

УДК. 669.539

**Т. Рибак**

Професор, докт. техн. наук

**Є. Ріпецький**

Канд. техн. наук

**О.Ферендюк**

Інженер

Тернопільський національний  
технічний університет  
імені Івана Пулюя,  
м. Тернопіль

## ТРИЄДИНА МОДЕЛЬ ПОШУКОВОГО КОНСТРУЮВАННЯ МОБІЛЬНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

*Запропоновано концепцію сільськогосподарського машинобудування у вигляді моделі, що передбачає створення нової ефективної техніки за трьома етапами та сучасного рівня розвитку технічних засобів. Наведено структуру кожного етапу та основні напрями їх реалізації, розвинуто методика, що дозволяє проводити динамічне моделювання гідромеханічних систем навісних сільськогосподарських машин.*

**модель, пошукове конструювання, прогнозування, ресурс, навантаженість, мобільна сільськогосподарська машина**

При виконанні технічних і технологічних процесів сільськогосподарського виробництва розрізняють дві групи механізмів і машин – стаціонарні та (за введеною нами термінологією) мобільні. До стаціонарної групи машин належать: сімейство протруювачів насінєвих зернових культур (включаючи пасленові) і бульб картоплі; приготівлювачі різного виду робочих розчинів; устаткування заводів дражування насіння; транспортери складських приміщень зерна тощо.

До мобільної групи сільськогосподарської техніки належать: зернозбиральні комбайни; бурякозбиральні комбайни і комплекси; штангові та вентиляторні обприскувачі та обпилювачі для хімічного захисту у рослинництві (причіпного і начіпного агрегування з різного класу тракторами); машини для внесення рідких комплексних добрив різної фракції; сівалки зернових та зернобобових культур; плуги; культиватори; борони; поливні машини; машини для обробітку просапних культур та інше – всього до 500 найменувань різного призначення і агрегування, включаючи самохідні машини та знаряддя [1].

За збуренням і наявністю реальних динамічних навантажень щодо стаціонарної і мобільної сільської техніки, то остання, найбільш масова група машин, за числовими величинами, складністю описання, експериментальних досліджень на декілька порядків перевищує фактичні значення динамічних показників стаціонарних машин. Тому зосередимося на проблемах визначення реальної динаміки навантаженості мобільних сільськогосподарських машин. Стаціонарні технічні і технологічні засоби вважаємо частковим випадком у контексті пошукового конструювання мобільних машин, тобто постановці задачі та експериментальному дослідженні реальної динаміки навантаженості.

У стратегічному плані триєдина модель пошукового конструювання, зокрема мобільних сільськогосподарських машин з прогнозуванням їхнього ресурсу роботи, досягає певного ефекту при вирішенні на належному рівні наступних аналітично-пошукових і експериментально-дослідницьких проблем:

1. Розвиток нових і систематизація існуючих аналітичних напрацювань з позиції розгляду ресурсу роботи

конструктивних структур, їх енергетичного балансу, тобто 1-го закону термодинаміки, врахування стану матеріалу, його дефектності і фізико-хімічних факторів, що мають місце, саме, в сільськогосподарських (с/г) машинах при їх проектуванні та експлуатації. Вирішення задач в динамічній постановці, враховуючи енергію деформації від депланації елементів конструкцій відкритого і замкнутого профілів. Комплексний підхід до розв'язку нелінійних задач при збудованих динамічних процесах у залежності від характеру ґрунтів, жорсткості підвіски сільськогосподарської техніки, гідродарів в емностях робочих рідин, їхніх трубопроводах, ширини розгортки, наприклад, штангових обприскувачів, їх стабілізації при виконанні технологічних процесів тощо.

2. Визначення реальної динаміки навантаженості об'єкта, шляхом проведення ґрунтовних експериментальних досліджень у натурних умовах експлуатації машин на найбільш характерних рельєфах і кліматичних зонах, з вибором особливостей оброблюваних площ; що є найбільш трудомісткою, дороговартісною і енергонасиченою експериментально-дослідницькою проблемою.

Наступною процедурою є статистичне опрацювання і систематизація отриманого цифрового фактажу за трикомпонентними динамічними характеристиками, тобто у трьох взаємноперпендикулярних площинах, як максимальні, середні максимальні і мінімальні числові значення навантажень. У тому напрямку нами випущено prospect і розроблена відповідна інженерна методика.

