

CHOICE OF PARAMETERS OF RUN-TIME LOADING DECLINE DEVICES IN DRIVE OF KNITTINGS MACHINES WITH A MUFF WITH PACKAGES OF SHELL SPRINGS

PIPA B.F., MUSITHISEN S.W.

Kyiv National University of Technologies and Design

Purpose. Development of method of choice of parameters of device of decline of the run-time loading in the drive of knittings machines with a muff with the packages of shell springs.

Methodology. The modern methods of researches of theories of resiliency and dynamics of the mechanical systems are used with the purpose of development of device of decline of the run-time loading in the drive of knittings machines and method of choice of its parameters.

Findings. On the basis of analysis of dynamics of transients in the mechanical systems with resilient connections the new construction of drive of knitting machine is offered with the snubber of decline of the run-time loading (DR-TL), containing a muff with the packages of shell springs, and method of choice of its rational parameters. The equipment of drive of knitting machine of DR-TL allows effectively to reduce the run-time loading, arising up at starting. The executed calculations confirm a capacity and expediency of the use of snubber a muff with the packages of shell springs in the drive of knittings machine. The executed calculations confirm a capacity and efficiency of the use of new construction of drive of knittings machine of type To with DR-TL, containing a damping muff with the packages of shell springs. The analysis of researches shows that the got results can be drawn on at the improvement of operating and development of new types of drives of both knittings machines and automats and machines of general purpose.

Originality. Development of scientific bases and engineering methods of planning of drives of knittings machines and automats.

Practical value. Development of new construction of drive of knitting machine with a snubber and engineering method of choice of its rational parameters.

Keywords: *drive of knitting machine, run-time loading of drive, device of decline of the run-time loading, resilient muff, shell spring.*

УДК 677.055.621

БЕРЕЗІН Л.М.

Київський національний університет технологій та дизайну

МЕТОДОЛОГІЯ РОЗРАХУНКІВ ДЕТАЛЕЙ НА МІЦНІСТЬ ТА НАДІЙНІСТЬ

Мета. *Приведена стратегія практичної реалізації на етапі проектування заданого рівня надійності деталей за критерієм міцності при мінімізації їх маси, яка основана на поділі деталей на групи за певними ознаками з використанням для них відповідних розрахункових методів.*

Методика. *Використано класичні положення опору матеріалів, сучасні розрахункові методики забезпечення надійності деталей машин загального призначення за міцністю в детермінованій та імовірнісній постановці, методи математичної статистики, теорії імовірностей та нормативно-технічні документи.*

Результати. Наведено систематизацію та узагальнення традиційних методів розрахунку деталей на міцність та надійність, що розглядаються як базові в теорії та практиці проектування панчішно-шкарпеткових автоматів. Запропонована стратегія вибору методу розрахунку, який відмінний від загально прийнятого, що ґрунтується переважно на досвіді проектувальника. Показано, що не зважаючи на значну відмінність в об'ємах достатньої вхідної інформації та виконаних обчислень, деякі методи дають рівноцінні результати.

Наукова новизна. Полягає в подальшому розвитку теорії і методології розв'язку прикладних проектних задач забезпечення достатнього рівня надійності та мінімізації маси на прикладі деталей панчішно-шкарпеткових автоматів.

Практична значимість. Дозволяють на основі поділу деталей на певні групи обґрунтовано вибирати для них оптимальні розрахункові методи, що скорочує тривалість, витрати та підвищує якість проектування.

Ключові слова: проектування, розрахунки, міцність, надійність, деталь

Вступ. Забезпечення заданого рівня довговічності за критерієм міцності при одночасному зниженні металомісткості деталей машин - одна з проблем сучасного машинобудування. За результатами розрахунків деталей на міцність та забезпеченні заданого рівня їх надійності встановлюють мінімально необхідні розміри деталей та відповідну масу, величина якої має вплив на динамічні навантаження.

