

УДК 621.8

П. І. Літовченко, В. М. Нечипоренко, В. А. Сало, Л. П. Іванова

## НОВИЙ НАУКОВО ОБҐРУНТОВАНИЙ МЕТОД АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ПОСАДОК З НАТЯГОМ

*Пропонується метод вибору остаточного проектного рішення у розрахунку посадок з натягом на основі вибору раціонального сполучення значень трьох варійованих параметрів з використанням спеціальної комп'ютерної програми.*

*Ключові слова: посадка з натягом, автоматизований розрахунок, варійовані параметри посадок, мінімальний питомий тиск, максимальний граничний натяг.*

**Постановка проблеми.** У наш час, коли виробляється велика кількість нових конструкційних матеріалів з новими властивостями і широким спектром застосування, дослідження механізму створення посадок з натягом набуває актуальності та підвищеного наукового й практичного значення. Створення міцних, надійних, високотехнологічних з'єднань елементів машин, що забезпечується використанням посадок з натягом, стримується недостатнім дослідженням, з одного боку, фізико-механічних характеристик нових матеріалів, з іншого – процесів фрикційного контакту матеріалів.

Вирішенню цієї проблеми приділяється значна увага, як у нашій країні, так і багатьох зарубіжних країнах, наприклад, у Німеччині, США та ін. [1], в яких проводять експериментальні й теоретичні дослідження вказаних з'єднань.

Одним з актуальних напрямків є аналітично-статистичні дослідження параметрів посадок з натягом на етапі їх автоматизованого розрахунку. Використання спеціальних комп'ютерних програм дозволяє врахувати всі можливі навантажувальні, експлуатаційні та технологічні фактори, які з різним ступенем імовірності впливають на міцність і надійність посадки.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Автори робіт [2; 3] розв'язували плоску задачу розрахунку посадки з натягом для безшпонкового з'єднання по циліндричній поверхні для випадку механічного пресування вала з маточиною зубчастого колеса фіксованої довжини з'єднання, в результаті чого отримано залежність раціонального сполучення питомого тиску і натягу в двопараметричній області існування придатних посадок. Припускалося, що розподіл дійсних розмірів охопленої і охоплюючої деталей для з'єднання з гарантованим натягом підкоряється нормальному закону, тобто найбільш раціональну посадку забезпечить значення дійсного натягу, що близьке до центра групування або середнього значення  $N_c$ . Відповідно до цього дійсне значення питомого тиску  $P$  також має бути близьким до величини середнього тиску  $P_c$ , що знаходиться посередині між мінімальним розрахунковим  $p_{\min}$  та максимальним допустимим  $[p_{\max}]$  питомими тисками.

У роботах [1; 4] встановлено, що одним із методів підвищення міцності з'єднань з натягом є вибір раціональних геометричних параметрів шляхом застосування системного підходу до автоматизованого комп'ютерного розрахунку посадок з натягом різного функціонального призначення. Залежність натягу від питомого тиску у посадці  $N = f(p)$  за певного значення довжини посадки  $l$  дає уявлення лише про визначення найбільш раціональних типів застосованих посадок, параметри яких відповідають деякій ламаній лінії  $F$ , що належить двопараметричній області їх існування і близька до центра її симетрії, тобто із загальної сукупності запропонованих посадок в результаті розрахунку можна вибрати деякі посадки, близькі до центра симетрії прямокутника зі сторонами  $p$  і  $N = f(p)$ . Вказаний метод дає позитивні результати, порівняно з традиційними методами конструювання посадок з натягом, але не повною мірою враховує всі фактори, що впливають на їх характеристики.

Наприклад, у роботі [2] аналіз виданого комп'ютером переліку допустимих посадок не дозволяє чітко визначити раціональні сполучення фактичного питомого тиску  $p$  і натягу  $N = f(p)$  для даного значення  $l$ . При цьому у комп'ютерній програмі Posadka на основі аналізу системи обмежень параметрів посадки пропонується своє розрахункове значення  $l$ , яке не завжди може бути раціональним з точки зору забезпечення міцності посадки або габаритів з'єднання. Такий підхід не є

ефективним, особливо коли величиною  $l$  можна варіювати у деякому діапазоні  $l_{\min} \leq l \leq l_{\max}$ . При цьому величина  $l_{\min}$  забезпечуватиме нерухомість посадки, а величина  $l_{\max}$  обмежуватиметься тільки конструктивно, наприклад, довжиною маточини зубчастого колеса.

