{G_{\text{ван}} \cdot l_1}{l_2} \quad (4.2)$$

де $G_{\text{ван}}$ – маса кузова з вантажем;
 l_1 і l_2 – плечі прикладення $G_{\text{ван}}$ і P_r .

Тиск в гідроциліндрі:

$$P = \frac{P_r}{F_r} \quad (4.3)$$

де F_r – сумарна площа поверхні всіх ланок гідроциліндра

Стійкість самоскида під час розвантаження визначається для випадку повністю піднятого кузова із завислим вантажем.

Стійкість оцінюється коефіцієнтом запасу по стійкості:

$$n = \frac{P_{\text{кр}}}{G_{\text{ван}}} - \frac{C_{\text{ш}}}{G_{\text{ван}} \cdot l_3} \quad (4.4)$$

де $P_{\text{кр}}$ – критична сила, що викликає втрату стійкості самоскида;
 $C_{\text{ш}}$ – кутова жорсткість шасі самоскида;
 l_3 – відстань від осі перевертання кузова з вантажем до його центру ваги.

З виразу (4) виходить, що **стійкість самоскида при розвантаженні в основному залежить від кутової жорсткості шасі (рами, надрамника, підвіски)**, яка визначає кутову податливість шасі.

Для підвищення, стійкості при розвантаженні слід зменшувати кутову податливість шасі, тобто збільшувати їх жорсткість. В даний час це досягається установкою на самоскидах надрамників, що призводить до збільшення металоємності шасі. Тому доцільніше для збільшення жорсткості шасі і зменшення їх кутової податливості підвищувати кутову жорсткість підвіски при розвантаженні шляхом її блокування (виключення з роботи). Проте це призводить до ускладнень конструкції підвіски.

Розрахунок перевертючого пристрою самоскида, визначення зусилля в гідропіднімачі, хід штока гідропіднімача і розрахунок

гідроциліндра детально розглядається нижче.

При розрахунку підйимального (що перевертає) пристрою автомобіля - самоскида визначаємо зусилля в гідропіднімачі, визначаємо хід штока гідропіднімача і проводимо розрахунок гідроциліндра. Приймемо допущення спрощення: самоскид розташований на горизонтальній площині, центр тяжіння кузова знаходиться в перетині його діагоналей, як це показано на рисунку 4.3. Тертям у шарнірах нехтуємо.

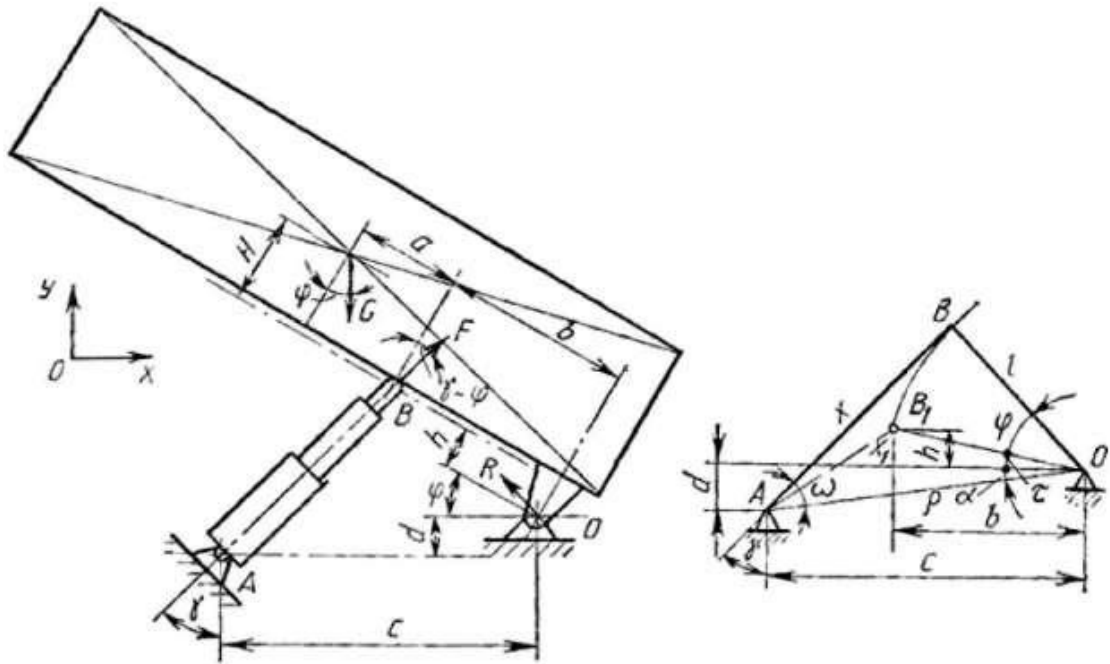


Рис. 4.3 - Схема для розрахунку гідропіднімача телескопічного типу автомобіля-самоскида

Порядок виконання роботи:

1. Ознайомитись із загальними відомостями про будову підйимальних пристроїв автомобілів-самоскидів.
2. Ознайомитись із основними методами розрахунку підйимальних пристроїв.
3. Скласти звіт з практичної роботи, який повинен містити:
 - відповіді на контрольні питання;
 - висновки.

1. Визначення зусиль в гідропіднімачі і ходу його штока

Зусилля в гідропіднімачі можна визначити, склавши рівняння моментів, діючих на кузов відносно його осі обертання. Силу тяжіння кузова і зусилля в гідропіднімачі розкладемо на складові по осях X і Y. Тоді отримаємо рівняння моментів:

$$G(a + b) \cdot \cos \varphi - G(H + h) \sin \varphi - F_b \cdot \cos(\gamma - \varphi) - F_h \cdot \sin(\gamma - \varphi) = 0 \quad (4.5)$$

Звідси визначимо зусилля в гідропіднімачі:

$$P = \frac{G((a+b) \cdot \cos \varphi - (H+h) \sin \varphi)}{b \cos(\gamma - \varphi) - h \cdot \sin(\gamma - \varphi)} \quad (4.6)$$

З виразу видно, що зусилля на гідропіднімачі за інших рівних умов обернено пропорційне до відстані між віссю обертання кузова і точкою опори в нього гідропіднімача, і зростає із збільшенням відхилення осі штока від вертикалі (кут γ).

Реакція опори в точці О визначається при проектуванні усіх сил на осі координат Х і У:

$$\begin{aligned} R_x &= -F \cdot \sin \gamma; \\ R_y &= G - F \cdot \cos \gamma; \\ R &= (R_x^2 + R_y^2)^{\frac{1}{2}}. \end{aligned} \quad (4.7)$$

Хід штока S гідропіднімача визначиться за залежністю (рис 4.3):

$$S = (l^2 + \rho^2 - 2l\rho \cos(\varphi + a + \tau) - 2l\rho \cos(a + \tau))^{\frac{1}{2}}. \quad (4.8)$$

де B_1 і B – початкове і проміжне положення точки з'єднання штока і кузова, що переміщається по радіусу L на кут φ ; ρ – відстань між точками кріплення кузова і підйомача до надрамника.

2. Розрахунок гідроциліндра

Гільзи циліндрів за своїми геометричними характеристиками займають проміжне положення між товстостінними циліндрами (трубами) і циліндричними оболонками. Для них відношення радіусу серединної поверхні до товщини стінки знаходиться в межах $R/h=5-15$ (для циліндричних оболонок $R/h > 15$, а для товстостінних циліндрів $R/h < 5$).

Тому формули розрахунку мають бути справедливі і для товстостінних труб, і для циліндричних оболонок.

Матеріал для виготовлення гідроциліндрів - сталь 30 з межею плинності $\sigma_{пл} = 300 \text{ МПа}$ і сталь 45 з $\sigma_{пл} = 360 \text{ МПа}$.

При розрахунках можуть бути рекомендовані запаси міцності гідроциліндрів $n_{пл} = \frac{\sigma_{пл}}{\sigma_{max}}$

	Гільзи	Корпусу
При номінальному тиску	2,7-3	> 3
При максимальному тиску	1,8-2	> 2

Збільшені значення запасу міцності для корпусів пояснюються тим, що корпус повинен мати достатню міцність і жорсткість в місцях з'єднання з поворотними цапфами і днищем. Корпус також може піддаватися ударним навантаженням при русі автомобіля, тому він повинен ефективно протистояти утворенню вм'ятин.

