

## ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 629.114

DOI: 10.30977/BUL.2219-5548.2024.105.0.32

ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУГ У НЕБЕЗПЕЧНИХ ПЕРЕРІЗАХ ЛОНЖЕРОНІВ  
РАМИ МІНІАВТОТРАКТОРНИХ ЗАСОБІВ

Манойло В. М.<sup>1</sup>, Воронков О. І.<sup>1</sup>, Авраменко А. М.<sup>1</sup>, Байцур М. В.<sup>1</sup>, Козлов Ю. Ю.<sup>2</sup>  
<sup>1</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет  
<sup>2</sup>Харківська філія УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого

**Анотація.** У роботі наведено розрахунок з визначення напруг у небезпечних перетинах лонжеронів рами автотransпортних засобів для створення нових універсальних малогабаритних транспортних засобів типу УМТЗ-26 «Надія», а також для розроблення мінівантажних автомобілів категорії N1, які можна використовувати в комунальному міському та фермерському господарствах країни. Наведено розрахунково-експериментальне дослідження з визначення напружень у небезпечних перетинах рами АТЗ, для цього використовувався метод початкових параметрів для рамних конструкцій. Здійснено розрахунок сил та максимальних моментів у перетинах лонжеронів рами в процесі встановлення на неї агрегатів, систем та вузлів АТЗ. Визначені зусилля, що діють на АТЗ під час його руху вздовж місцевості. Визначені згинальні моменти в перетинах лонжеронів рами АТЗ співвідносно координатних точок. Для виготовлення лонжеронів рами АТЗ розраховані та вибрані геометричні розміри швелера для виготовлення рами АТЗ. Здійснено спрощене компонування на рамі агрегатів та вузлів двигуна внутрішнього згорання для автотransпортних засобів як для універсального малогабаритного транспортного засобу типу УМТЗ-26 «Надія», так і для мінівантажного автомобіля категорії N1 вантажопідйомністю до 3,2 тону.

**Ключові слова:** корпус, транспортні машини, несні елементи конструкції, навантаження, координатні точки, згинальні моменти, напруги, небезпечні перерізи у вузлах.

**Вступ**

Рама, або корпус транспортної машини, є основним несним елементом конструкції, який сприймає всі навантаження, що виникають під час руху автотransпортного засобу (АТЗ) [1, 8-10]. Крім того, несна система є підпорою для кріплення вузлів і агрегатів АТЗ.

Таким чином, у силовій схемі машини несний елемент здійснює одну з головних функцій. Вихід з ладу несного елемента внаслідок несправності або незворотної деформації буд потребувати трудомістких і коштовних ремонтних робіт. Хоча несна система є головною в силовій схемі АТЗ, її конструктивне оформлення не може бути підпорядковане тільки вимогам забезпечення міцності та жорсткості конструкції.

Несний елемент є підпорою для кріплення більшості вузлів і агрегатів машини, тому до нього висувають додаткові вимоги, а його конструктивні форми мають бути підпорядковані загальному компонуванню задуму конструктора.

У процесі еволюції в результаті багаторічного досвіду проектування й експлуатації

несні елементи набули певних компонувальних форми, які варіюються лише в незначних межах залежно від призначення того чи іншого АТЗ. У зв'язку з цим розглянемо конструкції рам і корпусів різних транспортних машин і визначимо серед них типові за компонувальними схемами. Найбільш поширеними несними елементами транспортних машин є рамні конструкції.

Рами транспортних машин поділяють на два типи: це лонжеронні та хребтові рами [1]. Хребтові рами майже не використовують, у вітчизняному автотракторобудуванні, тому розглянемо рами лонжеронного типу.

**Аналіз публікацій**

Рами автомобілів загального призначення належать до конструкцій лонжеронного типу. Креслення такої рами автомобіля категорії N3 наведено на рис. 1. Лонжерон рами складається з двох поздовжніх балок, які з'єднані між собою декількома поперечинами. Лонжерони рами найчастіше виготовляються як тонкостінні балки відкритого поперечного перерізу. Найбільш типовими

перетинами є швелер, двотавр і 2-подібний профіль.

Найчастіше балки лонжеронів штамнуються з листа і рідше зі стандартного прокату. Перевагою штампованих лонжеронів є те, що вони можуть бути змінного профілю за довжиною рами, чим досягається їхня велика рівномірність. Прикладом цього є рами вищезазначених автомобілів загального призначення. Лонжерони вздовж довжини рами скріплюються поперечною.

Поперечини можуть бути найрізноманітніших поперечних перерізів, зокрема мати як відкриті, так і закриті профілі. У рамах автомобілів загального призначення висота профілів поперечин майже дорівнює висоті лонжеронів, що наближає ці конструкції до рам плоского типу.

Зі збільшенням вантажопідйомності автомобілів [1, 9, 10] висота профілів лонжеронів також істотно збільшується. Прагнення розташувати основні силові агрегати моторно-трансмісійної установки АТЗ максимально компактно призводить до використання об-

сягів, що облаштовані між лонжеронами в межах їхньої висоти.

Поперечини в цьому випадку вже не вдається виготовити рівно-високими з лонжеронами. Розміри перетинів поперечин істотно зменшуються, а їхня кількість збільшується.

Місця розташування поперечин визначають відповідно до особливостей компонування АТЗ. Рама важкого чотиривісного автомобіля (категорії N3) наведена на рис. 2 [1].

Деякі напівпричепи виготовляються з активним приводом, що змінює конструкцію поперечин. Необхідність розміщення валопроводів між лонжеронами в межах їхньої висоти призводить до зменшення перетинів поперечин, тобто наближає конструкції рам напівпричепів до конструкцій несних систем важких багатівісних автомобілів. Таким чином, визначальною особливістю конструкцій рамних несних систем є наявність двох більш-менш розвинених лонжеронів, з'єднаних між собою дискретними зв'язками – поперечинами.