Широкий спектр напрацювань в сучасній теорії та практиці розрахунків на надійність представлено в науково-технічних джерелах [1]...[7] та інших. В [8] наведена систематизація та узагальнення розв'язків прикладних задач по забезпеченню заданого рівня довговічності та надійності стосовно стержньових елементів (СЕ) ступінчастої форми в'язальних механізмів панчішно-шкарпеткових автоматів (ПША), в [9] пропонується методологічний підхід вибору розрахунків довговічності в детермінованій або імовірнісній постановках в залежності від стадії проектування та наявної інформації. Проте, незважаючи на комплексне висвітлення проблеми, існує прогалина в стратегії вибору конкретного методу розрахунку, який переважно базується на кваліфікації та інтуїції проектувальника стосовно кожної деталі окремо.

Постановка завдання. В роботі представлений підхід поділу деталей на окремі групи, для яких доцільно використовувати відповідні алгоритми в розрахунках на міцність, а при необхідності, на довговічність та надійність.

Особливо це стосується ПША як обладнання з традиційним відтворенням технологічного процесу, коли інтенсифікація технологічного процесу значно впливає на підвищення динамічних навантажень.

Результати досліджень. Особливості проектування технологічного обладнання, включно з ПША, полягає в тому, що частина стандартизованих та уніфікованих деталей (перша група) є наперед надійними, мають середній ресурс, який перевищує тривалість міжремонтного циклу. Для таких деталей розрахунки на міцність недоцільні.

Але існує номенклатура деталей (відносимо до другої групи), для яких характерний надлишковий запас міцності, що призводить до збільшення їх габаритів,

маси та відповідно динамічних навантажень. При корегуванні розмірів деталей використовують традиційні інженерні розрахунки деталей машин та елементів конструкцій на міцність:

а) за нормованим коефіцієнтом запасу міцності

$$n \geq [n]; \quad (1)$$

б) по допустимому напруженню

$$\sigma \leq [\sigma], \quad (2)$$

де $n = \sigma_{\bar{a}p} / \sigma$ - розрахунковий коефіцієнт запасу міцності;

σ - максимальне діюче напруження;

$\sigma_{\bar{a}d}$ - граничне напруження.

В розрахунках деталей на статичну міцність за граничне напруження приймають для крихких матеріалів (наприклад, чавунів) границю міцності σ_A , для пластичних (наприклад, сталей) – границю текучості σ_d . В розрахунках деталей на втомленість $\sigma_{\bar{a}d} = \sigma_{-1}$, де σ_{-1} - границя втомленості матеріалу. Нормований коефіцієнт запасу міцності $[i]$ встановлюють спираючись на узагальнений досвід розрахунків прототипів після порівняння цих значень з результатами спостережень в експлуатації або, при наявності, за рекомендованими нормами міцності [3]. Наприклад, для кріпильних різьбових деталей приймають $[i]=1,5$. Оцінку міцності по допустимому напруженню $[\sigma]$ за (2) виконують переважно в наближених, попередніх розрахунках однотипних деталей при детермінованих умовах навантаження, усталеній технології виробництва та розробленій системі допустимих напружень.

Аналогічну перевірку на міцність за формулами (1) та (2) достатньо виконувати для деталей третьої групи, несуча здатність яких обмежується жорсткістю або стійкістю, а міцність - їх розмірами, що зумовлені вимогами технологічного процесу. До таких деталей в ПША, руйнування яких зафіксовано, належать податливі грані клинів, штовхачі, гвинтові пружини пасків для голок і платин, п'яткового компенсатора та відвідних клинів в'язальних систем, шибери для відбору голок.

Четверту групу складають деталі машин загального призначення, розрахунки яких широко висвітлені науково-технічній літературі та достатньо представлені в нормативних матеріалах. До них відносять кріпильні різьбові, зубчасті [10], пасові, підшипники, вали тощо.

Для різьбових з'єднань слід розрізняти розрахунки імовірності безвідмовної роботи за квантилями нормованого нормального розподілення:

а) за критерієм статичної міцності

$$u_{p(cm)} = - \frac{\bar{n}_{cm} - 1}{\sqrt{\bar{n}_{cm} V_{\sigma T}^2 + V_{pac}^2}}; \quad (3)$$

б) за критерієм втомленості

$$u_{p(sm)} = - \frac{\bar{n}_{sm} - 1}{\sqrt{\bar{n}_{sm} V_{-1d}^2 + V_a^2}}, \quad (4)$$

$$\text{де } \bar{n}_{cm} = \frac{\bar{\sigma}_T}{\bar{\sigma}_{pac}} = \frac{\pi d_p^2 \bar{\sigma}_T}{4(kF_{зам} + \chi F)} \quad \text{та} \quad \bar{n}_{em} = \frac{\bar{\sigma}_{-1\sigma}}{\bar{\sigma}_a} - \text{коэффициенти запасу міцності за}$$

середніми напруженнями та напруженнями втомленості; інші позначення – за джерелом [1].