3. Створення відправної бази, тобто вироблення критеріїв оцінювання міцності, або як ще прийнято називати, "життєздатності" конструкцій. Зарубіжні фірми США, Англії, Італії, Франції, Німеччини з проектування і випуску с/г техніки давно оцінюють довговічність і прогнозують ресурс роботи конструкцій при мало- і багаточисловому втомному руйнуванні з позицій циклічної тривкості конструкцій, виходячи з факторів їх дефектності, зокрема, зварних з'єднань їхніх елементів. На кафедрі технічної механіки і сільськогосподарського машинобудування ТНТУ такі трудомісткі і дорогі аналітичні та лабораторні дослідження у поєднанні з експлуатаційними даними проводяться.

4. Видача оптимізованих параметрів конструкцій, (відповідно ефективності вирішення проблеми, пункти 1, 2, 3) за геометрією поперечних перетинів їхніх елементів і побудовою принципів схем, з прогнозованим ресурсом роботи в цілому на графопобудову або верстати з ЧПК; формування (при необхідності) альбому робочих креслень у цілому машин, конструкцій, деталі тощо.

**Теоретична частина досліджень.** Для оцінювання характеру напруженого стану елементів конструкції і визначення шляхів пошуку їхніх оптимізованих параметрів значення має теоретичний підхід до визначення силових факторів у перерізі елемента за повним напруженим станом.

При розробленні теоретичних засад аналізу та розв'язку складних статично невизначених конструкцій, усунення невідомих в'язей несучих систем, досить ефективним є метод, оснований на принципі мінімуму потенціальної енергії деформації та модифікація цього методу з врахуванням енергії деформації від стисненого кручення і

розроблення на цій основі комбінованого методу, що поєднує в собі варіаційний принцип Лагранжа, узагальнений принцип додаткової енергії Холінгена-Рейснера, метод скінченних елементів, теорему Кастиліано, теорему про найменшу роботу, правило Лейбніца з диференціювання підінтегральних функцій для статичного і динамічного розрахунку [2]:

$$U_{\omega} = \sum_l \int \frac{B_{\omega}^2 ds}{2EI_{\omega}} \text{ при системі рівнянь } \frac{\partial U_{\omega}}{\partial B_{\omega_i}} = 0, \quad (1)$$

де  $B_{\omega}$  – згинально-крутний бімомент, Н·м<sup>2</sup>;  $I_{\omega}$  – секторіальний момент інерції, м<sup>6</sup>, і розробка на цій основі комбінованого методу, що поєднує в собі варіаційний принцип Лагранжа, узагальнений принцип додаткової енергії Холінгена-Рейснера, метод скінченних елементів, теорему Кастиліано, теорему про найменшу роботу, правило Лейбніца з диференціювання підінтегральних функцій – для статичного і динамічного розрахунку.

Розглянутий варіаційний принцип розповсюджується на динамічні задачі шляхом врахування сил інерції:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial Q_l} = 0; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial q_l} = m_i \frac{d^2 q_l}{dt^2}, \quad (2)$$

де  $Q_l$ ,  $q_l$  – символічне позначення невідомих зусиль і зміщень;  $m_i$  – інерційний коефіцієнт  $i$ -го вузла;

$$\begin{aligned} \Pi^* = \Pi + \sum & \left[ \begin{aligned} & U_x^i (P_{0x}^i + N_{xij}^i + N_x^i) + \\ & + U_y^i (P_{0y}^i + N_{yij}^i + N_y^i) + \\ & + U_z^i (P_{0z}^i + N_{zij}^i + N_z^i) \end{aligned} \right] + \\ & + \sum \left[ \begin{aligned} & \Theta_x^i (M_{0x}^i + M_{xij}^i + M_x^i) + \\ & + \Theta_y^i (M_{0y}^i + M_{yij}^i + M_y^i) + \\ & + \Theta_z^i (M_{0z}^i + M_{zij}^i + M_z^i) \end{aligned} \right] + \\ & + \sum^* (f_{ij}^i + \beta_{ij}^i + \psi_{ij}^i \cdot B_{ij}^i) - \end{aligned}$$

додаткова потенціальна енергія, включаючи  $\Pi$  – повну енергію від деформації.