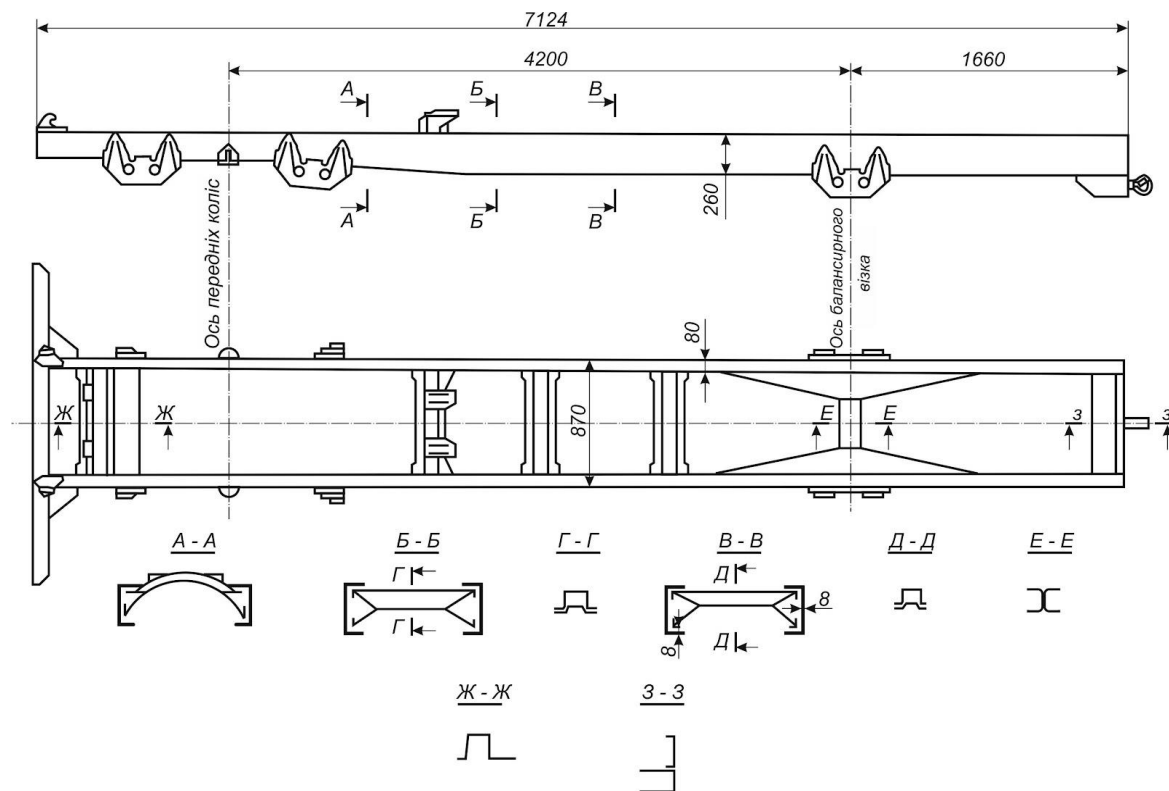


Рис. 1. Рама автомобіля категорії N3

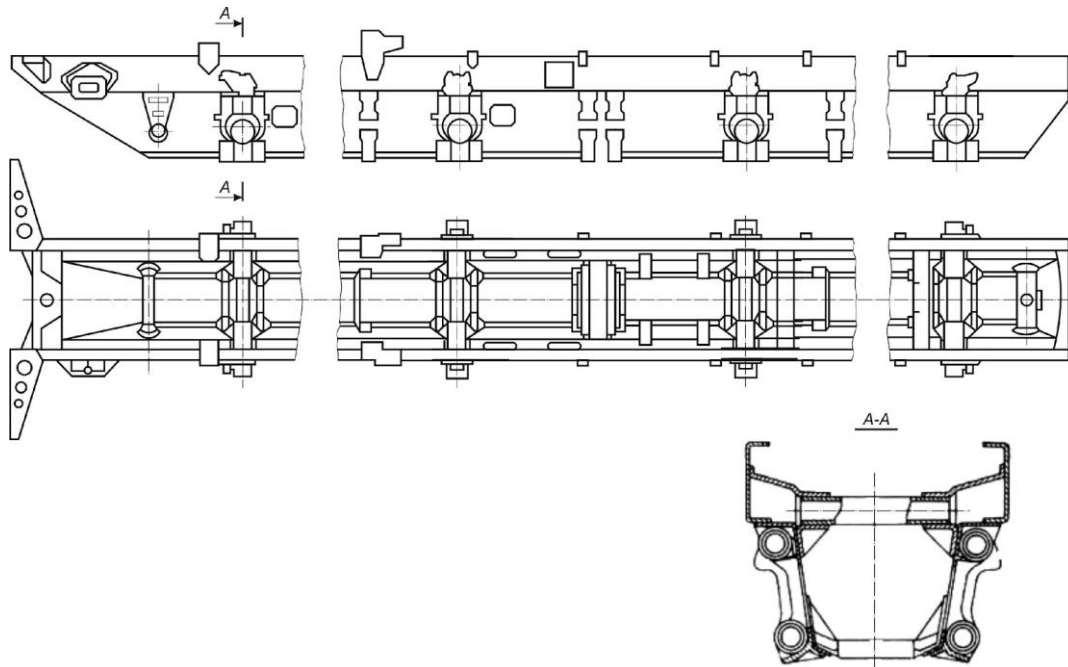


Рис. 2. Рама важкого чотиривісного автомобіля

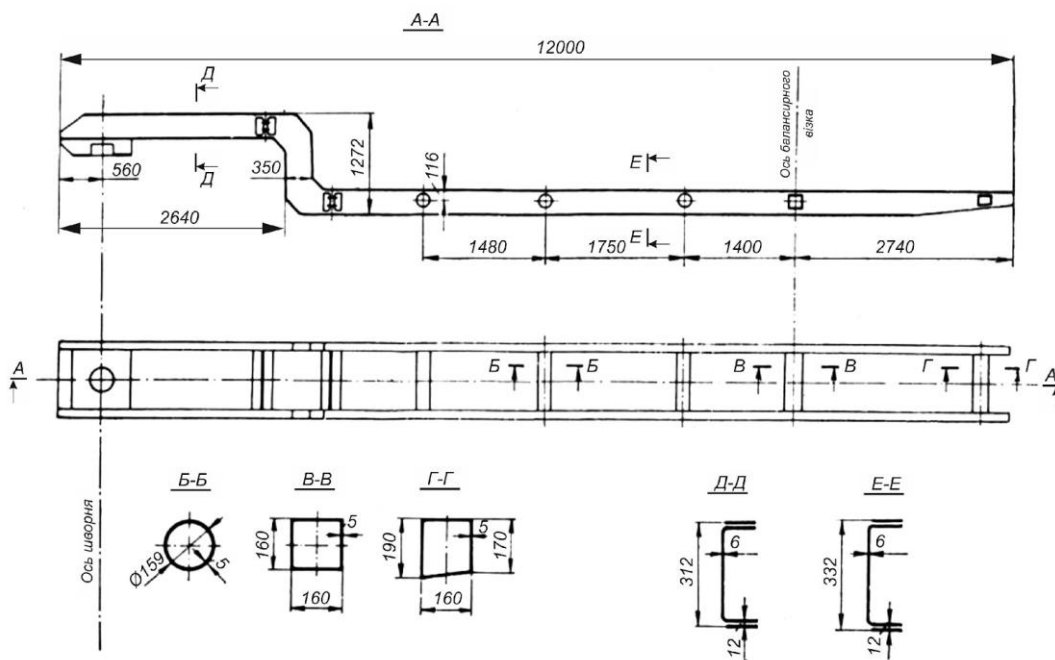


Рис. 3. Рама напівпричепи для перевезення довгомірних вантажів

Дискретні зв'язки можуть бути замінені безперервними, що досягається встановленням на полиці лонжеронів горизонтального листа в межах всієї довжини несної системи.

Зазвичай такий лист здійснює функцію днища. Таким чином, рами великовантажних автомобілів є типовими зразками неплюсних конструкцій. До неплюсних конструкцій також належать рами напівпричепів (рис. 3).

Якщо на лонжеронах встановлено днищевий лист, то така конструкція вже належить до класу корпусів (рис. 4).

Вантажопідйомності напівпричепів залежить від розвитку висоти профілів лонжеронів і збільшення кількості поперечин.

Неодмінними елементами корпусних конструкцій є днище та борти 2. Поперечний перетин, що складається з днища та бортів, є простою структурною схемою.

Залежно від призначення АТЗ схема корпусу може містити крила 8, вертикальні 3 та похилі 4 фальшборти.

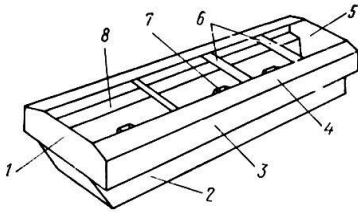


Рис. 4. Схема корпусу: 1 – ніс; 2 – боковий борт; 3 і 4 – вертикальний і похилений борт; 5 – корма; 6 – настил; 7 – поперечина; 8 – крила

Крім днища, корпус забезпечується дискретними зв'язками, якими насамперед є ніс 1 і корма 5. Крім того, для жорсткості днище може забезпечуватися поперечною 7, мати різний поперечний переріз. Дискретними зв'язками є також поперечин настилу 6, на який встановлюються знімні листи вантажної платформи. Корпусами забезпечуються машини з гусеничним і рідше колісним рушіями. Це переважно машини, призначені для експлуатації в умовах бездоріжжя, болотистій або засніженій місцевості. Наявність герметичного корпусу забезпечує таким машинам властивість плавучості.