Зубчасті колеса розраховують на опір контактної втомленості та на опір втомленості при згині. Детально викладені розрахунки з специфікою трикотажного обладнання – в [11].

Вали розраховують за критерієм опору втомленості за формулою (4) при коефіцієнті запасу міцності $\bar{n}_{em} = 1/\bar{n}_{em}^2 = 1/\bar{n}_\sigma^2 + 1/\bar{n}_\tau^2$, в якому враховується вплив нормальних σ та дотичних τ напружень. Оскільки коефіцієнт запасу міцності за нормальними напруженнями \bar{n}_σ значно менший від коефіцієнту за дотичними напруженням \bar{n}_τ , то коефіцієнт варіації границі втомленості валу $v_{-1\sigma}$ приймають за нормальними напруженнями. Окрім того, коефіцієнт варіації навантаження v_a може досягати значення 0,3 та домінувати над $v_{-1\sigma}$ [11].

Розрахунки підшипників кочення [1] на довговічність виконують в імовірнісній постановці в загальній формі з використанням довідкової, окремо для підшипників, інформації. Основна відмінність – розрахунок ведуть не за напруженням, а за динамічною вантажопідйомністю підшипників.

До п'ятої групи відносимо силові деталі, розрахунок на міцність яких необхідно виконувати в імовірнісному аспекті за критерієм втомленості. Деталі мають випадковість навантажень і характеристик міцності матеріалів при необхідності забезпечення малих, але достатніх запасів міцності, що характеризується умовою $\bar{n} \geq n_{кр(\beta)}$. В ПША це деталі барабанів механізмів управління, механізмів рисункотворення, рингель-апаратів тощо.

Критеріальне значення коефіцієнту запасу $\bar{n}_{кр(\beta)}$ з довірчою імовірністю β визначають методом довірчих інтервалів, використовуючи формулу:

$$\bar{n}_{кр(\beta)} = \frac{1 + t_{\sigma \max} \cdot v_\sigma}{1 - t_{\sigma-1\sigma \min} \cdot v_{-1\sigma}}, \quad (5)$$

де $v_\sigma = S_\sigma / \bar{\sigma}$, $v_{-1\sigma} = S_{\sigma-1\sigma} / \bar{\sigma}_{-1\sigma}$ - коефіцієнти варіації при S_σ та $S_{\sigma-1\sigma}$ - середньо квадратичних відхилення випадкових величин σ та $\sigma_{-1\sigma}$;

$t_{\sigma-1\sigma \min}$, $t_{\sigma \max}$ - толерантні коефіцієнти нижньої межі розсіяння границі втомленості деталі та верхньої межі розсіяння діючого напруження при наперед заданому нормованому рівні значущості α та довірчої імовірності β . Для деталей технологічного обладнання приймають $\beta = 0,8 \dots 0,9$.

Формули для обчислення довірчих меж параметрів для типових розподілень, включно з нормальним, представлені в [12].

При невиконанні умови міцності $\bar{n} \leq n_{кр(\beta)}$ у відповідності до нормативних рекомендацій [13] необхідна перевірка, яка полягає в обчисленні коефіцієнту запасу міцності \bar{n}_P , який відповідає ймовірності руйнування P :

$$\bar{n}_P = \frac{1 + \sqrt{1 - (1 - u_P^2 \cdot v_{-1\sigma}^2)(1 - u_P \cdot v_\sigma^2)}}{1 - u_P^2 \cdot v_{-1\sigma}^2} \quad (6)$$

або ймовірності руйнування P , яку визначають за таблицею після обчислення квантилю нормованого нормального розподілення – за формулою оберненою до (6):

$$u_P = -\frac{\bar{\sigma}_{-1\sigma} - \bar{\sigma}}{\sqrt{S_{-1\sigma}^2 + S_\sigma^2}} = \frac{1 - \bar{n}}{\sqrt{\bar{n} \cdot v_{-1\sigma}^2 + v_\sigma^2}}. \quad (7)$$