Відповідно до цієї теорії розроблено програмне забезпечення «DEPLAN» і «DEPLAN-DYNAMIK».

У зв'язку з доступністю модифікованого методу мінімуму потенціальної енергії, формування виразів підінтегральних функцій, якими описуються технічні, технологічні, механічні та інші процеси і явища, традиційністю вичислення означених інтегралів, вдалося розв'язати цілий клас інженерних задач у динамічній постановці для плоских і просторових конструктивних структур. Наприклад:

1. Розрахунок коливань тонкостінних стержневих систем (рис. 1 та рис. 2).

2. Визначення впливу нерівномірності розподілу коренів на стрічках транспортерів бурякозбиральних машин і кінематики цього розподілу на збурення

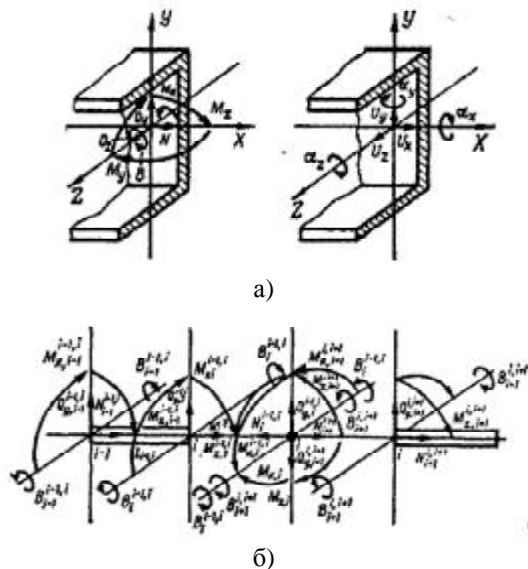


Рис. 1. внутрішні зусилля і переміщення в поперечному перетині профілю (а); узагальнені зусилля в кінцевому елементі й вузлі (б)

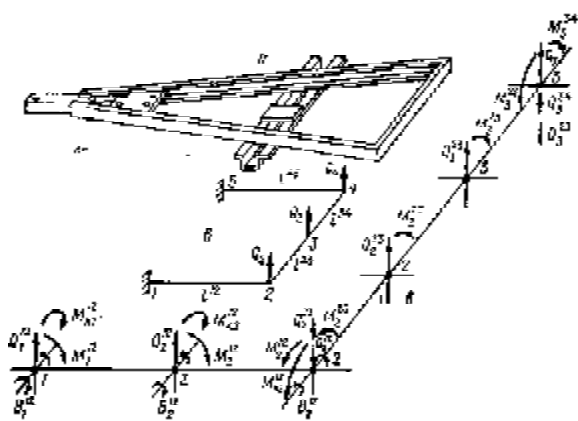


Рис. 2. Основна схема динамічного розрахунку рами причіпних обприскувачів

динамічних перевантажень, які замикаються на тримких елементах транспортера в цілому. Як результат цих рішень визначається фактичний напружено-деформівний стан елементів збірних одиниць розглянутих конструкцій.

У відповідності до розрахункової схеми транспортера (рис. 3), вираз функції потенціальної енергії запишеться:

$$U = \frac{1}{2EI} \int_{L1} \int [q_1(l)x - M(x,y)]^2 dx \quad (3)$$

де  $q_1(l)$  – шукана реакція на прутку як рівномірно – розподілена величина.

У підінтегральний вираз потенціальної енергії деформації увійшла величина згинального моменту  $M(x,y)$  – в загальному випадку як функція від двох змінних.

3. Найбільш складними в теоретичному плані та експериментальних дослідженнях є задачі динаміки штангових обприскувачів, де, як показала практика, збурюючими факторами виступають не тільки нерівності оброблюваних площ, але і гідроудари в ємності і трубо-

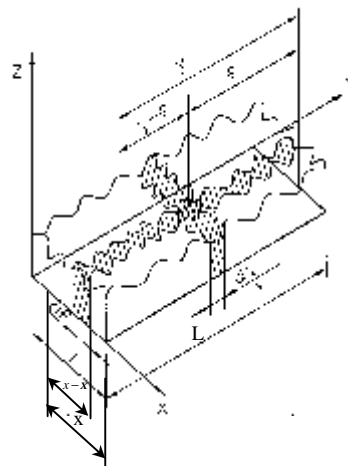


Рис. 3. Схематизація розрахункової моделі для розрахунку просторового навантаження стрічки транспортерів