Прикладом герметичної конструкції є корпус лісосплавної плавальної машини, наведений на рис. 5. Наявність цього комплексу якостей робить корпусні машини незамінними під час використання в багатьох галузях народного господарства.

Крім рамних і корпусних несних конструкцій, виготовляються також і комбіновані системи. Прикладом комбінованої системи є рама-корпус трельовального трактора, наведеного на рис. 6. Носова частина містить дві балки швелерного профілю, які, як і розвинені крила складають лонжерони рами. Середня та кормова частини є частиною швелерних балок, але вже забезпечені днищевим листом. Ця частина несної системи має належати до класу корпусних конструкцій, де лонжерони здійснюють функцію бортів.

Отже, авторами розглянуто велику кількість екіпажів, зокрема автомобілів середньої вантажопідйомності загального призначення, великовантажних багатовісних машин і машин спеціального призначення.

Однак, незважаючи на велику різноманітність зазначених машин, конструкції несних елементів можна поділити на два основні типи – корпусні і лонжеронні рами.

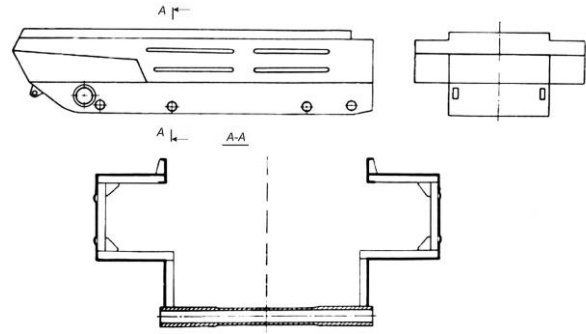


Рис. 5. Корпус плавальної лісосплавної машини

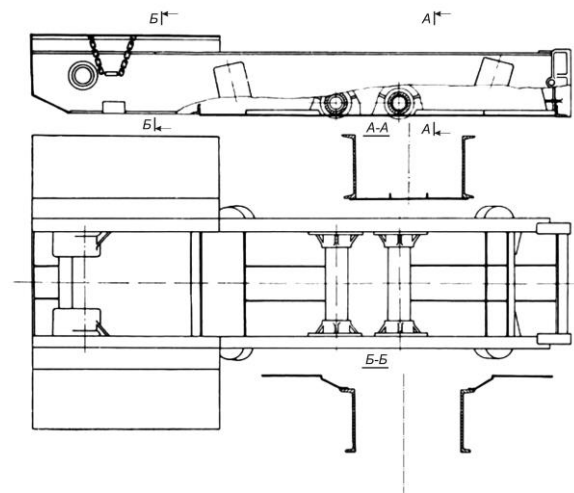


Рис. 6. Несна система трельовального трактора

Чи є несна система АТЗ правильно або неправильно сконструйованою можна визначити за співвідношенням ваги несної конструкції до загальної ваги спорядженої машини з огляду на корисне навантаження:

$$\rho = \frac{G_n}{G_c} \cdot 100\% , \quad (1)$$

де  $G_n$  – вага несної конструкції АТЗ;  $G_c$  – вага спорядженої машини з вантажем. Коефіцієнт  $\rho$ , визначений зазначеним способом, називається ваговим коефіцієнтом несної конструкції АТЗ.

Необхідно вирішити деякі технологічні питання зведення несних конструкцій. Збирання конструкцій здійснюється як за допомогою клепок, так і за допомогою зварювання.

Так, рами автомобілів загального призначення середньої вантажопідйомності належать здебільшого до клепаних конструкцій.

Рами багатовісних великовантажних автомобілів виготовляють як клепаними, так і звареними.

Водночас в одній конструкції можуть поєднуватися різні технологічні прийоми збирання, засновані як на клепанні, так і на зварюванні. Рами вітчизняних тракторів, причепів і напівпричепів виготовляють лише зварного типу.

Корпусні конструкції як колісних, так і гусеничних машин виготовляють за допомогою зварювання.

У транспортному машинобудуванні для з'єднання тонкостінних деталей застосовується переважно холодна клепка.

Головними перевагами зварних конструкцій є зниження трудомісткості виготовлення та підвищення продуктивності праці.

У зв'язку з цим більшість виробництв прагнуть замінити клепані конструкції на зварені. Однак остаточний перехід з клепанних з'єднань на зварні поки гальмується через властивість реагування останніх на динамічні впливи.

Загальна тенденція, яка спостерігається в автотракторобудуванні, полягає в поступовому витісненні клепанних з'єднань зварними, що якоюсь мірою повторює досвід суднобудування, де клепані корпуси повністю замінили на більш прогресивні зварені конструкції.

Вибір методу складання істотно впливає і на конструкцію несних елементів. Так, залежно від вибраної технології зазнають суттєвих змін вузли рамних конструкцій. На рис. 7 наведено способи кріплення поперечин закритого прямокутного профілю до лонжерона коритного перетину.

На рис. 7, а і б наведено збирання, здійснене за допомогою зварювання, а на рис. 7, в і г – збирання за допомогою клепки. Відповідно до наведених схем, поперечини та косинки клепанних вузлів виготовлені зі спеціальними відгинами, крізь які і здійснюється клепка. Зварні конструкції таких відгинів не мають.

Схеми на рис. 7 наводять не все величезне розмаїття конструкцій вузлів і поперечин та є лиш ілюстративними.

Можна назвати ще один тип з'єднання, який хоча й дуже рідко, але все ж застосовується під час складання несних конструкцій.

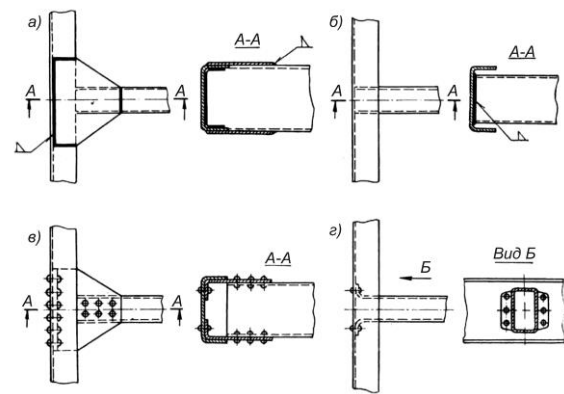


Рис. 7. Конструкції вузлів

Таке з'єднання деталей здійснюється за допомогою болтів.

Болтовим з'єднанням звичайного типу закріплюються, наприклад, листи настилу корпусів, жалюзі моторного відділення тощо.

Також болтові з'єднання використовують для кріплення знімних силових елементів, тобто поперечин, планок, кронштейнів тощо.

#### Мета та постановка завдання

Метою розроблення є визначення розрахунково-експериментальним засобом максимальних сил (напружень) і моментів, що діють у конструктивних елементах лонжеронної рами в процесі компонування на неї двигуна з трансмісією, кузова, моторного відсіку та кабіни універсального малолітражного транспортного засобу УМТЗ-26 «Надія, а також вузлів і агрегатів мінівантажного автомобіля категорії N1 комунального міського або фермерського призначення.

Для досягнення поставленої мети в роботі потрібно вирішити такі завдання:

- необхідно проаналізувати конструктивні особливості й умови експлуатації рам автотранспортних машин;

- здійснити розрахування сил та максимальних моментів у перетинах лонжеронів рами під час встановлення на неї агрегатів та вузлів АТЗ для визначення геометричних розмірів профілю швелера для виготовлення платформи;

- розробити спрощені компонувальні схеми рамних конструкцій для АТЗ.