Якщо (7) представити табульованим інтегралом $\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x e^{-x^2/2} dx$, то з використанням таблиць функції Лапласа ймовірність руйнування становить

$$P = \frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{\bar{\sigma}_{-1\sigma} - \bar{\sigma}}{\sqrt{S_{-1\sigma}^2 + S_\sigma^2}}\right). \quad (8)$$

При нехтуванні розсіянням значень границі втомленості деталей (деталі, що випускаються дрібними серіями) маємо $S_{\sigma_{-1\sigma}} = 0$, відповідно $v_{\sigma_{-1\sigma}} = 0$ та отримуємо з (7) та (8) формули для окремого випадку $u_P = -\frac{\bar{\sigma}_{-1\sigma} - \bar{\sigma}}{S_\sigma}$ та $P = \frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{\bar{\sigma}_{-1\sigma} - \bar{\sigma}}{S_\sigma}\right)$. Якщо нехтувати розсіянням діючих напружень, тобто вважати їх детермінованими при $S_\sigma = 0$ та відповідно

$$v_\sigma = 0, \text{ маємо з (7) та (8) } u_P = -\frac{\bar{\sigma}_{-1\sigma} - \bar{\sigma}}{S_{-1\sigma}} \text{ та } P = \frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{\bar{\sigma}_{-1\sigma} - \bar{\sigma}}{S_\sigma}\right).$$

Очевидно, що обчислені за формулами (7) та (8) значення u_P та P перевищують ті, що визначаються в двох вище наведених окремих випадках.

При представленні функції Лапласа наближеними складовими, (8) прийме вид [3]:

$$P = \frac{v_\xi}{\sqrt{2\pi}} e^{\frac{1}{2v_\xi^2}} (1 - v_\xi^2 + 3v_\xi^4 - \dots), \quad (9)$$

де $v_\xi = \frac{S_\xi}{\psi} = \frac{\sqrt{S_{-1\sigma}^2 + S_\sigma^2}}{\bar{\sigma}_{-1} - \bar{\sigma}}$ - коефіцієнт варіації випадкової величини $\xi = \sigma_{-1} - \sigma$.

Похибка обчислення P за формулою (9) не перевищує останнього при обчисленні члену ряду. Слід зауважити, що при визначенні ймовірності руйнування за формулами (7), (8) та (9), отримуються практично однакові результати.

У випадках різних комбінацій інших відомих законів розподілів (Вейбула, логарифмічно нормального, гама-розподіл тощо) характеристик міцності та навантаженості, ймовірнісні розрахунки по визначенню точкових оцінок показників надійності в кінцевій формі виконують за формулами, які представлені в [14].

Найбільш загальний випадок, коли значення випадкової величини не підпорядковуються класичному закону розподілу. Розв'язок в цій постановці представлений в [8] на прикладі адаптованої до в'язального механізму ПША динамічної моделі в поліноміальній формі випадкових значень максимального ударного навантаження F голки в залежності від силу опору F_o її руху як функції випадкового аргументу. Для визначення щільності розподілу імовірностей неперервної випадкової величини F використовували вираз $f(F) = f[q(F)] \cdot q'(F)$, де $q(F)$, $q'(F)$ – функція, яка обернена функції $F = f(F_o)$ та її похідна. Однак для отримання таким чином $f(F)$ не можна запропонувати уніфікований метод, а складені залежності є малоінформативними та незручними для практичного використання. Тому представлено спрощений підхід до складання закону розподілу навантажень, який полягає в заміні його середнє зваженою сумою декількох нормальних законів.