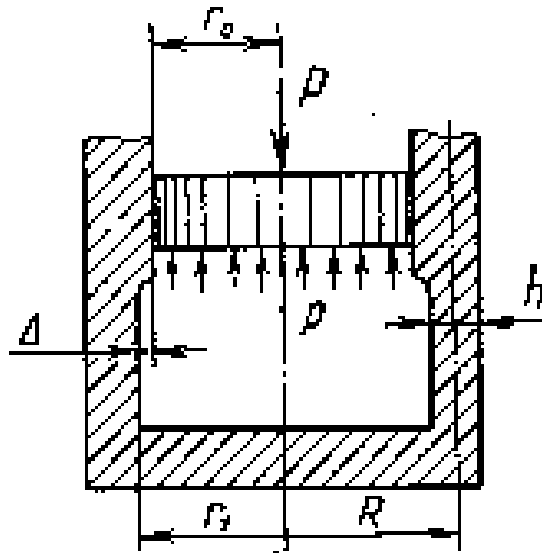


Рис. 4.4 - Розрахункова схема гідроциліндра

Визначимо діаметр D і товщину h стінок гільзи з розрахунку за безмоментною теорією. Схема розрахунку показана на рисунку 4.4 і відповідає початку висунення однієї гільзи відносно іншої. У першому питанні визначається зусилля P , що розвивається гідропіднімачем. Воно визначається тиском p в циліндрі і площею внутрішнього просвіту $F_0 = \pi \cdot r_0^2$ нерухомої гільзи:

$$P = p \cdot F_0 \quad (4.9)$$

Звідси можна визначити необхідний внутрішній радіус нерухомої гільзи:

$$r_1 = r_0 + \Delta = \sqrt{\frac{P}{\pi \cdot p}} + \Delta, \quad (4.10)$$

де Δ - різниця внутрішніх радіусів циліндрів $\Delta = r_1 - r_0$ (гільзи і плунжера); $\Delta \approx 3,5$ мм.

Максимальне напруження, що виникає в нерухомій гільзі, як найбільш навантаженій, не повинне перевищувати допустимих значень:

$$\sigma_{max} = \frac{p \cdot R}{h} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{пл}}{n_{пл}}, \quad (4.11)$$

де $[\sigma]$ - максимальне допустиме напруження, що максимально для матеріалу гільзи.

Для граничного випадку ($\sigma_{max} = [\sigma]$) можна записати рівність:

$$\frac{h}{R} = \frac{p}{[\sigma]} = \alpha_0 \quad (4.12)$$

Враховуючи, що:

$$r_1 = R - \frac{h}{2} = R \left(1 - 0,5 \frac{h}{R} \right) \quad (4.13)$$

а також

$$R = \frac{r_1}{(1-0,5\alpha_0)} \quad (4.14)$$

З виразу (4.13) визначимо необхідну товщину стінки гільзи при відомому радіусі r_1 :

$$R = \frac{r_1 \cdot \alpha_0}{(1-0,5\alpha_0)} \quad (4.15)$$

Таким чином, послідовність вибору розмірів гільз полягає у визначенні розмірів першої гільзи (корпусу) і визначення діаметрів наступних гільз за формулою:

$$R_i = 0,564 \cdot \sqrt{\frac{F}{p}} \cdot \left(\frac{1+p}{[\sigma]} \right)^{z-1} + \Delta \cdot \sum_{a=1}^{i-1} \left(\frac{1+p}{[\sigma]} \right)^{i-a}, \text{ мм} \quad (4.16)$$

де F - зусилля на штоку гідроциліндра; p - тиск в циліндрі; z - число ланок гідроциліндра (гільз); i - номер гільзи, що розраховується.

Визначені розрахунками значення діаметрів необхідно погоджувати з нормальним (рекомендованим) рядом діаметрів для гідроциліндрів автомобілів- самоскидів.

3. Перевірочний розрахунок на міцність деталей гідроциліндра.

3.1. Міцність труб для гільз (циліндрів) гідропіднімача перевіряють по напруженню, що виникає в його стінках від сил внутрішнього тиску рідини

$$\sigma = p \cdot \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} \quad (4.17)$$

де D і d - зовнішній і внутрішній діаметри циліндра, p - тиск рідини.

Для Сталі 35 напруження плинності $\sigma_{пл} = 320$ МПа, а для Сталі 45- $\sigma_{пл}=360$ МПа. Коефіцієнт запасу міцності можна прийняти: $n = 2$.

3.2. Напруження, що виникає в сферичній заглушці корпусу гідроциліндра, визначається за формулою:

$$\sigma = \frac{p \cdot d_{загл}}{4\delta_{загл}}, \quad (4.18)$$

де $d_{загл}$ і $\delta_{загл}$ - діаметр і товщина заглушки.

3.3. Опорні кільця перевіряють за напруженням на зріз

$$\tau_{зр} = \frac{p(A-A_{пр})}{(\pi d_k - \omega)h_k} \quad (4.19)$$

де A - активна площа відповідної висуненої ланки. $A = \pi D^2/4$. D - діаметр труби, в яку встановлено кільце; $A_{пр}$ - те ж по відношенню до попереднього кільця; d_k - діаметр кола опорного кільця, що перевіряється; h_k - діаметр дроту кільця; ω - розмір в замку (просвіт) кільця.

Матеріал для кільця Сталь 65Г з термообробкою, $[\tau_{зр}] = 0,6[\sigma_p]$. Тимчасовий опір на розтягування $[\sigma_p] = 1400-1650$ МПа. $n=2$.

Тоді:

$$\tau_{зр} \leq [\tau_{зр}] = \frac{0,6[\sigma_p]}{n} \quad (4.20)$$

3.4. Канавки під опорні кільця перевіряють на зминання, по відношенню нормальної сили поверхні зминання до площі зминання (по хорді). Підсумкова формула має вигляд.

$$\sigma_{зм} = p_{max} \frac{\pi}{4} \frac{D^2 + D_{пр}^2}{(\pi d_k - \omega)h_k} \quad (4.21)$$

Умова міцності:

$$\sigma_{зм} \leq [\sigma_{зм}]$$

Контрольні запитання:

1. Будова підіймальних пристроїв автомобілів-самоскидів.
2. Принцип роботи гідроциліндра.
3. Порядок проведення розрахунків підіймальних пристроїв автомобілів-самоскидів.

Практична робота № 5

Тема: Розрахунок сил, що діють на вантаж при транспортуванні

Мета: Навчитись правильно визначати сили, що діють на вантаж

Короткі теоретичні відомості

Визначення величин сил, що викликають зсув вантажів, має бути закріплене правилами і нормативами і використовуватися при проведенні розрахунків кріплення. Тільки знання величин цих нормативних сил дозволить перевізникові забезпечити надійне кріплення, а водієві – виконати пункт «Правил дорожнього руху», який вимагає, щоб перед початком і під час руху водій контролював розміщення, кріплення і стан вантажу, щоб уникнути його падіння.

В ході автомобільних транспортних операцій вантаж може піддатися дії короткотермінових значних повздовжніх зусиль. Ці операції можуть також викликати вібрацію, інтенсивність якої може істотно варіюватися при різних системах підвіски, різному стані дорожнього покриття.