Об'єктом дослідження є лонжеронна рама автотранспортного засобу.

Предметом дослідження є напруги в конструктивних елементах рами автотранспортного засобу.

### Викладення основного матеріалу

Під час руху дорогами на АТЗ безперервно впливають поштовхи різної інтенсивності та тривалості. Через такі дії машина починає здійснювати складний коливальний рух, який супроводжується виникненням кутових і лінійних прискорень. Лінійні та кутові прискорення так само призводять до перевантажень у силовій схемі машини. Оскільки основним несним елементом машини є рама або корпус, то саме вони сприймають всі перевантаження через коливання АТЗ у процесі руху останнього вздовж нерівної дороги або місцевості. Основним завданням є визначення типу силового впливу на несні конструкції в умовах реальної експлуатації машин.

Величина силових впливів на несний елемент визначається як динамічною схемою машини, так величиною та типом дорожніх нерівностей.

Крім зусиль, що безперервно діють на несний елемент, та зусиль від нерівностей дорожнього полотна, існують зусилля через подолання АТЗ одиничних коротких перешкод. Дійсно, у процесі експлуатації деяка частина із загальної кількості машин стикається з такими перешкодами, як неглибокі канави, колоди, насипи, залізничні переїзди. Існує можливість наїзду за різних маневрів на окремі камені, пні, купини тощо. Всі ці перешкоди визначаються великою висотою та малими, як порівняти з базою машини, лінійними розмірами. Подолання таких перешкод водія здійснюється з максимальною обережністю на гранично низьких швидкостях руху. Цей тип навантаження є квазістатичним.

### Методика здійснення розрахунково-експериментальних досліджень рамних конструкцій мініАТЗ

У процесі експлуатації і численних експериментальних й аналітичних досліджень найбільш важким режимом щодо міцності та жорсткості несних конструкцій є режим подолання коротких перешкод косим курсом. У цьому випадку в момент подолання перешкоди машина спирається на розташовані вздовж іншої діагоналі, які є суттєво розвантаженими. У разі великої кількості коротких перешкод можливий навіть повний відрив від ґрунту одного з коліс АТЗ. На рис. 8 наведено схематичне зображення подолання двовісною машиною канави під час руху косим курсом. На рисунку наведена ситуація

повного відриву від ґрунту переднього лівого колеса. Це є типовим для екіпажів, центр ваги яких зміщений в бік заднього моста, тобто коли дотримано умову  $z_c > \frac{z_4}{2}$ , де  $z_4$  – база двовісної машини.

Під час дотримання цієї умови в статистиці можливі відриви лише передніх коліс. Якщо ж  $z_c < \frac{z_4}{2}$ , відриви відбуватимуться лише на задніх колесах. У разі точної рівності  $z_c = \frac{z_4}{2}$  рівновага стає нестійкою й машина вивішується на двох діагонально протилежних колесах.

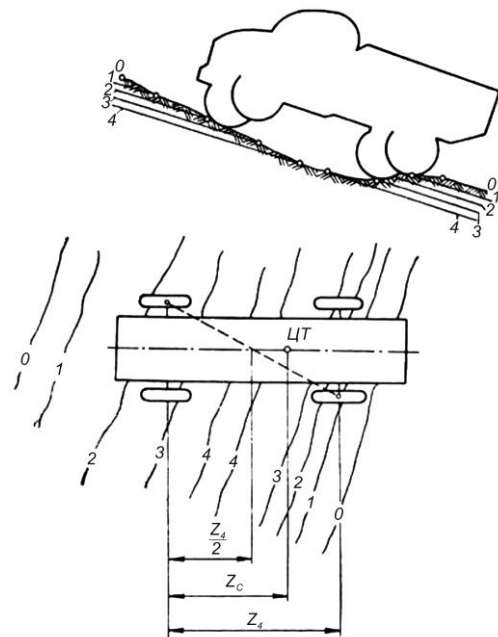


Рис. 8. Схема переходу канави косим курсом

Схема навантаження несної конструкції машини, що визначається відривом колеса від ґрунту, розпадається на дві схеми – вигину й крутіння. Більшість несних елементів транспортних машин конструктивно виготовлені в такий спосіб, що опірність їхнього вигину вище за кручення через наявність у рамних конструкціях елементів з відкритим профілем поперечного перерізу, а в корпусних конструкціях через те, що сам корпус є оболонкою з незамкнутим поперечним перерізом. Саме через цю обставину режим переходу короткої перешкоди косим курсом і є однією з найважчих умов навантаження несних конструкцій. Для розкладання загального навантаження на схему вигину та схему

кручення необхідно вибрати координатну систему.

Будемо користуватися лівою прямокутною системою координат  $oxuz$ . Бічну проекцію машини та її план будемо використовувати так, щоб це відповідало напрямку руху вліво. Вісь  $oz$  розташуємо уздовж несної конструкції від носа машини до її корми.

Площина  $ouz$  координатної системи сумісна з діаметральною площиною. Діаметральною площиною називається вертикальна площина, рівновіддалена від лонжеронів рами або від бортів корпусу. Вісь  $ou$  має бути розташована завжди вертикально вниз, а площина  $ouy$  поєднана з перетином рами або корпусу в місці кріплення першої підвіски, тобто від носа до корми в такий спосіб, щоб вісь  $ox$  мала напрямок від глядача. Для опорних коліс машини застосуємо порядкову нумерацію від носа до корми.

Водночас номери лівого борту будемо позначати непарними номерами, а правого борту – парними. Координати підвісок вздовж осі  $oz$  отримають номери відповідних коліс правого борту. Так, наприклад, у визначеній системі координат координата першої підвіски буде  $z_2 = 0$ . Колія машини позначимо як  $2b_k$ . Рівнодійна вага машини прикладена в її центрі ваги і спрямована вертикально вниз. Для визначення центра ваги машини та величини рівнодійної ваги необхідно отримати інформацію про вагу та координати центрів тягарів окремих вузлів і агрегатів машини. Повна вага машини визначається сумою ваг вузлів і агрегатів:

$$P = \sum P_i.$$

Визначення координати центра ваги машини здійснюється за відомою формулою

$$z_c = \frac{\sum P_i z_i}{\sum P_i}.$$

Проаналізуємо зусилля, що передаються крізь опорні колеса під час подолання машиною короткої перешкоди косим курсом.

Схему сумарних зусиль у режимі відриву заднього колеса  $R_3 = 0$ , що відповідає випадку, коли  $z_c < \frac{z_4}{2}$ , наведено на рис. 9, а. Величини реакцій  $R$  визначаються в процесі розв'язання рівнянь статичної рівноваги:

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= -\frac{P}{2}; \\ R_2 &= -P \left( \frac{1}{2} - \frac{z_c}{z_4} \right); \\ R_3 &= 0; \quad R_4 = -P \frac{z_c}{z_4}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Якщо ж центр ваги зміщений в бік заднього моста  $z_c > \frac{z_4}{2}$ , як на рис. 8, то реакції коліс визначаються такими співвідношеннями:

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= 0; \\ R_2 &= -P \left( 1 - \frac{z_c}{z_4} \right); \\ R_3 &= -\frac{P}{2}; \\ R_4 &= -P \left( \frac{z_c}{z_4} - \frac{1}{2} \right). \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

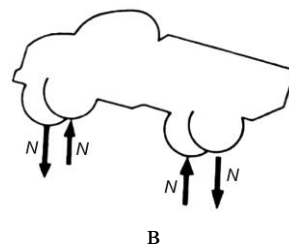
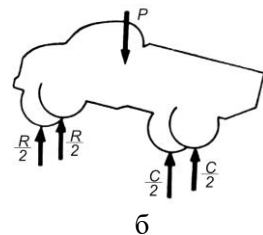
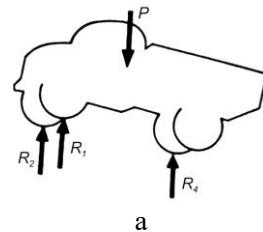


Рис. 9. Розкладання навантаження на схему вигину та схему кручення

Якщо  $z_c < \frac{z_4}{2}$ , то можливе вивішування не лівого заднього, а правого заднього колеса. Водночас  $R_3 = -P \frac{z_c}{z_4}$ ,  $R_4 = 0$ , а вираз для

$R_1$  і  $R_2$  записуємо без зміни (2). Аналогічні міркування правильні й для випадку вивішування переднього колеса (1.3).

