

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ



**ВІСНИК
ХАРКІВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО
ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
ІМЕНІ ПЕТРА ВАСИЛЕНКА**

Випуск 170

«ТЕХНІЧНІ СИСТЕМИ І ТЕХНОЛОГІЇ
ТВАРИННИЦТВА»

«ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС МАШИН ДЛЯ
РОСЛИННИЦТВА»

Харків 2016

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ВІСНИК
ХАРКІВСЬКОГО
НАЦІОНАЛЬНОГО
ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА
ІМЕНІ ПЕТРА ВАСИЛЕНКА

Випуск 170

«ТЕХНІЧНІ СИСТЕМИ І ТЕХНОЛОГІЇ
ТВАРИННИЦТВА»

«ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС МАШИН ДЛЯ
РОСЛИННИЦТВА»

Харків 2016

УДК 631.12(051)

ББК 30я5

В 53

Друкується за рішенням Вченої Ради від 25.02.2016р, пр.№6

До збірника включені наукові праці Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка, провідних закладів, науково-дослідних інститутів і підприємств України та зарубіжжя, в яких наведено результати теоретичних та експериментальних досліджень з підвищення ефективності сервісу, використання машин сільськогосподарського призначення, їх удосконалення, а також у збірнику представлені матеріали доповідей Міжнародної науково-практичної конференції “Технічні системи і технології тваринництва” та “Технічний сервіс машин для рослинництва”, що відбулась в м. Харкові 24–25 березня 2016 р. в рамках роботи наукової сесії “Інноваційні проекти в галузі технічного сервісу машин”.

Редакційна колегія:

Академік НААНУ, професор, д.т.н. Тіщенко Л.М.

Професор, д.т.н. Войтов В.А.

Академік ІАУ, професор, д.т.н. Скобло Т.С. (відповідальний редактор)

Академік ІАУ, професор, к.т.н. Сідашенко О.І.

Член-кореспондент ІАУ, професор к.т.н. Науменко О.А.

Професор, д.т.н. Кухтов В.Г.

Професор, д.т.н. Трішевський О.І.

Професор, д.т.н. Козаченко О.В.

Професор, д.т.н. Власовець В.М.

Професор, д.т.н. Лузан С.О.

Професор, д.т.н. Грінченко О.С.

Професор, к.т.н. Бойко І.Г.

Т 38 Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Випуск 170. «Технічні системи і технології тваринництва» «Технічний сервіс машин для рослинництва». – Х.: Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, 2016. – 246с.

ББК 30я5

(Свідоцтво про державну реєстрацію – серія КВ №15983-4455 ПР від 01.12.2009 р.)

Наказом МОН № 241 від 09.03.2016 р. "Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка" включено до переліку фахових видань.

Відповідальний за випуск Бойко І.Г.

Комп'ютерна верстка та набір Русальов О.М., Блезнюк О.В.

ISBN 5-7987-0176X

© Харківський національний
технічний університет сільського
господарства імені Петра Василенка, 2016.

УДК 631.33.02:62-21

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СТИСНЕНОГО КРУЧЕННЯ НА МІЦНІСТЬ ЗВАРНОГО З'ЄДНАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ РАМИ РОЗКИДАЧА ТВЕРДИХ ОРГАНІЧНИХ ДОБРІВ

Сташків М.Я., к.т.н.; Підгурський М.І., д.т.н.; Довбуш Т.А., аспірант;
Бортник І.М., аспірант

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

Конструктивні системи сільськогосподарських машин складаються з елементів відкритих та замкнутих профілів, жорстко з'єднаних за допомогою зварювання. Розрахунок зварних з'єднань стержневих конструкцій проводять, як правило, без врахування внутрішніх силових факторів стисненого кручення. На основі аналізу експлуатаційного навантаження зварних з'єднань рамних конструкцій розкидачів твердих органічних добрив ПРТ-9 проведено оцінку міцності зварного з'єднання, яке під час експлуатації зазнавало руйнувань.

Конструктивні системи сільськогосподарських машин складаються, як правило, з тонкостінних елементів відкритих та замкнутих профілів, жорстко з'єднаних за допомогою зварювання, що перешкоджає вільній деформації їх поперечних перетинів в місцях з'єднання. Такий спосіб закріплення елементів конструкції приводить до виникнення в них стисненого кручення – виду кручення, при якому поперечні перетини стержня не мають можливості вільно деформуватися, тобто вимушено залишаються плоским [1].