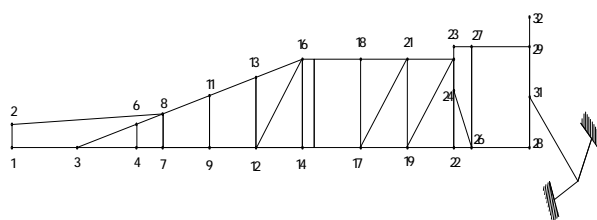


Рис. 4. Розрахункова модель каркасів секцій типової штанги обприскувачів

проводах робочих розчинів рідини, високочастотні вібрації від дисбалансу карданних передач, високо обертових коліс вентиляторів, дисків дискових розпилувачів, роботи двигуна трактора.

На рис. 4 приведена розрахункова модель каркасів секцій типової штанги обприскувачів, типи збурення циклічних навантажень при цьому можуть бути такими: трапецеподібний, трикутний, параболічний, синусоїдальний.

**Експериментальні дослідження динамічних навантажень.** Відповідні компоненти динамічних навантажень та прискорень реєструються при натурних випробуваннях, або в умовах максимально наближених до експлуатаційних, відповідно до інженерних методик розроблених і виданих у формі проспекту.

Для визначення динамічних навантажень, що виникають у реальних умовах експлуатації машин, розроблені і виготовлені спеціальні вимірювальні пристрої [3], стандартні і натуральні зразки, а також пристрої для їх випробувань на універсальному обладнанні. Це дозволяє скласти програми випробувань для визначення динамічних показників у найбільш характерних умовах експлуатації.

Методика експериментальних досліджень реалізується здебільшого встановленням спеціальних динамометрів, наприклад, під опори основних мас на раму, вісь ходової частини, в опори штанги, насоса, силового агрегату, вентиляторної установки обприскувачів, акселерометрів кутових швидкостей (АКШ), акселерометрів прискорень (АП) в центрах мас секцій, а також динамометричних тяг (рис. 5) для с/г причепів, плугів, сівалок тощо.

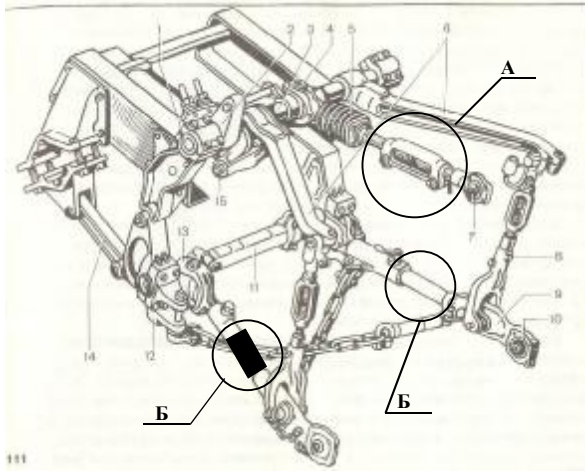


Рис. 5. Принципова схема монтажу динамометричних тяг на триточковій навісній системі (різного класу тракторів та ін.). А і Б – відповідно центральна і нижня динамометричні тяги

Реєстрація випадкових величин проводиться на лазерних дисках (можна на магнітних стрічках), з наступним введенням числових даних у пам'ять комп'ютера і статистичною обробкою та систематизацією цих результатів.

Отримані статистичні дані дозволяють, за допомогою аналітичних досліджень, визначити компоненти напруженого стану і характер їх зміни в часі (середні значення, максимальні і мінімальні напруження, їхню частоту і т. п.) у відповідності до умов експлуатації.

На наступних стадіях розрахунку доцільно провести аналітичне дослідження НДС конструкції з дефектністю у виділеному перетині і експериментально визначити основні характеристики циклічної дефектотривкості перетину даного вузла в цілому.

**Вироблення критеріїв оцінки міцності і довговічності конструкцій.** Критеріальна оцінка міцності і прогнозування ресурсу роботи металоконструкцій с/г машин складається з теоретичної та експериментальної частин [3, 4]. Складність вироблення критеріїв оцінки міцності і прогнозування ресурсу роботи полягає, перш за все, у різнопрофільному наборі складових елементів цих конструкцій та специфіки їх з'єднань між собою. Оптимізувати такі конструкції складно через відсутність фактичних характеристик їх циклічної дефектостійкості зі структурною зміною матеріалу в біляшовній зоні у відповідності до конкретної технології виготовлення, особливо, складних зварних стикових з'єднань, а також геометрії поперечних перетинів тонкостінних елементів, відкритого та замкнутого профілю.