Знаки у виразах (2), (3) розставлені за умови, що негативні значення  $R_i$  відповідають напрямку реакцій, протилежного напрямку осі  $ou$ .

Формулами (2) і (3) визначається випадок подолання перешкоди двохосьовою машиною. Якщо машина багатовісна, то буде вивішено не тільки одне з крайніх коліс, але й всі колеса проміжних мостів. У цьому випадку можна використовувати зазначені формули, проте за умови, що координата  $z_4$  буде замінена на координату останнього кормового моста  $z_i$ . Вихідна схема навантаження, що визначається зусиллями, визначеними за формулами (2) або (3), може бути розкладена на схему вигину силою  $P$  (рис. 9, б) і схему кручення двома парами  $2Nb_k$  (рис. 9, в). Вигин здійснюється силою  $P$  і реакціями:

$$R = -P \left( 1 - \frac{z_c}{z_4} \right); \quad G = -P \frac{z_c}{z_4}. \quad (4)$$

Зусилля в схемі кручення мають дорівнювати

$$N = \begin{cases} \pm \frac{1}{2} P \frac{z_c}{z_4} & \text{при } z_c < \frac{z_4}{2}; \\ \pm \frac{1}{2} P \left( 1 - \frac{z_c}{z_4} \right) & \text{при } z_c > \frac{z_4}{2}, \end{cases} \quad (5)$$

де знак «плюс» позначає зусилля, спрямоване вниз, а знак «мінус» – зусилля, направлене вгору. Правильність залежностей (4) і (5) можна перевірити безпосереднім підсумовуванням крутіння та вигину, порівнявши цей результат з вихідним станом, яке можна записати співвідношеннями (2) або (3).

#### Розрахункове дослідження напружень у небезпечних перетинах рами АТЗ з використанням методу початкових параметрів

Вихідні дані для розрахування рами АТЗ УМТЗ-26 (або мінівантажного автомобіля категорії N1):

$P_p = 145$  – маса рами АТЗ, кг;  
 $L_p = 473$  – довжина рами АТЗ СШ-26, см  
(відповідно до рис. 10);

$z_p = 236,5$  – координата центра ваги рами, см;

$P_{kb} = 125$  – маса кабіни АТЗ, кг;

$P_3 = P_{kb} = 125$  кг;

$L_k = 97,8$  – довжина капота АТЗ, см;

$L_{kb} = 136$  – довжина кабіни АТЗ, см;

$z_{kb} = \frac{L_k}{2} + \frac{L_{kb}}{2} = \frac{97,8}{2} + \frac{136}{2} = 165,8$  – ко-

ордината центра ваги кабіни та капота, см;

$P_{ky} = 150$  – маса кузова АТЗ, кг;

$L_{ky} = 250$  – довжина кузова АТЗ, см;

$P_{zky} = 23,0$  – момент кузова довкола осі

$ox$ , кг см;

$z_{ky} = \frac{L_{ky}}{2} = \frac{250}{2} = 125$  – координата центра

ваги кузова, см;

$P_{dv} = P_d + P_{kp} = 210 + 500 = 710$  – маса ДВЗ

і КПП АТЗ, кг;

$P_1 = P_{dv} = 710$  кг;

$z_{dv} = (22,9 + 32,2 + 39,3 + 25) = 119,4$  – координата центра ваги ДВЗ і КПП, см;

$P_{zm} = 630$  – маса заднього моста АТЗ, кг;

$P_2 = P_{zm} = 630$  кг;

$z_{zm} = 233,8 - 82,9 = 151$  – координата центра ваги заднього моста, см;

$P_{pm} = 150$  – маса переднього моста АТЗ, кг;

$P_5 = P_{pm} = 150$  кг;

$z_{pm} = 151 + 248,5 = 399,5$  – координата центра ваги переднього моста, см;

$L_{ky} = 250$  – довжина кузова АТЗ, см;

$P_{pg} = 900$  – маса корисного вантажу АТЗ, кг;

$P_6 = P_{pg} = 900$  кг;

$z_{pg} = 233,8 + 10 + 125 = 368,8$  – координата центра ваги корисного вантажу, см;

$P_t = 40$  – маса палива в баку АТЗ, кг;

$P_4 = P_t = 40$  кг;

$z_t = 95$  – координата центра палива в баку, см.

#### Основні результати дослідження

Результатами дослідження є визначення напружень у небезпечних перетинах рами



АТЗ з використанням методу початкових параметрів.

Згідно з [1, 9, 10] інтенсивність розподілених навантажень дорівнює:

- для рами, кг см<sup>2</sup>:

$$q_p = \frac{P_p}{L_p} = \frac{200 \cdot 9.81}{473 \cdot 10^{-2}} = 300,729;$$

- для кузова, кг см<sup>2</sup>:

$$q_{ky} = \frac{P_{ky}}{L_{ky}} = \frac{170 \cdot 9.81}{250 \cdot 10^{-2}} = 588,6.$$

Вага агрегатів [2–8], закріплених на рамі АТЗ, без урахування P2 і P5, кг:

$$\Sigma P_z = P_1 + P_3 + P_4 + P_6 + P_{ky} + P_p,$$

$$\Sigma P_z = 710 + 250 + 40 + 900 + 170 + 200 = 2070.$$

Повна вага АТЗ з транспортним вантажем, кг:

$$G_{TC} = \Sigma P_z + P_{pm} + P_{zm},$$

$$G_{TC} = 2070 + 135 + 630 = 2850.$$

Вага агрегатів, закріплених на рамі АТЗ, без урахування P2 і P5, Н:

$$\Sigma P_z = P_1 + P_3 + P_4 + P_6 + P_{ky} + P_p,$$

$$\Sigma P_z = (710 + 250 + 40 + 900 + 170 + 200) \times 9,81 = 20306,7$$

Повна вага АТЗ з транспортним вантажем, Н:

$$G_{TC} = \Sigma P_z + P_{pm} + P_{zm},$$

$$G_{TC} = 2070 + 135 \cdot 9,81 + 630 \cdot 150 = 27958,5.$$

Сума моментів агрегатів, закріплених на рамі АТЗ, Нм:

$$\Sigma P_{zz} = (710 \cdot 119,4 + 250 \cdot 165,8 + 40 \cdot 95 + 900 \cdot 151 + 170 \cdot 368,8 + 200 \cdot 236,5) \times 9,81 = 4,512 \cdot 10^6$$

Визначимо координату центра ваги агрегатів, закріплених на рамі АТЗ, см:

$$z_{cm} = \frac{\Sigma P_{zz}}{\Sigma P_z} = \frac{4,513 \cdot 10^6}{20306,7} = 222,207.$$