Схематизуємо окремих i -й тонкостінний елемент зварної конструктивної системи вважаючи, що на нього діє постійний за величиною загальний крутний момент K_{oi} , а його кінці жорстко закріплено (рис. 1, а). Внутрішні силові фактори при стисненому крученні в будь-якому поперечному перетині стержня, який характеризується кутовою деформацією $\theta(s)$, описуються диференціальними рівняннями [1, 2]:

$$\begin{aligned} M_K(s) &= G \cdot I_K \cdot \theta'(s); \\ B_\omega(s) &= -E \cdot I_\omega \cdot \theta''(s); \\ M_\omega(s) &= -E \cdot I_\omega \cdot \theta'''(s), \end{aligned} \quad (1)$$

де M_K – момент чистого кручення, Н·м;

M_ω – згинально-крутильний момент, Н·м;

B_ω – згинально-крутильний бімомент, Н·м²;

Загальне універсальне рівняння кутів закручування:

$$\theta(s) = \theta_{oi} + \theta'_{oi} \cdot \frac{sh(k_i s)}{k_i} + \frac{B_{oi}}{GI_{K_i}} (1 - ch(k_i s)) + \frac{K_{oi}}{GI_{K_i}} \left(s - \frac{sh(k_i s)}{k_i} \right), \quad (2)$$

де θ_{oi} – кут повороту початкового перетину i -го елемента, град.;

B_{oi} – бімомент на початку i -го елемента, Н·м²;

K_{oi} – загальний крутний момент на початку i -го елемента, Н·м,

$$K = M_{\omega} + M_K.$$

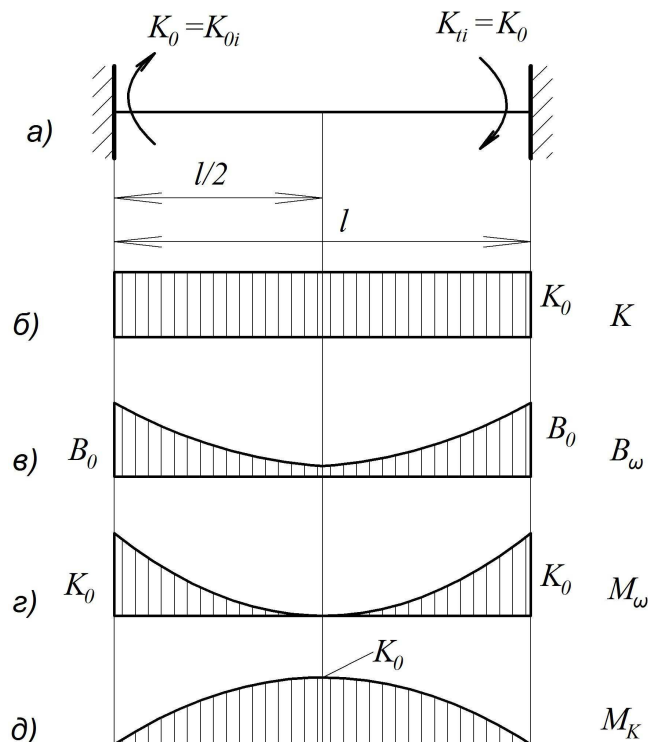


Рис. 1. Схематизація тонкостінного елемента та епюри внутрішніх силових факторів за умов стисненого кручення

Використовуючи початкові умови (рис. 1, а) та залежності (1) і (2), запишемо залежності силових факторів стисненого кручення:

$$B_{oi} = \frac{K_{oi}}{k_i} \cdot \frac{k_i l_i - sh(k_i l_i)}{1 - ch(k_i l_i)}, \quad (3)$$

$$B_{\omega_i}(s) = -E \cdot I_{\omega_i} \cdot \theta''(s) = B_{oi} ch(k_i s) + \frac{K_{oi}}{k} sh(k_i s), \quad (4)$$

$$M_{\omega_i}(s) = \frac{dB_{\omega}(s)}{ds} = B_{oi} \cdot k_i \cdot sh(k_i s) + K_{oi} ch(k_i s), \quad (5)$$

$$M_{\omega_{0i}} = K_{oi}. \quad (6)$$

Епюри внутрішніх силових факторів показано на рис. 1, б, в, г, д.

Одними з найбільш поширених машин для внесення твердих добрив є розкидачі твердих органічних добрив класу ПРТ. Дослідженню та моделюванню експлуатаційного навантаження конструктивних систем розкидачів твердих органічних добрив присвячено праці [3, 4, 5].

Аналіз руйнувань елементів конструктивних систем розкидачів твердих органічних добрив класу ПРТ за час тривалої експлуатації дозволив встановити систематичне руйнування шва зварного з'єднання лонжерона та траверси в задній частині машини (в зоні встановлення робочих органів).

Проведемо аналіз напружено-деформованого стану зварного з'єднання

лонжерона та траверси (рис. 1) з врахуванням зовнішнього навантаження, отриманого у [4, 5].