Шосту групу деталей ПША складають СЕ в'язального механізму складної форми (в'язальні голки та селектори різних позицій), які критеріальні за розмірами [8]. Їх проектування з великим запасом міцності унеможливлено через обмеження розмірів небезпечного перерізу, які залежать від класу автомату. Для них доцільні розрахунки на втомленісну міцність по обмеженій, наперед заданій довговічності. Інша відмінність розрахунку полягає в тому, що навантаження цих елементів створює напруження $\sigma_{ai} < \sigma_{-1d}$ гегациклової ділянки кривої втомленості, тобто число циклів до втомленісного руйнування перевищує число циклів, яке відповідає точці перегину кривої втомленості в напівлогарифмічних координатах (встановлено за результатами досліджень їх циклічної довговічності). Пропонується попередньо будувати за даними експерименту праву частину кривої втомленості, яка характеризує наробітки СЕ на відмову, а далі обраховувати їх довговічність в залежності від режиму навантаження або розв'язувати обернену задачу - за заданим рівнем довговічності розраховувати конструктивні параметри замкової системи та швидкісний режим автомату. При проектуванні перспективних замкових систем з спадковістю конструкції СЕ пропонується спрощений розрахунок, який базується на рівнянні Велера за залежністю еквівалентних напружень в небезпечному перерізі СЕ від відповідних розрахункових чисел циклів навантаження до руйнування. Використовуючи сучасні уявлення про втомленісну міцність та довговічність, розроблено основи імовірнісного розрахунку втомленісної довговічності СЕ автоматів на основі даних про навантаження і параметри втомленісної міцності з урахуванням їх розсіяння. Результатом розрахунків є функції розподілу довговічності СЕ за втомленісною міцністю при різних значеннях коефіцієнта варіації навантаження ($v_a = 0,1; 0,15; 0,2$) - залежностей квантилі u_{p_i} в рівномірному масштабі та відповідних ймовірностей руйнування P_i в масштабі нормального закону розподілу від логарифму втомленісної довговічності $lgN_{сум_i}$ в числах циклів навантаження до руйнування.

Для підвищення достовірності результатів розрахунків на міцність та надійність доцільно використовувати декілька способів, а на заключній стадії проектування, по можливості, виконувати визначальні випробування.

Висновки. В роботі охопленій широкий спектр питань з розрахунків на міцність та надійність, представлених в сучасній теорії та практиці. Запропоновано стратегію вибору методів розрахунку деталей на міцність та надійність на основі поділу деталей на певні групи за відповідними ознаками. Практична реалізація методологічного підходу представлена на прикладі деталей ПША, для яких маємо незрівнянно менший об'єм інформації в порівнянні з деталями машин загального призначення.

Наведено загальний та спрощений способи визначення щільності розподілу імовірностей неперервної випадкової величини, яка не підпорядковується класичним законам розподілу, та рекомендації до розрахунків на втомленісну міцність по обмеженій, наперед заданій довговічності з напруженнями, що припадають на гегациклову ділянку кривої втомленості.

Список використаної літератури

1. Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З. Надежность машин. – М.: Высш. шк., 1988. – 238 с.
2. Проников А.С. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 592 с.
3. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
4. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.
5. Трощенко В.Т., Сосновский Л.А. Сопротивление усталости металлов и сплавов: Справочник. Ч.1, 2 – К.: Наук. думка, 1987. – 1315 с.
6. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.
7. Гребенник В.М., Цапко В.К. Надежность металлургического оборудования (оценка эксплуатационной надежности и долговечности): Справочник. – М.: Металлургия, 1980. – 344 с.
8. Березін Л.М. Оцінка довговічності та надійності в'язальних механізмів панчішно-шкарпеткових автоматів. – К.: КНУТД, 2013. – 191 с.
9. Березін Л.М. Визначення втомленісної довговічності деталей критеріальних за розмірами // Вісник ХНУ, 2013, №3. – С.12-15.
10. РТМ Н45-1-80. Расчет на прочность цилиндрических зубчатых колес с учетом условий работы современных автоматизированных станков. – М.: ЭНИМС, 1980. – 48 с.
11. Волощенко В.П., Пипа Б.Ф., Шипуков С.Т. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства. – К.: Техніка, 1977. – 136 с.
12. Методика статистической обработки информации о надежности технических изделий на ЭЦВМ. – М.: Изд-во стандартов, 1978. – 56 с.
13. РТМ. Методические указания. Методы расчета деталей машин на выносливость в вероятностном аспекте. – М.: Изд. стандартов, 1980. – 42 с.

14. Хазов Б.Ф., Дидусев Б.А. Справочник по расчету надежности машин на стадии проектирования. - М.: Машиностроение. – 1986. – 224 с.