Визначимо відстань центра ваги АТЗ від осі задніх коліс, см:

$$\text{База АТЗ} - z_4 = 248.$$

Координата реакцій у передній опорі АТЗ, см:

$$z_{nep} = z_{cm} + z_4 = 222,207 + 248 = 490,2.$$

Визначимо координату центра ваги агрегатів, закріплених на рамі АТЗ, см:

$$z_{cm} = \frac{\Sigma P_{zz}}{\Sigma P_z} = \frac{4,513 \cdot 10^6}{20306,7} = 222,207.$$

Визначимо відстань центра ваги АТЗ від осі задніх коліс, см:

$$\text{База АТЗ дорівнює } z_4 = 248.$$

Координата реакцій у передній опорі АТЗ, см:

$$z_{nep} = z_{cm} + z_4 = 222,207 + 248 = 490,2.$$

Визначимо реакції переднього та заднього мостів АТЗ, кг:

заднього:

$$R = \Sigma P_z \cdot \left(1 - \frac{z_{nep}}{z_4}\right) = 20306,7 \cdot \left(1 - \frac{490,2}{248}\right) = -2111,959;$$

переднього:

$$G = -\Sigma P_z \cdot \frac{z_{nep}}{z_4} = 20306,7 \cdot \frac{490,2}{248} = -18194,741$$

Розраховуємо згинальний момент частини АТЗ, що звисає, Н м:

$l = 20$  – довжина частини кузова, що звисає, см:

$$M_u = \frac{q_{ky} \cdot l^2}{2} = \frac{588,6 \cdot 20^2 \cdot 10^{-2}}{2} = 1,177 \cdot 10^3.$$

Сила, що перерізає кормовий перетин рами, Н

$$P_7 = q_{ky} \cdot l = 588,6 \cdot 20 \cdot 10^{-2} = 117,72.$$

Визначимо момент інерції лонжеронів АТЗ щодо осі x, м<sup>4</sup>:

$\delta = 0,06$  – товщина стінок лонжерона, м;

$h = 0,10$  – висота лонжерона, м;

$b = 0,08$  – ширина лонжерона, м:

$$J_x = 2 \cdot \left( \delta \cdot \frac{h^3}{12} + \frac{h^2 \cdot b \cdot \delta}{2} \right), \text{ м}^4$$

$$J_x = 2 \cdot \left( 0,06 \cdot \frac{0,10^3}{12} + \frac{0,10^2 \cdot 0,08 \cdot 0,06}{2} \right) = 5,8 \cdot 10^{-5}$$

Визначимо жорсткість рами, Н м<sup>2</sup>.

Визначимо табличним методом кількість координатних точок  $z_1$  і сил  $Q_x$ , що виникають в лонжеронах рами АТЗ.

Кількість координатних точок  $i$  складає від 0 до 8.

Значення координатної точки частини АТЗ, що звисає, см:

$$z_{cb} = L_p + \frac{l}{2} = 473 + \frac{20}{2} = 483.$$

Значення координатних точок різних частин АТЗ, м:

$$z_1 = \begin{pmatrix} 0 \\ z_t \\ z_{dv} \\ z_{zm} \\ z_{kb} \\ z_{pg} \\ z_{pm} \\ z_{cb} \\ z_{kz} \\ z_{kz} \end{pmatrix} \quad z_1 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0,95 \\ 1,194 \\ 1,51 \\ 1,658 \\ 1,688 \\ 3,688 \\ 3,995 \\ 4,83 \\ 4,93 \end{pmatrix}$$

Значення сил, які сприймаються лонжеронами рами АТЗ, Н:

$$Q_x = \begin{pmatrix} 0 \\ -P_4 \cdot 9,81 \\ -P_1 \cdot 9,81 \\ -P_2 \cdot 9,81 + R \\ -P_3 \cdot 9,81 \\ -P_6 \cdot 9,81 \\ -P_5 \cdot 9,81 + G \\ -M_u \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$Q_x = \begin{pmatrix} 0 \\ -40 \cdot 9,81 = -392,4 \\ -710 \cdot 9,81 = -6965,1 \\ -630 \cdot 9,81 - 2111,96 = -4068,341 \\ -250 \cdot 9,81 = -1226,25 \\ -900 \cdot 9,81 = -8829,0 \\ -150 \cdot 9,81 - 18194,94 = -19666,241 \\ -117,72 \\ 0 \end{pmatrix}.$$

Значення згинального моменту в частині АТЗ, що звисає, Н м:

$$M_{x_7} = Q_{x_7} \cdot z_{17} = -117,72 \cdot 4,83 = -5,796 \cdot 10^4;$$

$$M_{x_8} = -M_u = -1,177 \cdot 10^3.$$

Значення згинального моменту в дальній частині АТЗ, Н м:

$$M_{x_9} = 0.$$

Визначаємо значення згинальних моментів щодо координатних точок, розташованих на лонжеронах рами АТЗ, Н м.

Максимальний згинальний момент, що виникає в небезпечному перерізі лонжерона рами АТЗ (відповідно до рис. 10), Н м:

$$M_{x_{\max}} = -7,857 \cdot 10^4.$$

Максимальна згинальна напружка в небезпечному перерізі лонжерона рами АТЗ, Па:

$$\sigma_p = \frac{M_{x_{\max}} \cdot b}{J_x} = \frac{-7,857 \cdot 10^4 \cdot 0,08}{5,8 \cdot 10^{-5}} = -1,084 \cdot 10^8$$

у МПа:

$$\sigma_p = \frac{M_{x_{\max}} \cdot b \cdot 10^{-6}}{J_x} = -108,372.$$

$$M_x = \begin{pmatrix} Q_{x0} \cdot z_{10} \\ Q_{x1} \cdot z_{11} \\ Q_{x2} \cdot z_{12} \\ Q_{x3} \cdot z_{13} \\ Q_{x4} \cdot z_{14} \\ Q_{x5} \cdot z_{15} \\ Q_{x6} \cdot z_{16} \\ Q_{x7} \cdot z_{17} \\ -M_u \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$M_x = \begin{pmatrix} 0 \cdot 0 = 0 \\ -392,4 \cdot 0,95 = -372,78 \\ -6965,1 \cdot 1,194 = -8,316 \cdot 10^3 \\ -4068,34 \cdot 1,51 = -6,143 \cdot 10^3 \\ -1226,25 \cdot 1,658 = -2,033 \cdot 10^3 \\ -8829,0 \cdot 1,688 = -3,256 \cdot 10^4 \\ -19666,24 \cdot 3,688 = -7,857 \cdot 10^4 \\ -237,72 \cdot 3,995 = -1508,528 \\ -117,72 \cdot 4,83 = -1,117 \cdot 10^3 \\ -0 \cdot 4,93 = 0 \end{pmatrix}$$