У таблиці 5.1 наводяться приклади прискорень в одиницях прискорення сили тяжіння, яка може виникати в ході транспортних операцій; проте в національному законодавстві або рекомендаціях можуть міститися вимоги, що

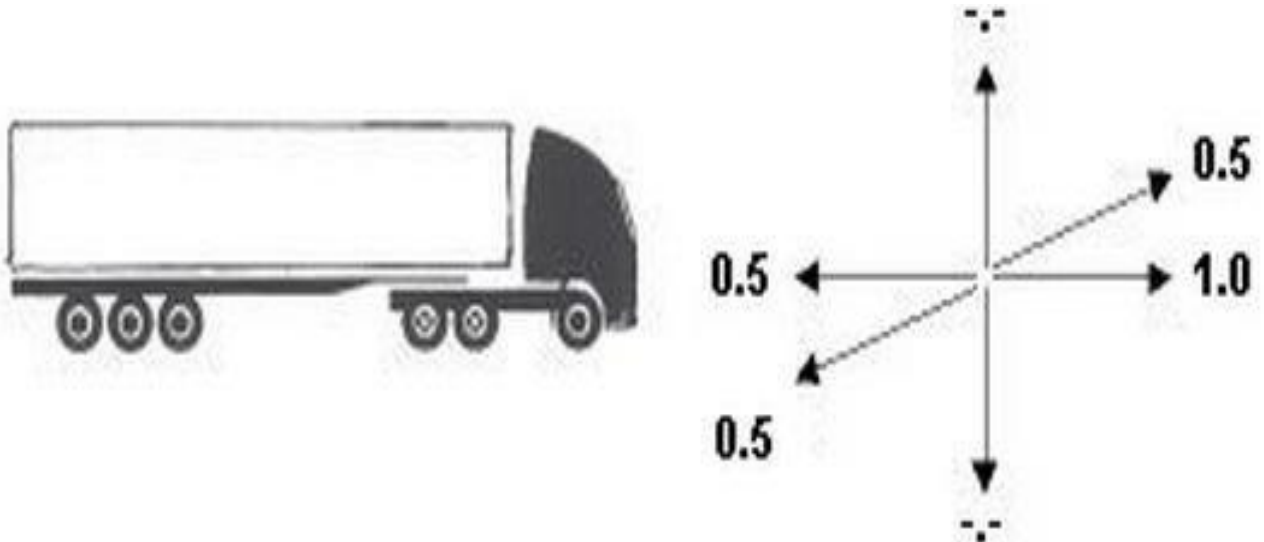
передбачають використання інших величин.

Таблиця 5.1

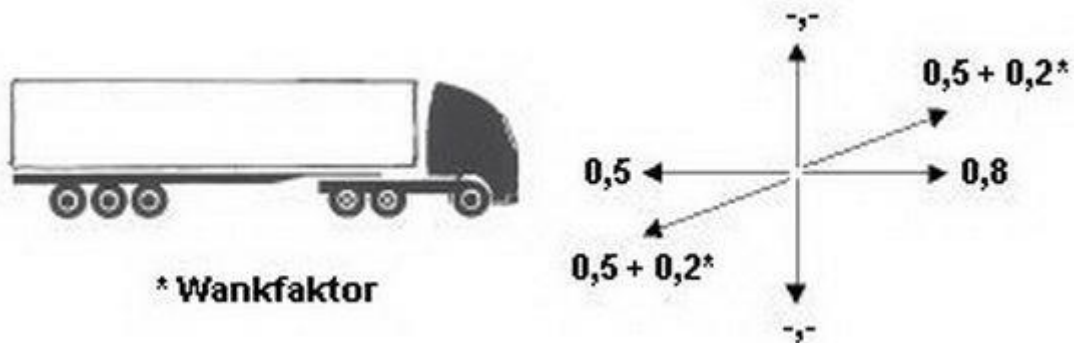
Приклади прискорень в одиницях прискорення сили тяжіння, які можуть виникати при транспортних операціях

Вид транспорту	Прискорення, направлене вперед	Прискорення, направлене назад	Поперечне прискорення
Автомобільний транспорт	1,0g	0,5g	0,5g

Графічно все це виглядає таким чином.



Згідно стандарту EN 12195-1:



Як мінімізувати ризик?

Європейська директива ЄЕС № 2003/59/ЕС набула чинності 10 вересня 2003р. Згідно цієї директиви всі професійні водії повинні отримувати відповідну підготовку в порядку мінімізації ризику і забезпечення безпеки на дорозі.

В програму підготовки обов'язково має бути включене вивчення чинників безпеки, що стосуються вантаження транспортного засобу: контроль за вантажем (укладання і кріплення), небезпеки, пов'язані з різними типами вантажів (тобто рідкі, підвішені), контроль за вантаженням і вивантаженням і

використанням вантажного устаткування (категорії С, С + Е, С1, С1 + Е).

Пункт № 3: «Сили, що діють при транспортуванні».

Чому вантажі зміщуються, перекидаються і випадають з транспортного засобу? Пригадаємо закон Ньютона: «Після зміни параметрів руху будь-яке тіло прагне зберегти первинну швидкість і напрям руху під впливом сил інерції». В запобіганні руйнівній дії цих сил на вантаж і само транспортний засіб і полягає сенс правильного, тобто надійного кріплення вантажу.

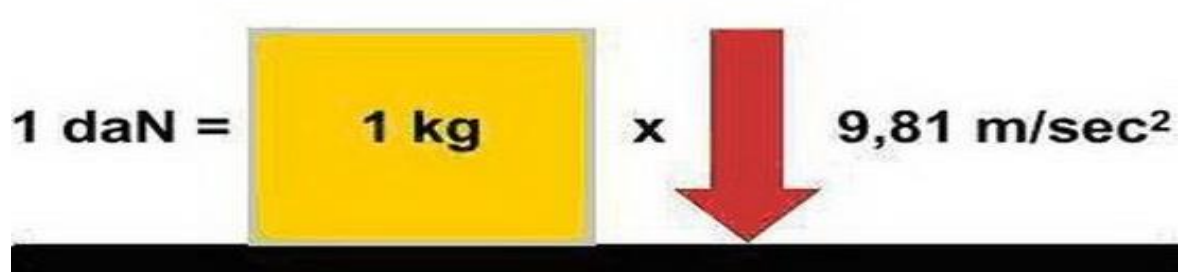
Спочатку зупинюся на одиниці вимірювання, яка використовується практично у всіх документах, що відносяться до теми кріплення вантажів. Це деканьютон, скорочено даН (міжнародний варіант daN). Одиниця вимірювання сил в сучасному варіанті метричної системи СІ – ньютон (Н або N), проте раніше використовувався кілограм -сила. Кілограм-сила зручна тим, що вага виходить чисельно рівною масі, тому людині легко представити, наприклад, що таке сила 5кгс. В системі СІ 1 ньютон дорівнює силі, що повідомляє тіло масою 1 кг прискорення 1м/с^2 у напрямку дії сили, 1 деканьютон рівний 10 ньютонам, таким чином:

$$1\text{кгс} = 9,80665\text{ньютонів (точно) приблизно } 10\text{Н або } 1\text{декаНьютон.}$$

Тому використання одиниці вимірювання «деканьютон» дуже зручно для розрахунку кріплення і широко використовується. Прикладом цьому служить маркування використовуваних притискних пасів і точок кріплення.

Розглядатимемо наступні сили:

Вага вантажу = Маса помножена на прискорення вільного падіння

$$F_G = m \times g$$


The diagram illustrates the calculation of weight (F_G) as the product of mass (m) and acceleration due to gravity (g). It shows the equation $1\text{ daN} = 1\text{ kg} \times 9,81\text{ m/sec}^2$. A yellow box contains the text "1 kg", and a red arrow points downwards next to the text "9,81 m/sec²". The entire equation is displayed above a thick black horizontal line.

В сучасній науці вага і маса – різні поняття. Разом з тим про різницю ваги і маси дізналися відносно недавно, і в багатьох повсякденних ситуаціях слово «вага» продовжує використовуватися, коли фактично мова йде про масу. Наприклад, якщо в документах вказана вага 20 т, приймаємо до розрахунку вагу $F_G = mg = 20000\text{daN}$.

Сила інерції = Маса помножена на прискорення

$$F = m \times a$$



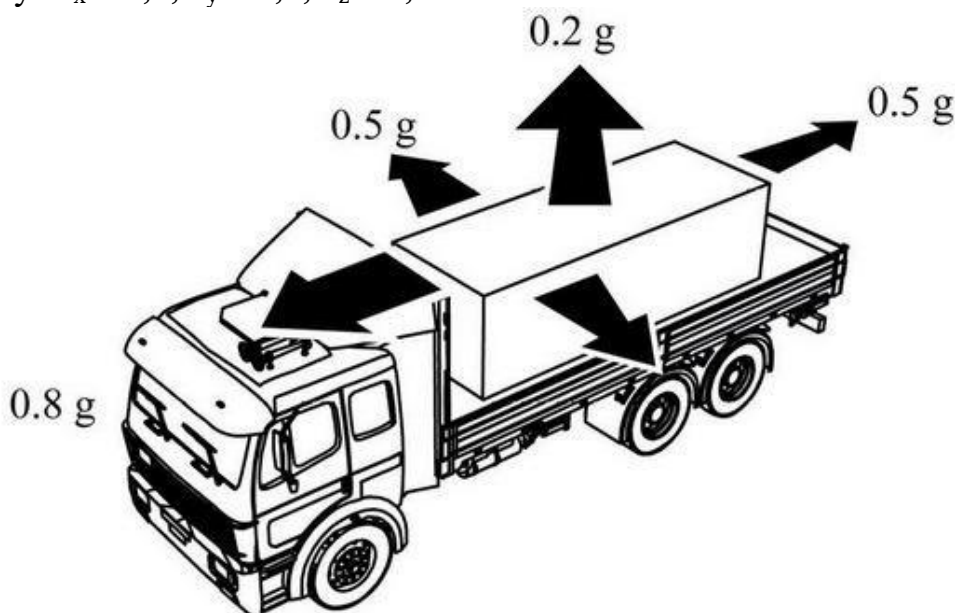
На вантаж діють сили інерції, що працюють в трьох осях: повздовжня F_x , поперечна F_y і вертикальна F_z .