МЕТОДОЛОГИЯ РАСЧЕТОВ ДЕТАЛЕЙ НА ПРОЧНОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ

БЕРЕЗИН Л.Н.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Цель. Представлена стратегия практической реализации на этапе проектирования заданного уровня надежности деталей по критерию прочности при минимизации их массы, которая основана на делении деталей на группы по определенным свойствам с использованием для них соответствующих расчетных методов.

Методика. Используются классические положения сопротивления материалов, современные расчетные методики обеспечения надежности деталей машин по прочности в детерминированной и вероятностной постановке, методы математической статистики, теории вероятностей и нормативно-технические документы.

Результаты. Приведена систематизация и обобщение традиционных методов расчета деталей на прочность и надежность, которые рассматриваются как базовые в теории и практике проектирования чулочно-носочных автоматов. Предложена стратегия рационального выбора метода, который отличается от общепринятого, основанного преимущественно на опыте проектировщика. Показано, что при значительном отличии в объеме достаточной входной информации и выполненных вычислениях, некоторые методы дают равноценные результаты.

Научная новизна. Заключается в дальнейшем развитии теории и методологии решения прикладных проектных задач по обеспечению целесообразного уровня надежности и минимизации массы на примере деталей чулочно-носочных автоматов.

Практическая значимость. Результаты исследования позволяют на основе деления деталей на определенные группы обосновано выбирать для них оптимальные расчетные методики, которые сокращают длительность, расходы и повышают качество проектирования.

Ключевые слова: проектирование, расчеты, прочность, надежность, деталь

METHODOLOGY OF CALCULATIONS FOR DETAILS ON STRENGTH AND RELIABILITY

BEREZIN L.

Kiev National University of Technologies & Design

Purpose. The research refers to presentation of the strategy of practical realization on the stage of planning of the set level of reliability of details after the criterion of strength during minimization of their weight, which is based on dividing of details into groups after certain signs with the use for them of the proper calculation methods.

Methodology. Classic positions of resistance of materials, modern calculation methods of providing of reliability details of machines of the general setting after strength in the deterministic and probabilistic raising, methods of mathematical statistics, theory of chances, are used and normatively technical documents.

Findings. Systematization and generalization of traditional methods of calculation of details is resulted on strength and reliability that examined as base in a theory and practice of planning of hosiery automats. Offered strategy of choice of method of calculation, what different from in general lines accepted, that is based mainly on experience of designer. It is determined that because of considerable difference in the volumes of sufficient entrance information and executed calculations some methods give equivalent results.

Originality. Refers to subsequent development of theory and methodology project tasks appliance to provide sufficient level of reliability and minimize the mass on the example of details of hosiery automats.

Practical value. On the basis of details division into certain groups enables to choose optimal calculation methods which abbreviate duration, charges and promote planning quality.

Keywords: *planning, calculations, strength, reliability, detail*

УДК 621.01

КОШЕЛЬ С.О., КОШЕЛЬ Г. В.

Київський національний університет технологій та дизайну

**СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ СКЛАДНИХ ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ
ТРЕТЬОГО КЛАСУ**

Мета. Структурне дослідження механізмів третього класу на основі різних видів групи Ассура третього класу четвертого порядку з урахуванням властивості механізмів змінювати клас в залежності від обраної вхідної ланки.

Методика. Використано метод структурного дослідження механізмів вищих класів, який ураховує кількість та характер кінематичних пар, що надходять до складу структурних груп та особливості формули будови механізму змінювати вигляд в залежності від обраної ведучої ланки. Задача розв'язана з використанням основних положень теорії будови механізмів курсу теорії механізмів і машин.

Результати. Розглянуто структурний аналіз механізмів третього класу з однією ведучою ланкою на основі можливих варіантів групи Ассура третього класу четвертого порядку за допомогою умовної зміни ведучої ланки механізмів, що дозволяє спростити кінематичний аналіз механізмів та збільшити точність результатів дослідження.

Наукова новизна. Отримано формули будов механізмів третього класу для різних можливих видів групи Ассура третього класу четвертого порядку.

Практична значимість. Встановлено послідовність кінематичного дослідження складних механізмів третього класу за допомогою отриманих структурних формул будов механізмів.

Ключові слова: група Ассура, механізм, структурна формула, ланка.