Реалізація методики вироблення критеріїв оцінки міцності і прогнозування ресурсу роботи конструкцій, умовно проводиться у такій послідовності:

– дослідження кінетики розвитку дефектності натурних елементів конструкцій, наприклад, лонжеронів рам;

– одержання аналітичних залежностей для визначення коефіцієнтів інтенсивності напружень (КІН), в даному випадку відкритих або замкнутих тонкостінних профілів [2];

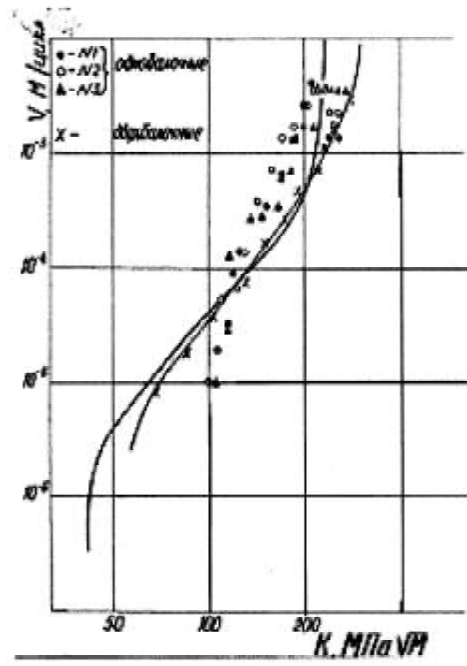


Рис. 6. Емпірична атомодель подібності. Діаграми циклічної дефектотривкості Ст 5Гпс (зразки 8x18x200 мм): ●, ○, ▲ – руйнування натурних однобалкових профілів (швелер № 10, Ст 5 Гпс); xxx – втомне руйнування двобалкових профілів (швелер № 10, Ст 5 Гпс)

– визначення характеристик дефектності матеріалу профілів та їх з'єднань;

– побудова діаграми руйнування натурних профілів, наприклад, лонжеронів рам з концентраторами і гладких;

– одержання відповідної залежності для прогнозування довговічності з врахуванням специфіки конструкцій;

– одержання теоретичної залежності визначення КІН тонкостінних відкритих і замкнутих профілів елементів конструкцій з врахуванням залишкових напружень від додаткових силових факторів;

– побудова емпіричної атомоделі подібності (рис. 6).

В даній постановці задачі КІН для реальних конструкцій з дефектністю (наприклад, відкритого профілю типу швелера) визначається

$$K_1 = \frac{M}{I} (H + 2b)^2 F(\epsilon), \quad (4)$$

де  $M$  – згинальний момент в перетині як функція від зовнішніх навантажень;  $I$  – момент інерції поперечного перетину;  $H, b$  – відповідно висота стінки і ширина полиці швелера;

$F(\epsilon)$  – функція поправки; при  $\epsilon = \frac{l}{H + 2b}$  –

параметр,  $l$  – довжина (глибина) дефекту.

Для замкнутого прямокутного профілю з наскрізним кутовим дефектом КІН визначається так:

$$\begin{cases} K_{I(1)} = \sigma_\omega \sqrt{a\epsilon_1} F_1^{(B_\omega)}(\epsilon_1) \\ K_{I(2)} = \sigma_\omega \sqrt{b\epsilon_2} F_2^{(B_\omega)}(\epsilon_2), \end{cases} \quad (5)$$

$$F_1^{(B_\omega)}(\varepsilon_1) = \frac{(b-a)(S_1+S_2)}{(a+b)S_2} \left( \begin{array}{l} 1.058 + 4.684\varepsilon_1 + 9.126\varepsilon_1^2 - \\ -25.254\varepsilon_1^3 + 40.602\varepsilon_1^4 \end{array} \right); \quad (6)$$

$$F_2^{(B_\omega)}(\varepsilon_2) = \frac{(b-a)(S_1+S_2)}{(a+b)S_1} \times \left( \begin{array}{l} 1.193 + 9.099\varepsilon_2 + 126.653\varepsilon_2^2 - \\ -704.649\varepsilon_2^3 + 1864.595\varepsilon_2^4 - \\ -2234.832\varepsilon_2^5 + 1019.341\varepsilon_2^6 \end{array} \right). \quad (7)$$