Сили прикладені в центрі ваги вантажу, тому знання про його розміщення важливе для забезпечення ефективного кріплення.

Для позначення величин сил інерції в різних правилах використовуються коефіцієнти, на які перемножується вага вантажу або прискорення сили тяжіння. Ці коефіцієнти використовуватимемо, позначивши їх c_x , c_y , c_z .

Малюнок з північноамериканського стандарту.

Тут $c_x = 0,8$, $c_y = 0,5$, $c_z = 0,2$



5g становить 50% сили тяжіння або 50% ваги вантажу

Сила, що діє уздовж осі автотранспортного засобу, позначається F_x . Найбільша по величині сила інерції, що впливає на вантаж, виникає в процесі гальмування автотранспортного засобу. Прискорення від'ємне, сила інерції направлена вперед, по ходу руху автотранспортного засобу.

Як звучать свідчення і пояснення водіїв?

«Спасаяючи людські життя, я застосував екстремне гальмування. Невідомий автомобіль (або пішохід) сховався. Вантаж змістився. Я не винен».

Екстрене гальмування є невід'ємною частиною перевезення. Той, хто цього не знає, дарма сідає за кермо вантажівки. Термін «екстрене гальмування» використовується в стандартах і означає всього лише гальмування з метою максимального швидкого зменшення швидкості автотранспортного засобу. Підготувати вантаж і автотранспортний засіб до екстреного гальмування – обов'язок не тільки перевізника.



Вимога розміщення вантажу впритул до передньої стінки викликана дією сили, що виникає у разі екстреного гальмування.

Розглянемо все це на прикладі рулону, вага якого по документах за традицією зафіксована в 10мт (метричних тон). Для розрахунку приймаємо:

$$F_G = 10000\text{daN}$$

згідно Інструкції IMO/ILO/UN ECE

$$c_x = 1,0.$$

При гальмуванні максимальна інерційна сила, що діє на вантаж

$$F_x = c_x \cdot F_G = 1,0 \cdot 10000\text{daN}.$$

Саме величина і напрям цієї сили визначають вимоги до міцності і стану передньої стінки кузова. Принципова вимога розміщення вантажу впритул до передньої стінки також викликана дією цієї сили, що виникає у разі екстреного гальмування (вантаж легко утримати на місці, ніж зупинити в русі!).

При початку руху і збільшенні швидкості виникає аналогічна, але менша за значенням сила інерції.

$$c_x = 0,5$$

це означає, що максимальна інерційна сила, що діє на рулон вагою 10000daN:

$$F_x = c_x \cdot F_G = 0,5 \cdot 10000\text{daN} = 5000$$

Саме ця сила зміщує і перекидає останні пакети, встановлені біля дверей.

Небагато водіїв спмагаються закріпити останній пакет. *При початку руху і збільшенні швидкості виникає аналогічна, але менша за значенням сила інерції*

Зміна напрямку руху (поворот, зміна смуги руху).

Коли транспортний засіб здійснює поворот або навіть просто міняє смугу руху, на сам автомобіль і на вантаж діє відцентрова сила інерції, направлена від центру повороту в сторону:

$$F_y = m v^2/r.$$

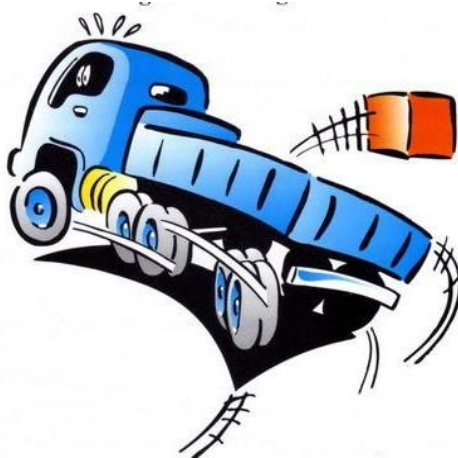
Слід пригадати, що відцентрова сила прямо пропорційна квадрату швидкості, тому зниження швидкості удвічі зменшує цю силу в 4 рази.

згідно Інструкції IMO/ILO/UN ECE

$$c_y = 0,5$$

це означає, що максимальна інерційна сила, що діє на рулон вагою 10000daN.

$$F_y = c_x \cdot F_G = 0,5 \cdot 10000daN = 5000.$$



Під час руху виникає вертикальна сила інерції, що діє на вантаж, що перевозиться

За наявності нерівностей дорожнього покриття під час руху транспортного засобу виникає вертикальна сила інерції, що діє на вантаж, що перевозиться. При своїй відносно невеликій величині ця сила небезпечна тим, що зменшує зчеплення між вантажем і настилом вантажного відсіку і, відповідно, зменшує силу тертя, протидіючу зсуву вантажу. Більшість правил вводять коефіцієнт $c_z = 0,2$ (дивися малюнок з північноамериканського стандарту). Однак стандартом при перевезенні автомобільним транспортом по автомобільних дорогах вертикальні інерційні сили не враховуються.

Стан наших доріг наводить на думку, що нам необхідний коефіцієнт c_z

від 0,2 до 0,5, що практично зводить на нуль результуючу силу кріплення притискними пасами. Всі описані сили впливають на вантаж, що перевозиться, в комплексі. Недостатня увага до одного з вищеназваних чинників може спровокувати таку дію, яку неможливо компенсувати надійним кріпленням вантажу по інших напрямках дії сил інерції.

Дія сили тертя

Союзником при боротьбі з дією сил інерції є сила тертя між поверхнею вантажного відсіку і вантажем, що знаходиться в ньому. Сила тертя розраховується як вага, помножена на коефіцієнт тертя. Різні нормативні документи вимагають використання коефіцієнта тертя спокою або ковзання. Сила тертя на поверхні дотику двох тіл направлена в сторону, протилежну швидкості відносного руху і може бути розрахована по формулі Кулона:

$$F_F = f F_G;$$

де F_F – сила реакції, яка направлена до поверхні контакту;

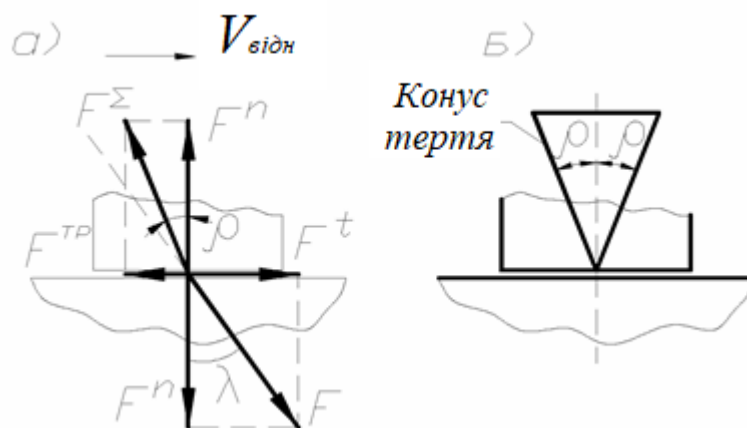
f – коефіцієнт тертя ковзання (величина постійна в визначеному діапазоні швидкостей і питомого тиску)

Коефіцієнт тертя залежить від багатьох факторів (чистоти поверхні, матеріалу і т.п) і визначається експериментально.

Сила тертя спокою (сила зчеплення), тобто це сила, яку необхідно подолати, щоб привезти тіло в рух зазвичай більше сили тертя ковзання. Відповідно розрізняють коефіцієнт зчеплення f_0 і коефіцієнт тертя ковзання f .