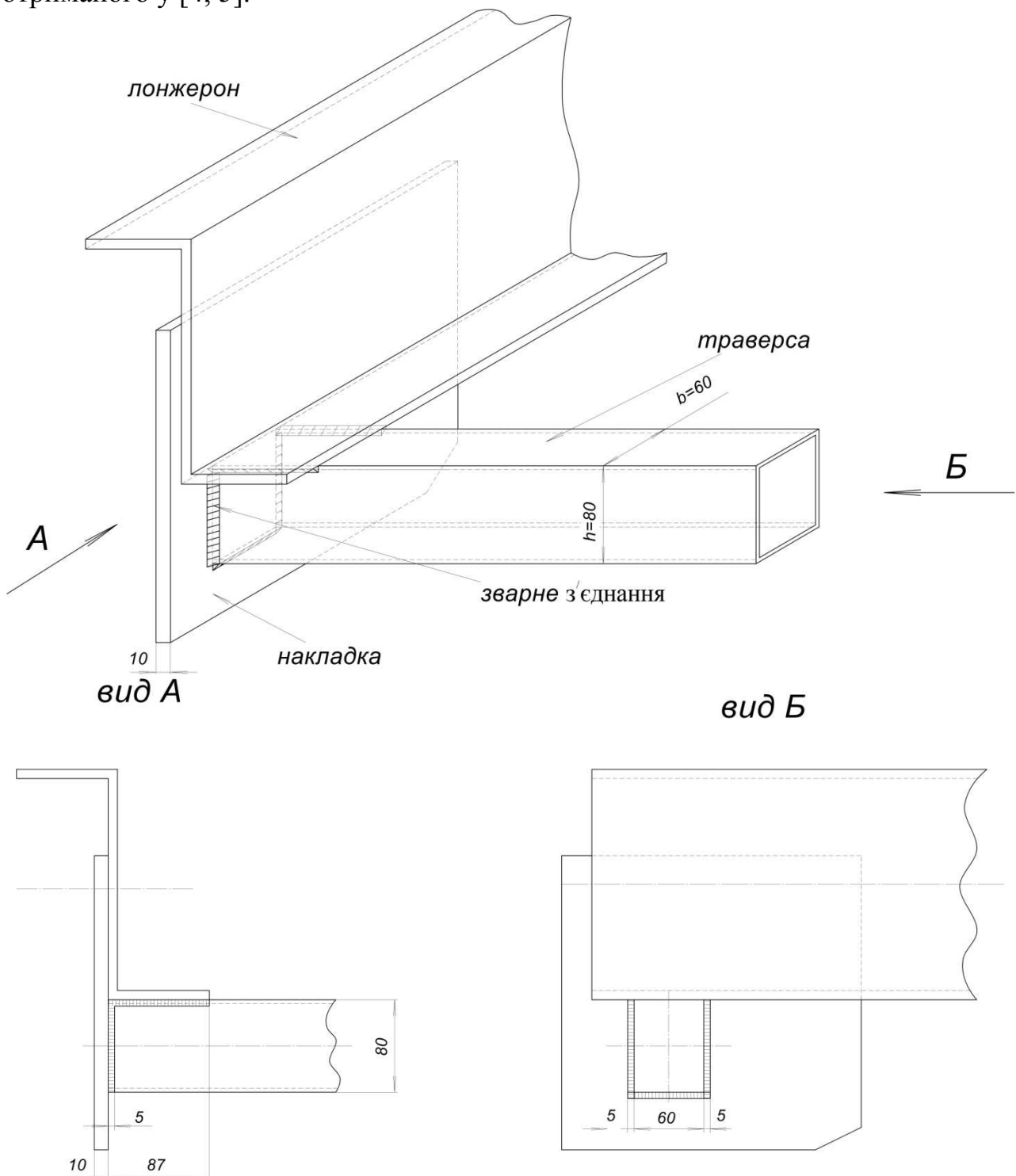


Рис. 2. Зварне з'єднання лонжерона та траверси рами машини ПРТ-9

Шов зварного з'єднання лонжерона та траверси має просторове розтушування (рис. 2), тобто знаходиться в тривимірній системі координат. Для спрощення розрахунків переходимо до плоскої системи координат (рис. 3) та вважаємо, що руйнування зварного з'єднання відбудеться по площині найменшого опору, – площині, що проходить через бісектрису прямокутного трикутника перетину шва з катетом k . Довжина бісектриси $\delta = k \cdot \sin 45^\circ \approx 0,7k$.

Проводимо розрахунок геометричних характеристик зварного шва [1, 2, 6, 7].