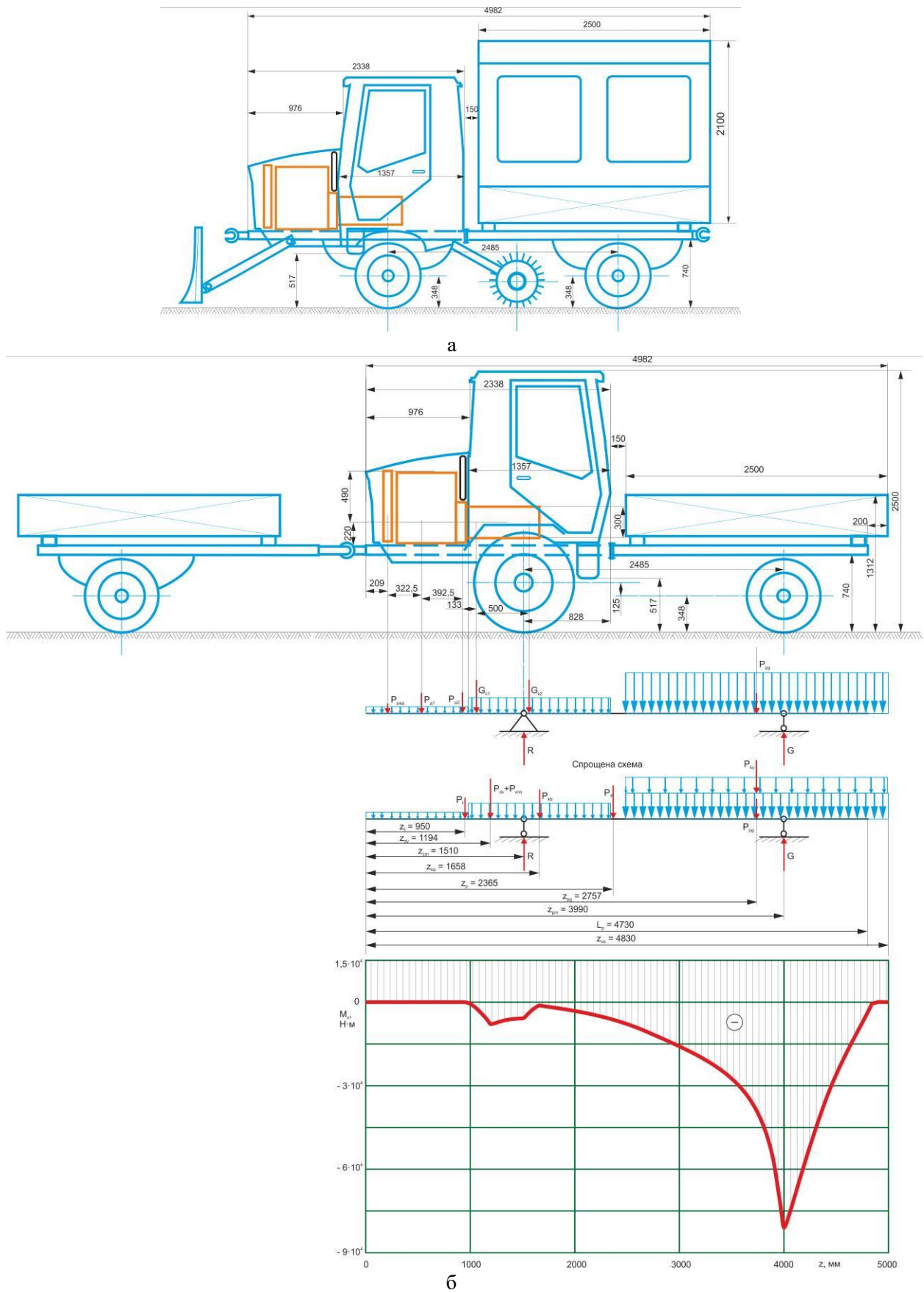


Рис. 10. Розрахункова схема сил, реакцій і згинальних моментів, що діють на рами: а – мінівантажного автомобіля категорії N1; б – універсального малолітражного автотранспортного засобу УМТЗ-26 «Надія»

А, величина максимальної напруги, яка допускається в небезпечному перерізі лонжерона, може становити  $[\sigma_{pd}] = 160$  МПа.

Для виготовлення швелерів використовується низьколегована марка сталі 09Г2С. Сортамент сталевих гарячекатаних швелерів загального та спеціального призначення виготовляється згідно з ДСТУ 3436-96 «Швелери сталеві гарячекатані. Сортамент».

### Висновки

Мета розроблення досягнута, визначені розрахунково-експериментальним засобом максимальні сили та моменти, які діють у конструктивних елементах лонжеронної рами під час компонування на неї двигуна з трансмісією, кузова, моторного відсіку й кабіни малолітражного транспортного засобу УМТЗ-26 «Надія, а також вузлів і агрегатів мінівантажного автомобіля категорії N1 комунального міського або фермерського призначення.

Під час розрахунково-експериментального дослідження було здійснено:

1 аналіз конструктивних особливостей й умов експлуатації рам автотранспортних машин;

2 розрахування сил та максимальних моментів, прикладених у перетинах лонжеронів рами АТЗ під час встановлення на неї агрегатів та вузлів АТЗ. Згідно з наведеним розрахунком з використанням методу початкових параметрів (для рамних конструкцій) максимальне навантаження в перетині вибраного швелера не перевищує 106,372 МПа, останній використовується як лонжерон в зварній рамі АТЗ;

3 визначено максимально допустиме навантаження, яке може витримати цей швелер, воно дорівнює 160 МПа;

4 визначено, що для виготовлення лонжеронів рами АТЗ вибраний швелер повинен мати такі габаритні розміри:  $\delta = 0,006$  м – товщина стінок лонжерона, м;  $h = 0,08$  – висота лонжерона, м;  $b = 0,08$  – ширина лонжерона, м;

5 здійснено спрощене компонування на рамі агрегатів і вузлів мінівантажних АТЗ категорії N1 з вантажністю до 3,2 тони.

### Література

1. Трактори та автомобілі. Практикум. Основи теорії та розрахунку тракторів і автомобілів / А. Т. Лебедева та ін. Харків: Факт, 2013. Ч. 8. 260 с.

- Lombardini iservice. (2024). Веб-сайт URL: [https://iservice.lombardini.it/documents/ProdCatalog/1317/Work\\_Shop\\_Manual\\_GR\\_6\\_matr\\_1-5302-387.pdf](https://iservice.lombardini.it/documents/ProdCatalog/1317/Work_Shop_Manual_GR_6_matr_1-5302-387.pdf) (дата звернення: 01.03.2024).
- Lombardini. (2024). Веб-сайт URL: <https://www.lombardini.no/GENERAL%20BROCHURE%20LOMBARDINI.pdf> (дата звернення: 01.03.2024).
- Comercial Méndez. (2024). Веб-сайт URL: <https://comercialmendez.es/en/motors/lombardini-motors> (дата звернення: 01.03.2024).
- Ricambi e motori lombardini. (2024). Веб-сайт URL: [https://www.deltaservicedieselenines.com/img/manuals/ED0053031210\\_R00\\_MO\\_CHD\\_EN.pdf](https://www.deltaservicedieselenines.com/img/manuals/ED0053031210_R00_MO_CHD_EN.pdf) (дата звернення: 01.03.2024).
- Catalogo Ricambi. (2024). <https://www.cial.no/file/andre/deleliste-act280-340-ohc.pdf-1> (дата звернення: 01.03.2024).
- Lombardini. (2024). Веб-сайт URL: <https://www.lombardini.no/Workshop/Work%20Shop%20Manual%20CHD%20matr%201-5302-345.pdf> (дата звернення: 01.03.2024).
- Методичні вказівки до виконання розрахунків основних деталей двигунів внутрішнього згоряння на міцність в курсових і дипломних проектах студентів спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» з дисципліни «Автомобільні двигуни» / А. Т. Лебедева та ін. Харків: Вид-во ХНТУСГ, 2019). Розділ 4. 34 с.
- Методичні вказівки до проведення практичних занять та самостійної роботи для студентів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти денної, заочної та дистанційної форм навчання спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» та спеціальності 208 «Агроінженерія». Опір матеріалів. Розрахунок балок на міцність при плоскому поперечному згині / О. С. та ін. Харків: Вид-во ХНТУСГ, 24 с.
- Методичні рекомендації та вихідні дані до виконання розрахунково-графічного завдання Опір матеріалів. Геометричні характеристики складних перерізів для студентів денної форми навчання за напрямками «Машинобудування» та «Механізація сільського господарства» / В. Г. Кухтов та ін. Харків: Вид-во ХНТУСГ, 36 с.