Сила тертя виникає як результат дії зовнішніх сил F , і являється реактивною силою, в результаті дії якої сумарна реакція F^Σ відхиляється на кут ρ від нормалі до поверхонь що труться, при цьому $f = F^{тер}/F^n = \tan \rho$. Кут ρ називається кутом тертя ковзання.

Якщо побудувати конус з кутом при вершині 2ρ , отримаємо конус тертя. При цьому рух предметів можливий при умові $F^t \geq F^{тер}$ або при $F^n \tan \lambda \geq F^n \tan \rho$, тобто $\lambda \geq \rho$, при чому якщо $\lambda = \rho$ рух буде проходити з $V = const$



Правильне використання фізичного явища тертя істотно впливає на

безпеку перевезення, збереження вантажу і здешевлення витрат на його кріплення. Наприклад, розміщення гумових килимків між вантажем і підлогою кузова значно зменшує необхідну кількість кріплень. Вважається, що в процесі руху із-за постійної вібрації зчеплення між вантажем і платформою вже немає і необхідно приймати до розрахунку коефіцієнт тертя ковзання, який, як відомо з фізики, рівний 70% коефіцієнта тертя спокою.

Найбільш часто використовується метод нахилу платформи до початку ковзання вантажу. Коефіцієнт тертя спокою (S) дорівнює тангенсу кута початку ковзання.

Дуже часто дані про коефіцієнт тертя можна знайти в різних довідниках.

Таблиця 5.2

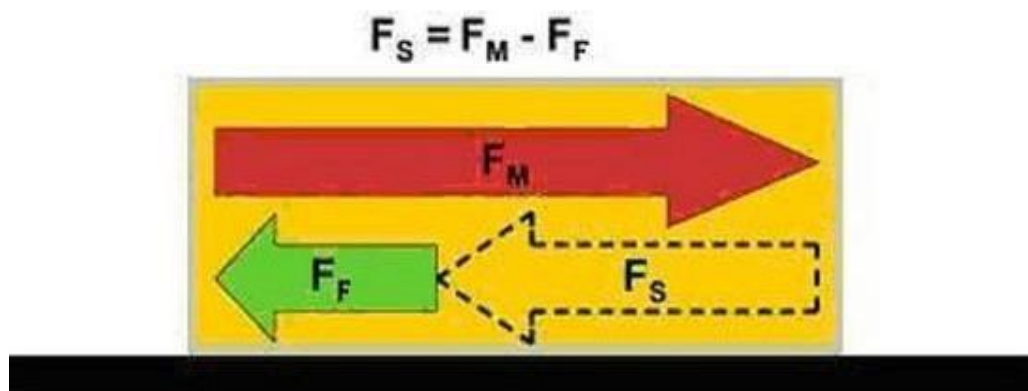
Коефіцієнт тертя спокою	Вантаж починає ковзання при куті, α°	Що відповідає висоті краю платформи h(см) якщо L = 200 см
0,2	11,3	39
0,3	16,7	57
0,4	21,8	74
0,5	26,6	89

Загальними вимогами для забезпечення кріплення вантажу при перевезенні є:

- сума сил в кожному напрямі має дорівнювати нулю;
- сума моментів в кожній площині має дорівнювати нулю.

Для того, щоб закріпити вантаж від зсуву, необхідно компенсувати засобами кріплення різницю між силами інерції і силою тертя.

Сила кріплення = Сила інерції – Сила тертя



Дана формула використовується для кріплення вантажу способом блокування, тобто при кріпленні рулону вагою 10000daN і коефіцієнті тертя спокою рівним 0,3 для компенсації сили інерції, що виникає при екстреному гальмуванні, для закріплення рулону необхідно застосувати кріплення, компенсуючі різницю сили інерції і сили тертя з сумарною силою кріплення

7000daN.

Сила кріплення притиском

Метод кріплення вантажів притиском розраховується дещо іншим способом. Даний спосіб використовує метод додаткової ваги для збільшення сили тертя.

Після натягнення пасу притискним пристроєм, вага закріплюваного вантажу як би збільшує силу натягнення, що розвивається притискним пристроєм пасу з боку розташування притискного пристрою і силу натягнення пасу з іншого боку закріплюваного вантажу.

Порядок виконання роботи:

1. Ознайомитись із загальними відомостями про сили, що діють на вантаж при транспортуванні.
2. Ознайомитись із основними методами розрахунку сил, що діють на вантаж при транспортуванні.
3. Скласти звіт з практичної роботи, який повинен містити:
 - відповіді на контрольні питання;
 - висновки.

Контрольні питання

1. Де та при яких умовах виникає тертя?
2. Закони сухого тертя.
3. Яка фізична сутність тертя, ковзання та кочення?
4. Від чого залежить коефіцієнт тертя, ковзання та кочення?
5. Що таке конус тертя?
6. Що таке «фіктивний» коефіцієнт тертя?
8. В якій з нарізок (прямокутній чи трикутній), сила тертя більше?
9. Напишіть вираз для розрахунку миттєвої потужності тертя, указав метод визначення кожної з величин, які входять в цей вираз.
11. Що таке приведена маса; чому величина приведеної маси не залежить від швидкості приведення?
12. Що таке приведений момент інерції и чому він не залежить від швидкості приведення?

Практична робота № 6

Тема: «Визначення вантажопідйомності автомобіля з заднім вантажопідйомним бортом»

Мета: Навчитись правильно визначати вантажопідйомність автомобіля з заднім вантажопідймальним бортом

Короткі теоретичні відомості

Основними умовами роботи автомобілів з вантажопідйомним бортом є транспортно-експедиційне обслуговування підприємств, не обладнаних

навантажувально-розвантажувальними засобами. Основними вантажними одиницями, призначеними для перевезення в таких автомобілях, мають бути контейнери (контейнери-обладнання) на колесах з параметрами залежно від внутрішніх розмірів кузова автомобіля.

Конструкція підйомного борту повинна:

- забезпечувати можливість навантаження-розвантаження контейнерів з різної висоти в межах 1400мм від рівня землі;
- забезпечувати надійну і зручну установку і безпечне підймання і опускання контейнерів;
- забезпечувати можливість навантаження (розвантаження) контейнерів безпосередньо в кузов автомобіля за допомогою електронавантажувачів, а також з рампи (без застосування вантажопідйомного борту), легке і зручне закріплення (скочування) контейнерів на підйомний борт;
- забезпечувати управління вантажопідйомним бортом як з кузова, так і з землі безпосередньо біля борту, і не вимагати фізичних зусиль понад 5-7кгс;
- забезпечувати безпеку і надійність експлуатації механізмів і пристроїв, а зовнішній вигляд - відповідати вимогам стандартів на рухомий склад, сучасним технічним і естетичним вимогам;
- забезпечувати потрібну універсальність конструкції, що дозволить монтувати його, як мінімум, на двох моделях вантажних автомобілів.

Впровадження автомобілів з вантажопідйомним бортом дозволить:

- підвищити продуктивність роботи автомобілів і понизити собівартість перевезень за рахунок різкого зниження непродуктивних простоїв під навантаженням-розвантаженням;
- створити досконаліші транспортно-технологічні схеми на базі контейнерних перевезень;
- різко скоротити трудомісткість навантажувально-розвантажувальних і складських робіт за рахунок впровадження механізації і автоматизації виробничих процесів;
- поліпшити умови збереження якості і зниження втрат при транспортуванні вантажів;
- збільшити об'єм перевезень і розширити номенклатуру вантажів в контейнерах.

Істотним моментом при експлуатації автомобілів в контейнерних перевезеннях з саморозвантажуванням являється неминуче зниження номінальної вантажопідйомності базової моделі після оснащення її відповідним вантажопідйомним бортом.

Зниження вантажопідйомності базової моделі обумовлюється двома чинниками: збільшенням власної маси автомобіля і перерозподілом осьових навантажень, як в порожньому, так і в завантаженому стані автомобіля.

При монтажі вантажопідйомного борту на задній консолі кузова (платформи) дещо розвантажується передня вісь і додатково навантажується задня вісь, що може вплинути на стійкість і керованість автомобіля.