де  $\sigma_\omega$  – нормальні секторіальні напруження при стисненому крученні, МПа;  $a$  і  $b$  ширина горизонтальної та вертикальної стінки профілю, м;  $\varepsilon_1 = l/a$ ,  $\varepsilon_2 = l/b$ ,  $S_1 = a\delta_1$ ,  $S_2 = b\delta_2$ ,  $F_1^{(B_\omega)}(\varepsilon_1, \varepsilon_2)$ ,  $F_2^{(B_\omega)}(\varepsilon_1, \varepsilon_2)$  – поправочні функції, які враховують зміну геометрії тонкостінного замкнутого профілю при поширенні у ньому циклічної дефектності.

**Автоматизація виконання креслярських процедур за проблемою.** Відповідно до отриманих параметрів, розробляється машинне конструювання, включаючи особливості:

- наявність взаємозв'язку між процедурами формування та читання креслень;
- єдиний параметричний підхід до опису геометричних об'єктів і їх зображень;
- наявність процесів алгоритмічного зв'язку основних класів геометричних та графічних задач. Видача оптимізованих параметрів на графопобудову з формуванням пакету робочої конструкторської документації.

Викладені матеріали ефективно спрацювали при конструюванні найбільш складної сільськогосподарської техніки в динамічній постановці.

**Висновки.** Обклеювання тих чи інших конструкцій системою тензорезисторів (за прикладом авіаторів, автомобілів та інших проектних організацій мобільного машинобудування) і визначення їх напружено – деформівного стану процес не раціональний і малоефективний, найбільш раціонально і ефективно є визначення реальної циклічної навантаженості в опорах або кріп-

леннях конструктивної системи, шляхом встановлення спеціальних вимірювальних пристроїв, з паралельною наклеюванням тензорезисторів лише у контрольних перетинах. Такий підхід забезпечує перенесення отриманої експериментальної бази даних (з використанням напрацьованих алгоритмів у динамічній і нелінійній постановці задач) не тільки на проектування розглядуваної конструкції, але і на аналогового типу машин. Забезпечує, в комплексі, прогнозування довговічності з оптимізацією ресурсу роботи, також при модернізації і удосконаленні даного типу конструкцій.

При виконанні всіх етапів триєдиної моделі пошукового конструювання мобільних с/г машин у кінцевому результаті отримуємо якісно спроектовану, перевірену на практиці машину, яка є високотехнологічною та конкурентоспроможною на ринку.

## Література

1. *Погорельий Л. В.* Сельскохозяйственная техника и технологии будущего. – К.: Урожай, 1988. – 176 с.
2. *Рибак Т. І.* Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин. Підручник-посібник. – Тернопіль: Збруч, 2003. – 332 с.
3. *Рибак Т. І.* Підвищення надійності машин для хімічного захисту в рослинництві. – К.: Урожай, 1986. – 104 с.
4. *Андрейків А. Е., Дарчук А. И.* Усталостное разрушение и долговечность конструкций. – К.: Наукова думка, 1992. – 184 с.

Отримана 13.01.12

*T. Rybak, Y. Ripetskiy, O. Ferendiuk*  
**Triune model search constructing mobile agricultural machinery**  
*Ternopil Ivan Pul'uj national university, Ternopil*

*Conception of constructing of mobile and stationary hardwares is offered after the algorithm of model which foresees creation of difficult technique on three stages. The base of theoretical and empiric researches is developed for the classes of c/e machines with the most expressed signs of generating of three-component dynamic factors of their loadings.*

---

## Інформація

### 8th European Solid Mechanics Conference

9 July 2012 - 13 July 2012

Graz, Austria

#### Contact:

*Prof. G.A. Holzapfel*

E-mail: [holzapfel@tugraz.at](mailto:holzapfel@tugraz.at)

**Information:** Two joint **EUROMECH-ECCOMAS** mini-symposia on “**Science and Technology of Composites Manufacturing Processes**” and “**Virtual Testing of Composites**”

will be organized during the Conference.