### References

- Tractors and cars. Part 8. Practicum Fundamentals of theory and calculation of tractors and cars (2013) / Antoschenkov V. M., Antoschenkov R. V., Artyomov M. P., Lebedev A. T.; under the editorship prof. Lebedev A. T. Kharkiv: Fact. 260 p.
- Lombardini i-service. (2024). Website URL: [https://iservice.lombardini.it/documents/ProdCatalog/1317/Work\\_Shop\\_Manual\\_GR\\_6\\_matr\\_1-5302-387.pdf](https://iservice.lombardini.it/documents/ProdCatalog/1317/Work_Shop_Manual_GR_6_matr_1-5302-387.pdf) (access date: 03/01/2024).
- Lombardini. (2024). Website URL: <https://www.lombardini.no/GENERAL%20BRO>

- CHURE%20LOMBARDINI.pdf (access date: 03/01/2024).
4. Comercial Méndez. (2024). Website URL: <https://comercialmendez.es/en/motors/lombardini-motors> (access date: 03/01/2024).
  5. Ricambi e motori lombardini. (2024). Website URL: [https://www.deltaservicediesengines.com/img/manuals/ED0053031210\\_R00\\_MO\\_CHD\\_EN.pdf](https://www.deltaservicediesengines.com/img/manuals/ED0053031210_R00_MO_CHD_EN.pdf) (date accessed: 03/01/2024).
  6. Catalogo Ricambi. (2024). <https://www.cial.no/file/andre/deleliste-act280-340-ohc.pdf-1> (date of access: 03/01/2024).
  7. Lombardini. (2024). Website URL: <https://www.lombardini.no/Workshop/Work%20Shop%20Manual%20CHD%20matr%201-5302-345.pdf> (date accessed: 03/01/2024).
  8. Methodological instructions for performing calculations of the main parts of internal combustion engines for strength in course and diploma projects of students of the specialty 274 "Automotive transport" from the discipline "Automotive engines" (chapter 4 "Balance, calculation of parts of KShM on strength and internal combustion engine systems"). (2019). Lebedev A. T., Manoilo V. M., Shulyak M. L., Yesipov O. V., Polyashenko S. O. Kharkiv: KhNTUSG Publishing House. 34 p.
  9. Methodological instructions for conducting practical classes and independent work for students of the first (bachelor) level of higher education of full-time, correspondence and distance learning forms of specialty 133 "Industrial mechanical engineering" and specialties 208 "Agricultural engineering". Strength of Materials. Calculation of the strength of beams in plane transverse bending. (2019) / Grinchenko O. S., Savchenko V. B., Kalinin E. I., Svirgun O. A., Kontsevich O. A. Kharkiv: KhNTUSG Publishing House. 24 p.
  10. Methodological recommendations and initial data for the implementation of the calculation and graphic task Resistance of materials. Geometric characteristics of complex cross-sections for full-time students of Mechanical Engineering and Agricultural Mechanization. (2014) / Kukhtov V. G., Grinchenko O. S., Karabin V. V., Lytvynenko V. L., Savchenko V. B., Klymenko M. P., Romanchenko V. M., Alfyorov O. I., Kontsevich O. A. Kharkiv: KhNTUSG publishing house. 36 p.

**Манойло Володимир Максимович**<sup>1</sup>, д.т.н., проф., [vladimir.m.manoylo@gmail.com](mailto:vladimir.m.manoylo@gmail.com), тел. +38 063-513-66-02,

**Воронков Олександр Іванович**<sup>1</sup>, д.т.н., проф., зав. каф. ДВЗ, [dralexadi@gmail.com](mailto:dralexadi@gmail.com), тел. +38 050-583-00-45,

**Авраменко Андрій Миколайович**<sup>1</sup>, д.т.н., проф., [an0100@ukr.net](mailto:an0100@ukr.net), тел. +38 067-944-64-75,

**Байцур Максим Вячеславович**<sup>1</sup>, к.т.н., доц., [maksim3103@gmail.com](mailto:maksim3103@gmail.com), тел. +380 050-824-05-09,

**Козлов Юрій Юрійович**<sup>2</sup>, молод. наук. співроб., [urgenurgen@gmail.com](mailto:urgenurgen@gmail.com), тел. +380 066-753-26-01,

<sup>1</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет, вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002, Україна.

<sup>2</sup>Харківська філія Державної наукової установи «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого», вул. Велика Панасівська, 236, м. Харків, 61040, Україна.

### **Determination of stresses in dangerous cross-sections of frame spars of mini-tractor vehicles**

**Abstract. Problem.** *On the basis of the method of initial parameters, it is necessary to determine the mass-dimensional parameters of the frame of the spar type, for the creation of a universal small-sized vehicle UMTZ-26 "Nadia", as well as for the development of a mini-truck of category N1, with a carrying capacity of up to 3.2 tons. Goal.* *To determine the value of the maximum forces (stresses) and moments acting in the structural elements of the spar frame during the arrangement of the engine with transmission, body, engine compartment and cabin of the UMTZ-26 "Nadia" light vehicle, as well as units and aggregates of the N1 category, which can be used for municipal city or farm purpose. Results.* *According to the given calculation using the method of initial parameters (for frame structures), the maximum load in the cross section of the selected channel is determined, which does not exceed 106.372 MPa, the latter is used as a spar in the welded frame of the vehicle. The maximum permissible load that this profile of the channel can withstand is 160 MPa. Originality.* *The drawing and design documentation of the spar type was developed, which was used for the development of new universal small-sized vehicles of the UMTZ-26 "Nadia" type, as well as for the creation of mini trucks of the N1 category. Practical value.* *The practical value lies in the fact that the values of the maximum forces and moments acting in the side members of the frame when the engine with transmission, the engine compartment and the cabin of the vehicle are arranged on it do not exceed the maximum permissible values and the latter can be used on mini motor vehicles of category N1.*

**Key words:** *body, transport machines, load-bearing structural elements, loads, coordinate points, bending moments, stresses, dangerous sections in units.*

**Volodymir Manoiylo**<sup>1</sup>, DSc (Engineering), Prof., tel. +38 063-513-66-02, [vladimir.m.manoylo@gmail.com](mailto:vladimir.m.manoylo@gmail.com),

**Oleksandr Voronkov**<sup>1</sup>, DSc (Engineering), Prof., Head of the Department of ICE, [dralexadi@gmail.com](mailto:dralexadi@gmail.com), tel. +38 050-583-00-45,

**Andrii Avramenko**<sup>1</sup>, DSc (Engineering), Prof., tel. +38 067-944-64-75, [an0100@ukr.net](mailto:an0100@ukr.net),

**Maksim Baitsur**<sup>1</sup>, PhD (Engineering), associate professor, tel. +380 050-824-05-09, [maksim3103@gmail.com](mailto:maksim3103@gmail.com).

**Yuriy Kozlov**<sup>2</sup>, junior researcher, tel. +380 066-753-26-01, [urgenurgen@gmail.com](mailto:urgenurgen@gmail.com),

<sup>1</sup>Kharkiv National Automobile and Highway University, 25 Yaroslava Mudrogo Str., Kharkiv, 61002, Ukraine.

<sup>2</sup>The Kharkiv branch State Scientific Organization “Leonid Pogorilyy Ukrainian Scientific Research Institute of Forecasting and Testing of Machinery and Technologies for Agricultural Production”, 236 Velika Panasivska Str., Kharkiv, 61040, Ukraine.

---