Порядок виконання роботи:

1. Розрахунок вантажопідйомності автомобіля, обладнаного вантажопідіймальним бортом.
2. Визначення положення центру тяжіння спорядженого автомобіля

Відповідно до рисунку 6.1 сума моментів усіх сил, розташованих з правої і лівої сторін відносно центру тяжіння, має дорівнювати нулю.

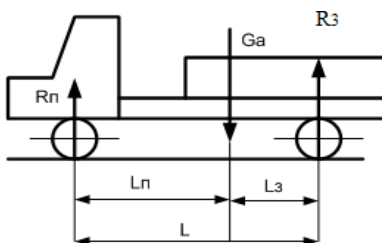


Рис. 6.1 - Розрахункова схема типового автомобіля

$$R_{\text{п}} \cdot G_{\text{а}} = R_{\text{з}} \cdot L;$$

$$R_{\text{п}} \cdot L = R_{\text{з}} \cdot G_{\text{а}}.$$

Звідки

$$L_{\text{п}} = (R_{\text{з}} \cdot L) / G_{\text{а}};$$

$$L_{\text{п}} = (8000 \cdot 3800) / 11000 = 2763,64 \text{ (мм)};$$

$$L_{\text{з}} = (R_{\text{п}} \cdot L) / G_{\text{а}};$$

$$L_{\text{з}} = (3000 \cdot 3800) / 11000 = 1036,36 \text{ (мм)};$$

де $R_{\text{п}}$, $R_{\text{з}}$ - реакції передньої і задньої осей спорядженого базового автомобіля;

$L_{\text{п}}$, $L_{\text{з}}$ - відстань від центру тяжіння автомобіля відповідно до передньої і задньої осі;

L - база автомобіля;

$G_{\text{а}}$ - маса спорядженого автомобіля, приймається з його технічної характеристики.

Вантажопідіймний борт навішується на місце заднього борту базового автомобіля на відстані $L_{\text{зб}}$, виміряному від задньої осі автомобіля до центру тяжіння піднятого борту відповідно до його конструкції.

Розрахункова схема розподілу сил від заднього підйомного борту представлена на рисунку 2, розрахунок ведеться виходячи з принципу незалежності дії сил.

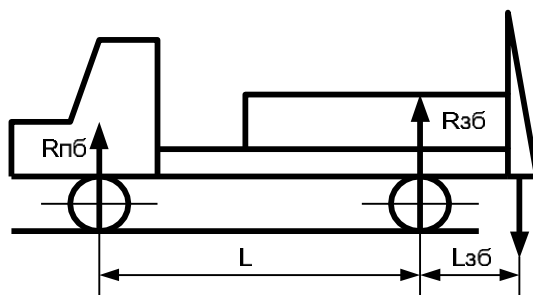


Рис. 6.2 - Розрахункова схема розподілу сил від заднього вантажопідійомного борту

Реакції передньої і задньої осей від навішуваного вантажопідійомного борту визначається за допомогою складання рівнянь усіх сил відносно передньої і задньої осі, а сума моментів має дорівнювати нулю. У результаті отримаємо два рівняння з двома невідомими ($R_{пб}$ і $R_{зб}$), вирішивши ці рівняння отримаємо формули для визначення реакції передньої і задньої осей від вантажопідіймального борту:

$$R_{пб} = - (G_{пб} \cdot L_{зб}) / L;$$

$$R_{пб} = - (500 \cdot 1600) / 3800 = - 210,53(\text{кгс});$$

$$R_{зб} = (G_{пб} \cdot (L + L_{зб})) / L \quad R_{зб} = (500 \cdot (3800 + 1600)) / 3800 = 710,53(\text{кгс});$$

де $R_{пб}$ - реакція дороги на передню вісь автомобіля від сили тяжіння вантажопідіймального борту;

$R_{зб}$ - реакція дороги на задню вісь автомобіля від сили тяжіння вантажопідіймального борту;

$G_{б}$ - навантаження (маса) вантажопідійомного борту в транспортному положенні;

$L_{зб}$ - відстань від центру тяжіння вантажопідійомного борту до задньої осі.

Як показують дані розрахунку, при навішуванні вантажопідійомного заднього борту мають місце недовантаження передньої осі і перевантаження задньої осі, що погіршує керуваність автомобіля.

Для підвищення навантаження на передню вісь, на буфер автомобіля необхідно навісити баласт (противагу), а для зменшення навантаження на задню вісь - понизити номінальну вантажопідійомність автомобіля з врахуванням маси баласту. Розрахункова схема для визначення реакцій на передню і задню осі автомобіля представлена на рисунку 6.3.

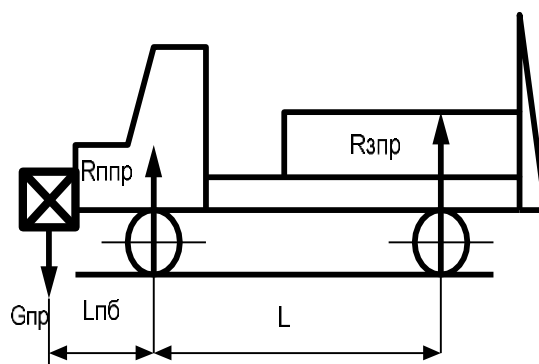


Рис 6.3 - Розрахункова схема за наявності баласту на буфері

Сума моментів усіх сил відносно передньої і задньої осей дорівнює

нулю.

Розв'язуючи рівняння відносно невідомих ($R_{ппр}$ і $R_{зпр}$) отримаємо формули:

$$R_{зпр} = - (G_{пр} \cdot L_6) / L$$

$$R_{зпр} = - (200 \cdot 1000) / 3800 = - 52,63(\text{кгс});$$

$$R_{ппр} = (G_{пр} \cdot (L_6 + L)) / L$$

$$R_{ппр} = (200 \cdot (1000 + 3800)) / 3800 = 252,63(\text{кгс});$$

де $G_{пр}$ - маса баласту (противаги);

L_6 - відстань від центру тяжіння баласту (противаги) до передньої осі.

Підсумовуючи реакції передньої і задньої осі від усіх навантажень, отримаємо повне завантаження автомобіля і розподіл маси по осях.

$$\Sigma R_{пi} = R_{п} + R_{пб} + R_{ппр}$$

$$\Sigma R_{пi} = 3000 + (- 210,53) + 252,63 = 3042,10(\text{кгс});$$

$$\Sigma R_{зi} = R_{з} + R_{зб} + R_{зпр}$$

$$\Sigma R_{зi} = 8000 + 710,53 + (- 52,63) = 8657,90(\text{кгс});$$

За даними розрахунку сумарні реакції на передню і задню осі можуть перевищувати допустимі, а повна маса автомобіля може перевищувати допустиму відповідно до паспортних даних.

Для зниження осьових навантажень і повної маси автомобіля необхідно зменшити кількість вантажу в автомобілі, дії сил і реакцій будуть спрямовані в протилежну сторону, (можна приймати зі знаком мінус без заміни напрямку), тобто усі сили і навантаження віднімаються. Розрахункова схема представлена на рисунку 6.4.

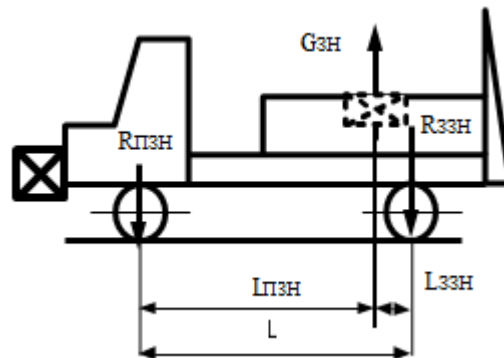


Рис. 6.4 - Розрахункова схема для визначення реакцій опор від зниження завантаження автомобіля

Для зниження завантаження автомобіля необхідно зменшити масу вантажу на величину $G_{\text{зн}}$, точка розташування центру тяжіння знаходиться на відстані $L_{\text{ззн}} = 150\text{мм}$ від задньої осі у бік передньої осі, а відстань до передньої осі $L_{\text{пзн}} = L - L_{\text{ззн}}$. Фактично ця відстань залежить від багатьох чинників, що стосуються параметрів вантажу і його розміщення в кузові автомобіля.