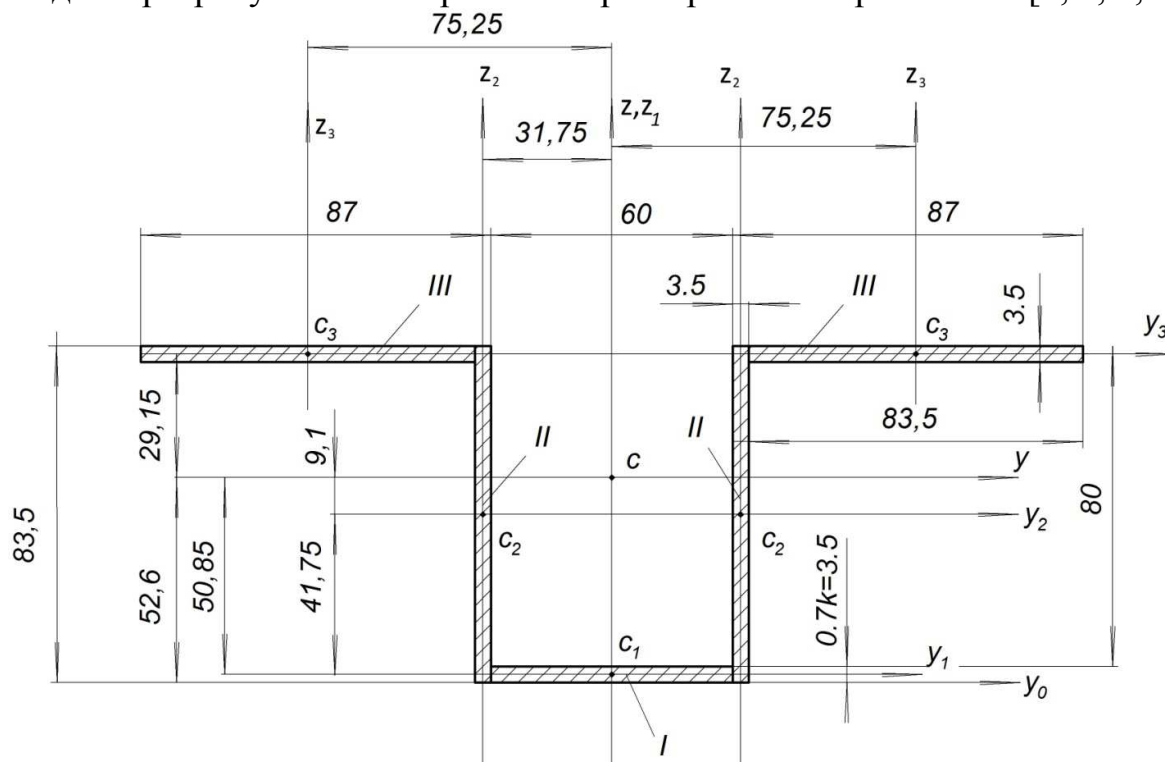


Рис. 3. Розрахункова схема зварного шва

Результати розрахунків геометричних характеристик площини руйнування зварного шва зведені в таблицю 1.

Таблиця 1 – Величини геометричних характеристик

$I_z, \text{мм}^4$	$I_y, \text{мм}^4$	$I_p, \text{мм}^4$	$I_\omega, \text{мм}^6$
$430,2 \cdot 10^4$	$142,8 \cdot 10^4$	$573 \cdot 10^4$	$3,68 \cdot 10^9$

Схематизація дії напружень від силових факторів в зварному з'єднанні без врахування стисненого кручення показані на (рис. 4).

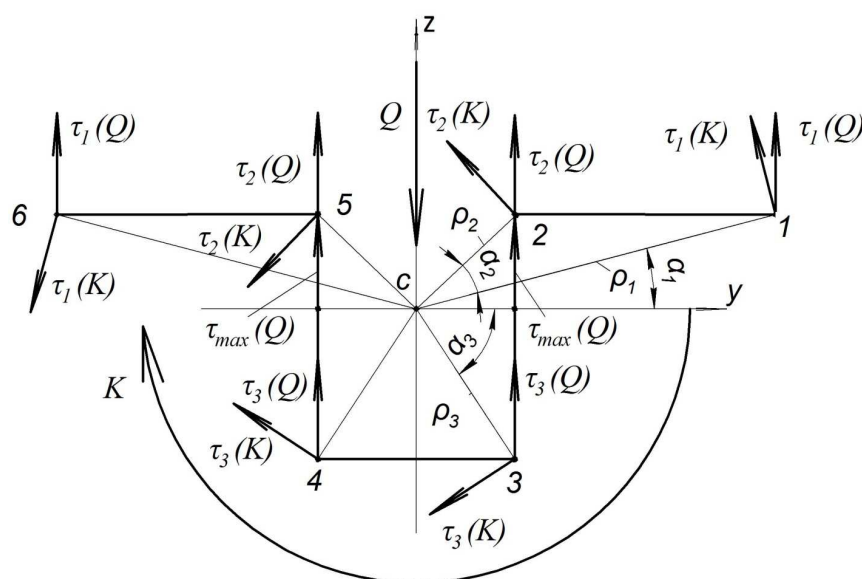


Рис. 4. Розподіл напружень по площині руйнування зварного з'єднання
Напруження від дії деформації загального кручення [6]:

$$\tau_i = \frac{K}{I_p} \rho_i, \quad (7)$$

де K – загальний крутний момент, $K = 1420 \text{ Н} \cdot \text{м}$, [5]; ρ_i – координата точки в якій визначаємо напруження (рис. 3, рис. 4), I_p – полярний момент інерції поперечного перетину зварного з'єднання, м^4 .