Величина знижуваного завантаження автомобіля визначається за формулою:

$$G_{\text{зн}} = G_a - (\sum R_{\text{пi}} + \sum R_{\text{зи}}).$$

$$G_{\text{зн}} = 11000 - (3042,10 + 8657,90) = - 700(\text{кгс});$$

Реакції від передньої і задньої осей визначаються аналогічно раніше виконаним розрахункам:

$$R_{\text{пзн}} = (G_{\text{зн}} \cdot L_{\text{ззн}}) / L$$

$$R_{\text{пзн}} = (- 700 \cdot 150) / 3800 = - 27,63 (\text{кгс});$$

$$R_{\text{ззн}} = (G_{\text{зн}} \cdot L_{\text{пзн}}) / L.$$

$$R_{\text{ззн}} = (- 700 \cdot 3650) / 3800 = - 672,37(\text{кгс});$$

Сумарні реакції передньої і задньої осей:

$$\sum R_{\text{пi}} + R_{\text{пзн}} = 3042,10 + (- 27,63) = 3014,47 (\text{кгс});$$

$$\sum R_{\text{зи}} + R_{\text{ззн}} = 8657,90 + (- 672,37) = 7985,53 (\text{кгс});$$

За підсумками розрахунку можливе коригування осьових навантажень на передню і задню осі із-за їх перевищення.

Якщо навантаження передньої осі перевищує допустиме нормативне навантаження і це перевищення неприпустимо, то потрібне додаткове зниження ваги вантажу, що перевозиться, за умовами завантаження передньої осі. В цьому випадку рекомендовано видалення частини вантажу з передньої частини кузова автомобіля. Виходячи з параметрів даного умовного автомобіля відстань від передньої осі ($L_{\text{пзнд}}$) до центру тяжіння вантажу, що видаляється, складає 1800 мм.

Величина додаткового зниження навантаження на передню вісь:

$$R_{\text{пзнд}} = R_{\text{п}} - (\sum R_{\text{пi}} + R_{\text{пзн}}) \quad R_{\text{пзнд}} = 3000 - 3014,47 = - 14,47(\text{кгс});$$

Розрахункова схема представлена на рисунку 6.5.

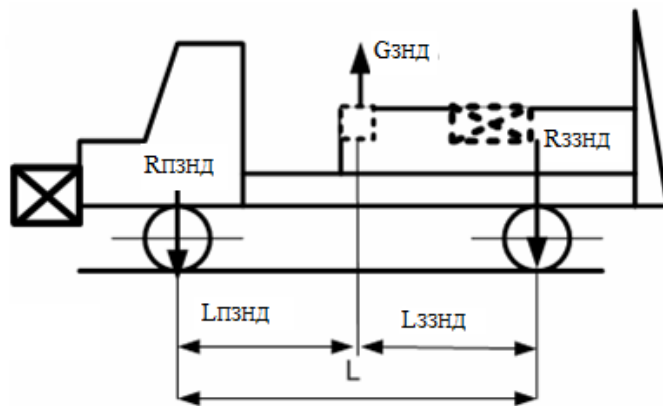


Рис. 6.5 - Розрахункова схема для визначення зниження завантаження автомобіля виходячи з навантаження передньої осі

Сума моментів відносно задньої осі дорівнює нулю, тоді:

$$G_{знд} = (R_{пзнд} \cdot L) / L_{знд}$$

$$G_{знд} = (-14,47 \cdot 3800) / 2050 = -26,82(\text{кгс});$$

$$R_{ззнд} = (G_{знд} \cdot L_{пзнд}) / L.$$

$$R_{ззнд} = (-26,82 \cdot 1750) / 3800 = -12,35(\text{кгс});$$

Маса автомобіля з врахуванням вантажопідйомного борту і противаги (баласту) $G_{аок}$ в даному прикладі склала:

$$G_{аок} = \sum R_{пі} + \sum R_{зі} - G_{зн} - G_{знд};$$

$$G_{аок} = 11700(-26,82) = 11026,82(\text{кгс});$$

В результаті остаточна втрата корисної вантажопідйомності складе:

$$\Delta G = G_a - G_{аок} - G_{зн};$$

$$\Delta G = 11000 - 11026,82 - (-700) = 673,18(\text{кгс});$$

Осьові навантаження

$$R_{пок} = \sum R_{пі} + R_{пзн} + R_{пзнд}$$

$$R_{пок} = 3014,47 + (-14,47) = 3000(\text{кгс});$$

$$R_{зок} = \sum R_{зі} + R_{ззн} + R_{ззнд}.$$

$$R_{зок} = 7985,53 + (-12,35) = 7973,18(\text{кгс});$$

Перевірка

$$G_{аок} = R_{пок} + R_{зок}.$$

$$G_{аок} = 3000 + 7973,18 = 10973,18(\text{кгс});$$

Встановлена вантажопідйомність для автомобілів з вантажопідйомним бортом є початковим параметром для організації перевізного процесу.

Приклад рішення індивідуального завдання

Відповідно до початкових даних необхідно виконати розрахунок за визначенням ваги вантажу, що перевозиться, автомобілем з вантажопідйомним заднім бортом, з врахуванням осьових навантажень відповідно до розрахункової таблиці 6.1. Початкові дані приведені в розрахунку у міру їх використання.

Таблиця 6.1

Розрахунок вантажопідйомності автомобіля з заднім вантажопідйомним бортом

Формули	Одиниці вимірювання	Позначення	Величина
Маса спорядженого автомобіля	кгс	G _a	11000,00
Реакція передньої осі автомобіля	кгс	R _п	3000,00
Реакція задньої осі автомобіля	кгс	R _з	8000,00
База автомобіля	мм	L	3800,00
Відстань від передньої осі до центра ваги навантаженого автомобіля			
$L_{п} = (R_{з} \cdot L) / G_{a}$	мм	L _п	2763,64
Відстань від задньої осі до центра ваги навантаженого автомобіля			
$L_{з} = (R_{п} \cdot L) / G_{a}$	мм	L _з	036,36
Реакції дороги від вантажопідйомного борту			
Маса заднього вантажопідйомного борту	кгс		00,00
Відстань від центру ваги вантажопідйомного борту до задньої осі			
	мм	L _{зб}	1600,00
База автомобіля	мм	L	3800,00
Відстань від центру ваги вантажопідйомного борту до передньої осі			
	мм	L+L _{зб}	5400,00
Реакція передньої осі від вантажопідйомного борту			
$R_{пб} = - (G_{пб} \cdot L_{зб}) / L$	кгс	R _{пб}	-210,53
Реакція задньої осі від вантажопідйомного борту			
$R_{зб} = (G_{пб} \cdot (L+L_{зб})) / L$	кгс	R _{зб}	710,53
Маса противаги (баласту)	кгс	G _{пр} , кгс	200,00
База автомобіля	мм	L	3800,00
Відстань від центра ваги противаги до передньої осі	мм	L _б	1000,00
Відстань від центра ваги противаги до задньої осі	мм	L+L _б , мм	4800,00
Реакція передньої осі від противаги			
$R_{ппр} = (G_{пр} \cdot (L+L_{б})) / L$	кгс	R _{ппр}	252,63
Реакція задньої осі від противаги			
$R_{зпр} = (G_{пр} \cdot L_{б}) / L$	кгс	R _{зпр}	-52,63
Величина осьових навантажень автомобіля визначається шляхом підсумовування по осях реакцій від навантажень базового автомобіля, від ваги вантажопідйомного заднього борту і баласту (противаги).			
Реакція передньої осі від повної маси автомобіля з врахуванням встановленого завантаження, мас заднього борту і баласту			

	кгс	$\Sigma R_{\text{пi}}$	3042,10
Доля навантаження на передню вісь		%	26,00
Характер осевого навантаження			
Якщо $R_{\text{п}} - \Sigma R_{\text{пi}} < 0$, то			перевантаження
Реакція задньої осі від повної маси автомобіля з врахуванням встановленого завантаження, мас заднього борту і баласту			
Доля навантаження на задню вісь	кгс	$\Sigma R_{\text{зi}}$	8657,90
Характер осевого навантаження		%	73,99
Якщо $R_{\text{з}} - \Sigma R_{\text{зi}} < 0$, то			перевантаження
Повна маса автомобіля з врахуванням встановленого завантаження, мас заднього борту і баласту			
$\Sigma R_{\text{пi}} + \Sigma R_{\text{зi}}$	кгс	$\Sigma R_{\text{пi}} + \Sigma R_{\text{зi}}$	11700,00
У навантаженому стані маса автомобіля і осьове навантаження перевищує допустимі дані, для зниження осевого навантаження і повної маси автомобіля зменшується вантажопідйомність до досягнення заданого осевого навантаження. Центр ваги вантажу, що видаляється прийнятий на відстані $L_{\text{з}} = 150$ мм від задньої осі автомобіля.			
Зниження маси навантаженого автомобіля			
$G_{\text{сн}} = G_{\text{а}} - (\Sigma R_{\text{пi}} + \Sigma R_{\text{зi}})$	кгс	$G_{\text{сн}}$	-700,00
Відстань від центра ваги вантажу, що видаляється до задньої осі	мм	$L_{\text{зсн}}$	150,00
Відстань від центра ваги вантажу, що видаляється до передньої осі			
$L_{\text{пзн}} = L - L_{\text{зсн}}$	мм	$L_{\text{пзн}}$	3650,00
Реакція передньої осі від зменшення маси навантаженого автомобіля			
$R_{\text{псн}} = (G_{\text{сн}} \cdot L_{\text{зсн}}) / L$	кгс	$R_{\text{пзн}}$	-27,63
Реакція задньої осі від зменшення маси навантаженого автомобіля			
$R_{\text{ззн}} = (G_{\text{зн}} \cdot L_{\text{пзн}}) / L$	кгс	$R_{\text{ззн}}$	-672,37
Коригування осевих навантажень з врахуванням зменшення маси вантажу, що перевозиться			
Величина	кгс	$\Sigma R_{\text{пi}} + R_{\text{пзн}}$	3014,47
		%	27,40
Величина	кгс	$\Sigma R_{\text{зi}} + R_{\text{зсн}}$	7985,53
	%	%	72,59
Повна маса автомобіля з врахуванням мас борту, противаги і зменшення маси корисного вантажу			
$G_{\text{асн}} = \Sigma R_{\text{пi}} + R_{\text{псн}} + \Sigma R_{\text{зi}} + R_{\text{зсн}}$	кгс	$G_{\text{асн}}$	11000,00
Паспортна вантажопідйомність автомобіля	кгс	$G_{\text{г}}$	6000,00
Маса вантажу, що перевозиться, визначається виходячи з вантажопідйомності ($G_{\text{г}}$) і зниження маси вантажу ($G_{\text{зн}}$)			
$G_{\text{ван}} = G_{\text{г}} + G_{\text{зн}}$	кгс		5300,00
		%	88,33

Якщо навантаження на передню вісь перевищує нормативну і воно не відповідає вимогам, то його знижуємо за рахунок звільнення від вантажу в передній частині вантажної платформи. Відстань від передньої осі автомобіля до точки центру ваги вантажу, що видаляється, включає відстань до задньої стінки кабіни і відстань від кабіни до центру ваги вантажу, що видаляється.			
Відстань від передньої осі до задньої стінки кабіни			
	мм	Д	1600,00
Відстань від задньої стінки кабіни до центра ваги вантажу, що видаляється			
	мм	L _{зн}	150,00
Відстань від передньої осі до центру тяжіння вантажу, що видаляється			
$L_{пснд} = Д + L_{зн}$	мм	L _{пзнд}	1750,00
Відстань від задньої осі до центру тяжіння вантажу, що видаляється			
$L_{ззнд} = L - L_{пзнд}$	мм	L _{ззнд}	2050,00
Величина додаткового зниження навантаження на передню вісь			
$R_{пзнд} = R_{п} - (\sum R_{пi} + R_{пзн})$	кгс	R _{пзнд}	-14,47
Величина додатково знижуваного завантаження при виключенні перевантаження передньої осі			
$G_{знд} = (R_{пзнд} \cdot L) / L_{ззнд}$	кгс	G _{знд}	-26,82
$R_{ззнд} = (G_{знд} \cdot L_{пзнд}) / L$	кгс	R _{ззнд}	-12,35
Маса автомобіля з врахуванням вантажопідйомного борту і противаги (G _{аок}) в даному прикладі складає:			
$G_{аок} = \sum R_{пi} + \sum R_{зи} + G_{зн} + G_{знд}$	кгс	G _{аок}	11026,82
Остаточна втрата корисної вантажопідйомності складе:			
$\Delta G = G_a - G_{аок} - G_{зн}$	кгс	ΔG	673,18
		%	6,10
Остаточне навантаження на передню вісь			
$R_{пок} = \sum R_{пi} + R_{пзн} + R_{пзнд}$	кгс	R _{пок}	3000,00
Остаточне навантаження на задню вісь			
$R_{зок} = \sum R_{зи} + R_{ззн} + R_{ззнд}$	кгс	R _{зок}	7973,18
Остаточна маса вантажу, що перевозиться			
$G_{ок} = G_{ван} - \Delta G$	кгс	G _{ок}	4626,82
Перевірка. Сума реакцій осей рівна масі автомобіля			
$G_{аок} = R_{пок} + R_{зок}$	кгс	G _{аок}	10973,18

Контрольні питання

1. Для чого потрібні автомобілі з вантажопідйомним заднім бортом?
2. Як розподіляється навантаження від заднього борту на передню і задню осі автомобіля?
3. Як використаний в розрахунку принцип незалежності дії сил?
4. Як розподіляється навантаження від противаги на передньому бампері на передню і задню осі автомобіля?
5. Чому дорівнює сума моментів сил відносно задньої осі?
6. Чому дорівнює сума проекцій усіх вертикальних сил, діючих на автомобіль, на вертикальну вісь?
7. При спорядженні автомобіля додатковим пристроєм вантажопідйомність його залишається: колишньою зменшується, збільшується?
8. Зменшення маси вантажу на початку платформи і у кінці її на однакову

величину змінює осьове навантаження або не змінює?

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Краснокутський В., Самородов В., Селевич С. Спеціалізований рухомий склад на автомобільному транспорті: навч. посіб. Харків: Друкарня Мадрид, 2020. 240 с.
2. Білоконь Я. Окоча А. Спеціалізований рухомий склад автомобільного транспорту: навч. посіб. К: "Аграр МедіаГруп", 2011. 249 с.
3. Кашканов А.А., Ребедайло В.М. Спеціалізований рухомий склад автомобільного транспорту: конструкція. Навч. посіб. Вінниця: ВДТУ, 2002. 164 с.
4. Буренніков Ю. А., Кашканов А. А., Ребедайло В. М. Рухомий склад автомобільного транспорту: робочі процеси та елементи розрахунку: навч. посіб. Вінниця: ВНТУ, 2009. 267с.
5. Яцківський Л.Ю., Зеркалов Д.В. Загальний курс транспорту: навч. посіб. Книга 1. К.: изд. Арістей, 2007. 544 с.
6. Кисликов В.Ф., Лущик В.В. Будова і експлуатація автомобілів. Київ: "Либідь". 1999. – 410 с.
7. Про автомобільний транспорт. Закон України від 23.02.2006№ 3492-IV , URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2344-14#Text>.
8. Дзюра В.О., Цьонь О.П., Ю.Я. Вовк Спеціалізований рухомий склад. Конспект лекцій для студентів спеціальності 6.070101 “Транспортні технології” денної форми навчання / Уклад.– Тернопіль: ТНТУ, 2016. – 140 с.
9. Сахно В.П., Безбородова Г.Б., Маяк М.М., Шарай С.М. Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність. Київ: В-во: "КВІЦ", 2004. 327с.
11. Полупан Є.В. Спеціалізований рухомий склад автотранспорту: конспект лекцій. Северодонецьк: вид-во СНУ ім. В. Даля, 2022. 96 с.
12. Строков О.П. Основи будови та експлуатації автопоїздів, Київ: Грамота, 2005. - 348 с.
13. Солтус А.П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля: навч посіб. Київ: Арістей, 2006. – 176 с.
15. Є.К. Вільковський, І.І. Кельман, О.О. Бакуліч. Вантажознавство (вантажі, правила перевезень, рухомий склад) – 2-е вид., перероблене і доповнене. – Львів: «Інтелект-Захід», 2007, 496 с.
16. Пістун І.П., Хом'як П.В., Хом'як В.В. Охорона праці на автомобільному транспорті: Навчальний посібник. Суми: ВТД «Університетська книга», 2005. 374 с.