Дотичні напруження від дії поперечної сили визначаємо за формулою Журавського [6]:

$$\tau_i = \frac{Q \cdot S_y(z)_i}{b_i \cdot I_y}, \quad (8)$$

де Q – поперечна сила, $Q = 7750 \text{ Н}$, [5]; $S_y(z)_i$ – статичний момент площі поперечного перетину, який знаходиться вище точки в якій визначаємо дотичні напруження (рис. 3), м^3 .

Використовуючи теорему косинусів, визначаємо сумарні дотичні напруження в характерних точках зварного з'єднання:

$$\tau_{\text{сум}_i} = \sqrt{(\tau_i(K))^2 + (\tau_i(Q))^2 - 2 \cdot \tau_i(K) \cdot \tau_i(Q) \cdot \cos(180 - \alpha_i)},$$

де α_i – кут між векторами дотичних напружень (рис.3, рис. 4).

Епюри розподілу дотичних напружень від дії загального крутного моменту K , поперечної сили Q та епюру сумарних дотичних напружень без врахування стисненого кручення подано на рис. 5.

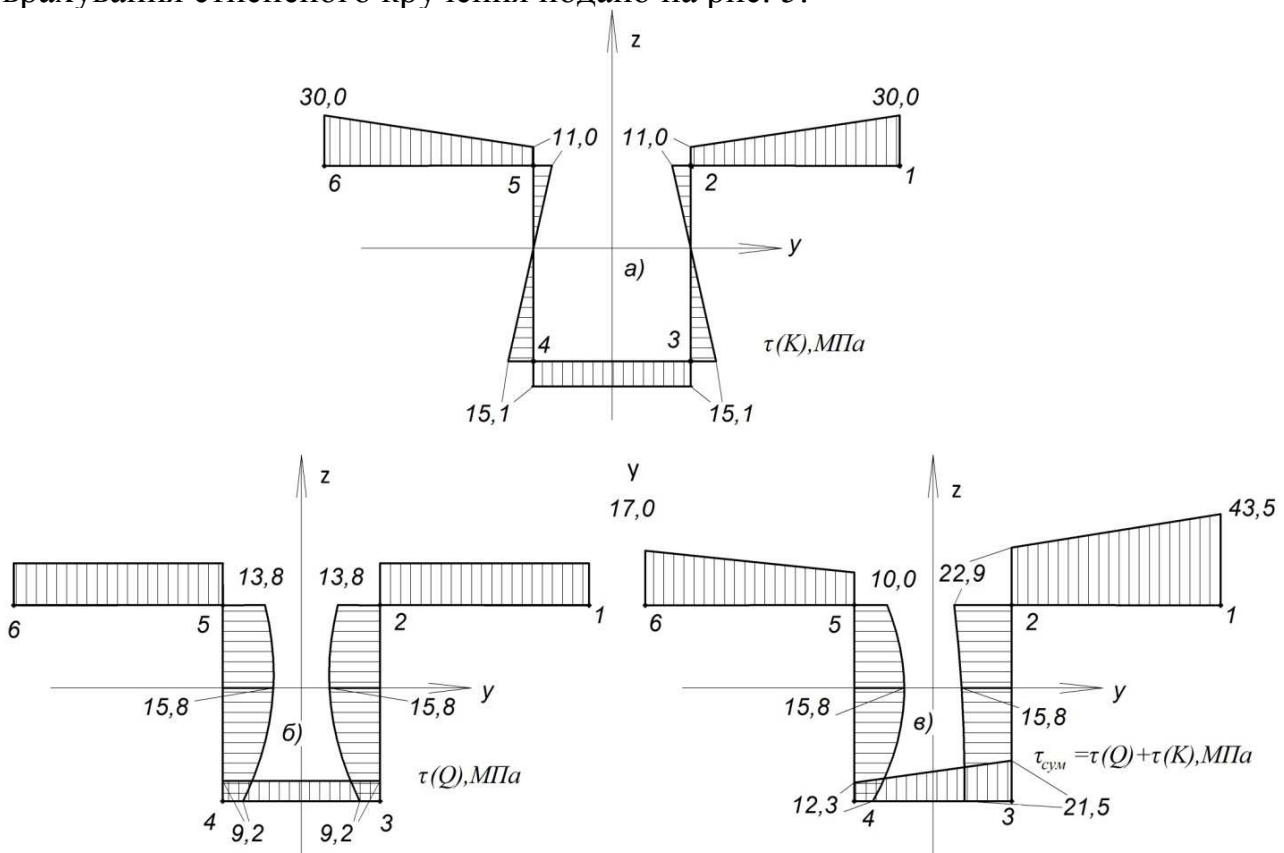


Рис. 5. Епюри розподілу напружень в зварному з'єднанні без врахування стисненого кручення

За наявності стисненого кручення внутрішні силові фактори передаються від поперечини до лонжерона через площину, що проходить через бісектрису прямокутного трикутника поперечного перетину зварного шва (рис. 6), який сприймає перерізуючу силу $Q=7750\text{Н}$; згинально-крутильний момент $M_{\omega}=1420\text{Нм}$ та бімомент $B_{\omega}=45,81\text{Нм}^2$ [5].

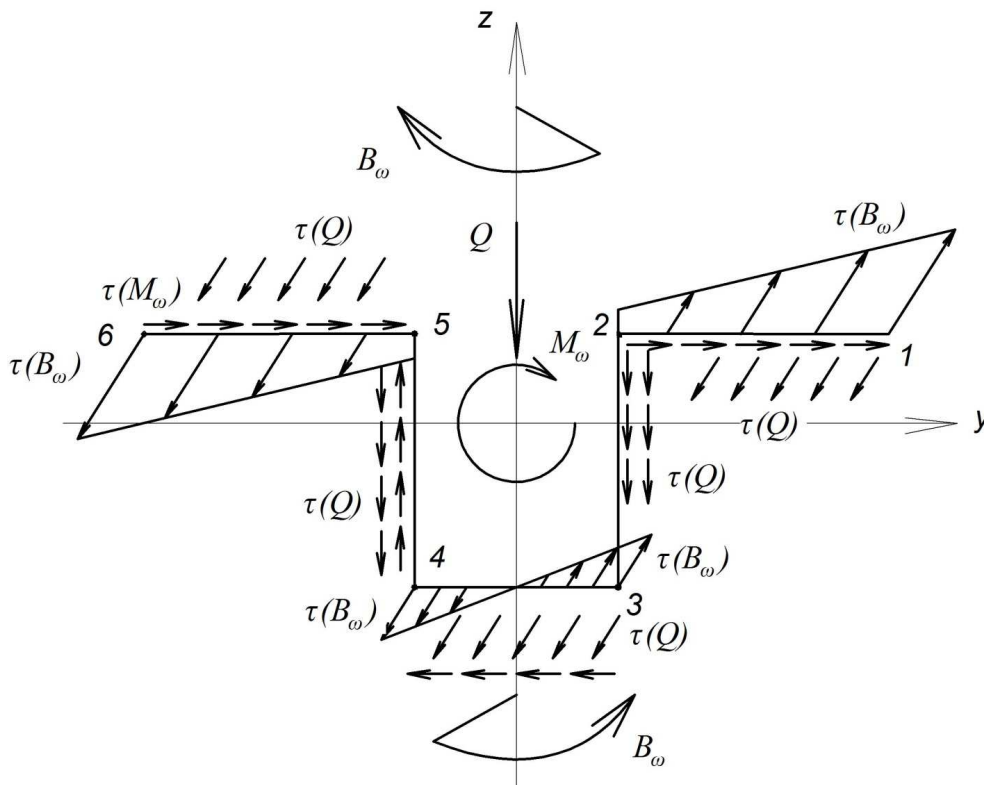


Рис. 6. Векторне зображення внутрішніх силових факторів та напружень
Напруження від дії силових факторів стисненого кручення [1, 2, 7]:
– бімоменту:

$$\tau_i(B_{\omega}) = \frac{B_{\omega} \cdot \omega_i}{I_{\omega}}, \quad (9)$$

де ω_i – секторіальна координата i -ї точки поперечного перетину, м^2 ;

– згинально-крутильного моменту:

$$\tau_i(M_{\omega}) = \frac{M_{\omega} \cdot S_{\omega_i}}{I_{\omega} \cdot \delta}, \quad (10)$$

де S_{ω_i} – секторіальний статичний момент перетину, м^5 .

Епюри розподілу напружень від дії окремих внутрішніх силових факторів та сумарних напружень в перетині шва показано на рис. 7.

Уточнений розрахунок міцності зварного з'єднання з врахуванням стисненого кручення вказує на те, що при повному завантаженні розкидача добрих максимальні напруження досягають $\tau_{\max 2} = 80,9\text{МПа}$, а без врахування стисненого кручення - $\tau_{\max 1} = 55,2\text{ МПа}$ (результати розрахунку відрізняються більше ніж на 30%).

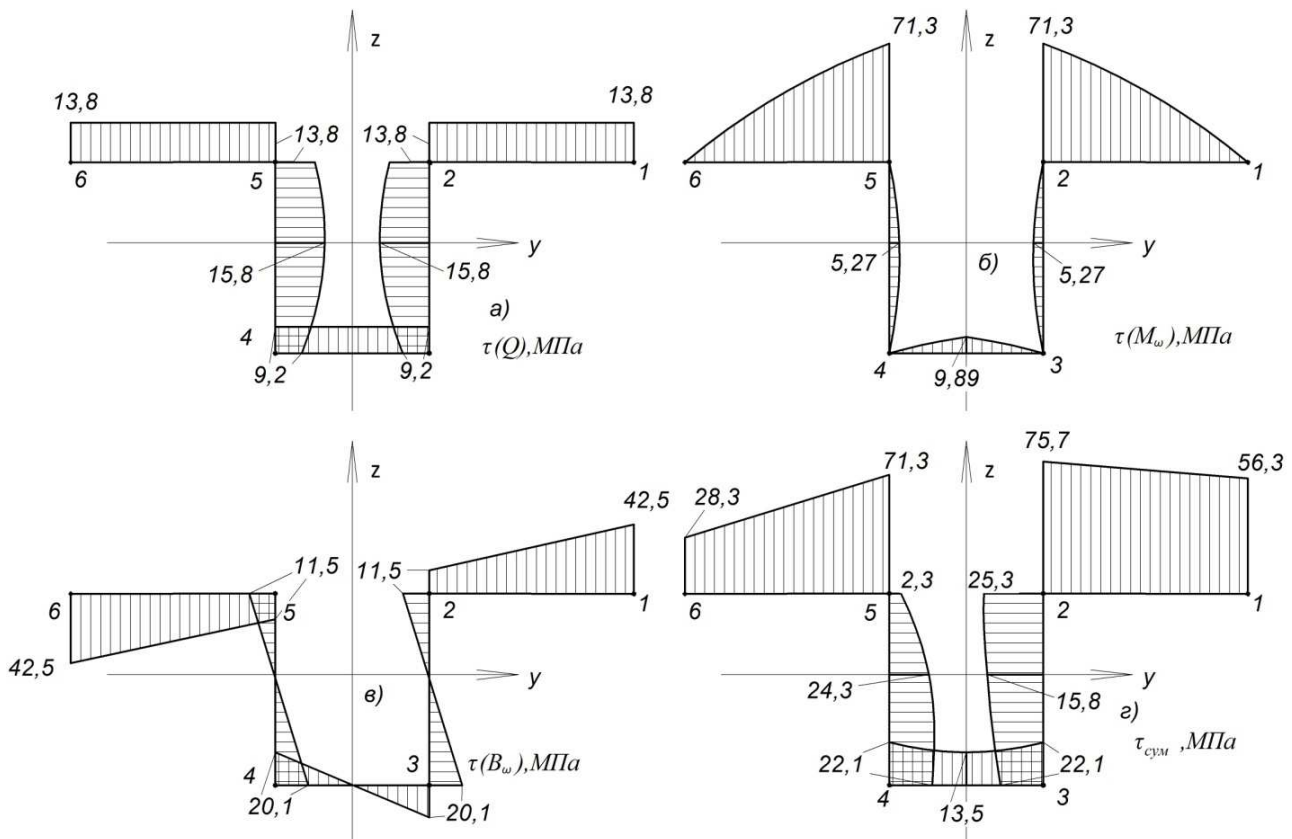


Рис. 7. Епюри розподілу напружень в зварному з'єднанні з врахуванням стисненого кручення

Отже, нехтування внутрішніми силовими факторами стисненого кручення при розрахунку конструктивних систем підвищує ймовірність руйнування їх тонкостінних елементів в процесі експлуатації.

За результатами проведених досліджень запропоновано модернізувати раму розкидача твердих органічних добрив [8].

Список літератури

1. Власов В.З. Тонкостенные упругие стержни. - М.: Физматгиз, 1959. - 408 с.
2. Бычков Д.В. Строительная механика стержневых тонкостенных конструкций. - М.: Госстройиздат, 1962. - 472с.
3. Попович П.В. Навантаженість конструктивних елементів розкидачів твердих органічних добрив / П.В.Попович, М.Я.Сташків // Вісник Харківського національного технічного університету імені Петра Василенка. - Вип. 114 «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва». - Харків: ХНТУСГ, 2011. - С. 87-91.
4. Попович П.В. Моделювання експлуатаційної навантаженості несучих систем розкидачів добрив типу ПРТ-10 / П.В. Попович, М.Я. Сташків, Т.А. Довбуш // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка «Проблеми надійності машин

та засобів механізації сільськогосподарського виробництва» – Харків: ХНТУСГ, 2014. - Вип. 151. – С. 367-372.

5. Попович П.В. Уніфікація дослідження напружено-деформованого стану несучих конструктивних систем / П.В. Попович, М.Я. Сташків, Т.А. Довбуш // Вісник ТНТУ – Тернопіль: ТНТУ, 2015. – Том 78. – № 2. – С. 153-163.

6. Опір матеріалів. Під заг. ред. акад. АН УРСР Г. С. Писаренко. – К.: Вища школа, 1974. – 304 с.

7. Справочное пособие по сопротивлению материалов / М.Н.Рудицын, П.Я.Артемов, М.И. Любошиц – Минск: "Вышэйшая школа", 1970. – 640 с.

8. Патент 92328 UA, МПК А01С 15/00. Рама розкидача твердих органічних добрив / Бабій Андрій Васильович, Сташків Микола Ярославович, Довбуш Тарас Анатолійович, Попович Павло Васильович. – 2014.

Аннотация

Исследование влияния стесненного кручения на прочность сварного соединения элементов рамы разбрасывателя твердых органических удобрений

Сташків Н.Я., Підгурський Н.І., Довбуш Т.А., Бортник І.М.

Конструктивные системы мобильных сельскохозяйственных машин состоят из элементов открытых и замкнутых профилей, жестко соединенных с помощью сварки. Расчет сварных соединений стержневых конструкций проводят, как правило, без учета внутренних силовых факторов стесненного кручения. На основе анализа эксплуатационной нагрузки сварных соединений рамных конструкций разбрасывателей твердых органических удобрений ПРТ-9 проведена оценка прочности сварного соединения, которое разрушалось во время эксплуатации

Abstract

Study on the influence restrained torsion on strength of welded joints of the frame of spreader components solid organic fertilizers

M.Stashkiv, M.Pidgurskyi, T.Dovbush, I.Bortnyk

Constructive systems of mobile agricultural machines consist of elements of open and closed profiles are rigidly United by welding. Calculation of welded joints in beam structures is carried out, as a rule, without taking into account internal loads on restrained torsion. Based on the analysis of the operational load of welded joints of frame constructions spreaders of solid organic fertilizers PRT-9 the estimation of strength of a welded joint, which was destroyed during the operation

Сташків М.Я., Підгурський М.І., Довбуш Т.А., Бортник І.М. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ СТИСНЕНОГО КРУЧЕННЯ НА МІЦНІСТЬ ЗВАРНОГО З'ЄДНАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ РАМИ РОЗКИДАЧА ТВЕРДИХ ОРГАНІЧНИХ ДОБРІВ	164
Грицай Ю.В., Цьонь О.П., Рубінець Н.А. КОРОЗІЙНІ ПОШКОДЖЕННЯ ТЕХНІКИ У СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОМУ МАШИНОБУДУВАННІ.....	172
Бабій М.В., Попович П.В., Бабій А.В. ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ РІЗАЛЬНОГО АПАРАТУ КОСАРКИ	176
Савченко В.М., Міненко С.В., Крот В.В. ВИКОРИСТАННЯ ШТУЧНОГО ДОСВІТЛЕННЯ ДЛЯ РОСЛИН ЗАХИЩЕНОГО ҐРУНТУ.....	181
Борак К.В. Балан О.М. ВИЗНАЧЕННЯ ГРАНИЧНОГО ЗНОСУ ВИРІЗНИХ СФЕРИЧНИХ ДИСКІВ ҐРУНТООБРОБНИХ ЗНАРЯДЬ.....	188
Лімонт А.С. ПАРАМЕТРИ ФОРМУВАННЯ РУЛОНІВ І ЕЛЕМЕНТИ ТЕХНОЛОГІЗАЦІЇ ВИКОРИСТАННЯ ПРЕС-ПІДБИРАЧІВ ЛЬОНОТРЕСТИ.....	194
Герук С.М., Герасимчук Д.В. АНАЛІЗ РОБОЧИХ ОРГАНІВ МАШИН ДЛЯ ВИКОПУВАННЯ КОРЕНЕБУЛЬБОПЛОДІВ.....	205
Козаченко О.В., Шкрегаль О.М., Сисой В.С АНАЛІЗ ТА НАПРЯМКИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ МАЩЕННЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА Д-240.....	215
Грушецький С.М., Сорокін С.П. ОСОБЛИВОСТІ ОРГАНІЗАЦІЇ ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ КАРТОПЛЕЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ ЗАРУБІЖНИХ.....	220
Морозов И.В., Морозов В.И. МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА КОМБИНИРОВАННЫХ СОШНИКОВ С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ИХ ЭФФЕКТИВНОСТИ.....	229
Kuznetsova O.Y., Velyka M.I. ANALYZING APPLICATION INFORMATION TECHNOLOGIES IN TECHNOLOGICAL AND TECHNICAL SYSTEMS IN AGRICULTURE.....	236
Шацький В.В., Дем'яненко Д.В. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОЦЕСУ ПЕРЕМІЩЕННЯ ЗЕРНОВОГО МАТЕРІАЛУ ПО ПОХИЛІЙ КРУГОВІЙ ВІБРАЦІЙНІЙ ПОВЕРХНІ.....	239