**Мета статті** полягає у оприлюдненні нового науково обґрунтованого методу автоматизованого розрахунку і проектування посадок з натягом.

**Виклад основного матеріалу.** Одним з додаткових критеріїв, яким можна варіювати на початковому етапі розв'язування цієї задачі, є потрібна посадкова довжина  $l$  спряжених поверхонь, що забезпечує мінімальні габарити з'єднання для заданих умов. Орієнтовне розрахункове значення довжини посадкової ділянки  $l$  визначається діаметром  $d$  з'єднання для охоплюючої деталі (для сталі  $l = 4 \cdot d^{0,7}$ , для чавуну  $l = 1,25d$ , для легких сплавів  $l = 1,5d$ , для великих згинаючих навантажень і точного центрування  $l = (1,5 \dots 2)d$ ).

Необхідність варіювати критерій викликана тим, що в деяких випадках потрібно зменшувати довжину (ширину) з'єднаних деталей в умовах обмежених габаритів чи зменшувати масу і габарити редуктора, коробки передач або інших елементів трансмісії. Так, при виготовленні зубчастих вінців блока шестерень та напівшевронів шевронних коліс ширину канавки  $k$  для виходу зуборізного інструмента можна значно зменшити, якщо застосовувати для виготовлення зубчастих коліс (блоків коліс) бандажне складання зубчастих вінців з основою колеса за допомогою з'єднань з натягом.

Для розв'язування даної задачі застосовувалася методика, вдосконалена та тестована за допомогою модернізованої програми Posadka, зокрема, для дослідження конкретного з'єднання з натягом – бандажа зубчастого вінця на основу маточини циліндричного колеса у випадку термічного складання. Момент  $T = 1500$  Н·м; діаметр посадки  $d = 85$  мм; діаметр внутрішньої поверхні охоплюваної деталі  $d_1 = 50$  мм; умовний зовнішній діаметр охоплюючої деталі  $d_2 = 130$  мм; матеріал охоплюваної деталі Сталь 45Х; матеріал охоплюючої деталі Сталь 50. Розрахунково-аналітичні дослідження проведені для сукупності значень довжини  $l = \{30, 40, 42, 56, 60, 71, 90, 125, 150, 210 \text{ і } 380\}$  мм, серед яких  $l = 90$  мм – розрахункове значення довжини, що рекомендується комп'ютерною програмою Posadka.

За результатами цього розрахунку на першому етапі отримано проекції графіка-номограми на три координатні площини раціонального сполучення питомого тиску  $p$  і натягу  $N$  з позначенням відповідних табличних імовірнісних натягів  $N$  та довжин з'єднання  $l$  (див. рис. 1). З аналізу графіків рис. 1 дійдемо висновку, що допустимий тиск  $[p_{\max}]$  у досліджуваному з'єднанні так само, як і величина максимального розрахункового натягу  $[N_{\max}]$ , є величиною сталою, за верхньою границею якої відбувається руйнування найбільш слабкої деталі. Зазначені графіки мають лінійний характер і практично не залежать від довжини з'єднання  $l$ .

Графік мінімального питомого тиску  $p_{\min}$ , за якого деформації деталей з'єднання знаходяться у межах пружності, є криволінійним і суттєво залежить від довжини  $l$ , яка може змінюватися. При цьому існує деяке критичне значення  $l_{кр}$ , за якого мінімальний питомий тиск  $p_{\min} = [p_{\max}]$ , а розрахунковий натяг  $[N_{\min}] = [N_{\max}]$ . Це означає, що величину  $l_{кр}$  слід вважати початковим граничним обмеженням, від якого починається область існування посадки з натягом для цієї посадкової довжини.

Проведеним дослідженням встановлено, що для заданих значень вихідних параметрів  $l_{кр} = 40,91$  мм. При зростанні довжини  $l \rightarrow l_{\max}$  ( $l_{\max} = l_k$ ), де  $l_k$  – максимальна посадкова довжина, що допускається конструкцією елементів посадки: довжиною маточини, шириною зубчастого вінця тощо, діапазони  $p_{\min} \dots [p_{\max}]$  та  $[N_{\min}] \dots [N_{\max}]$  також поступово збільшуються. Кількість придатних посадок у такому випадку може дорівнювати 11. Серед них необхідно вибрати найбільш

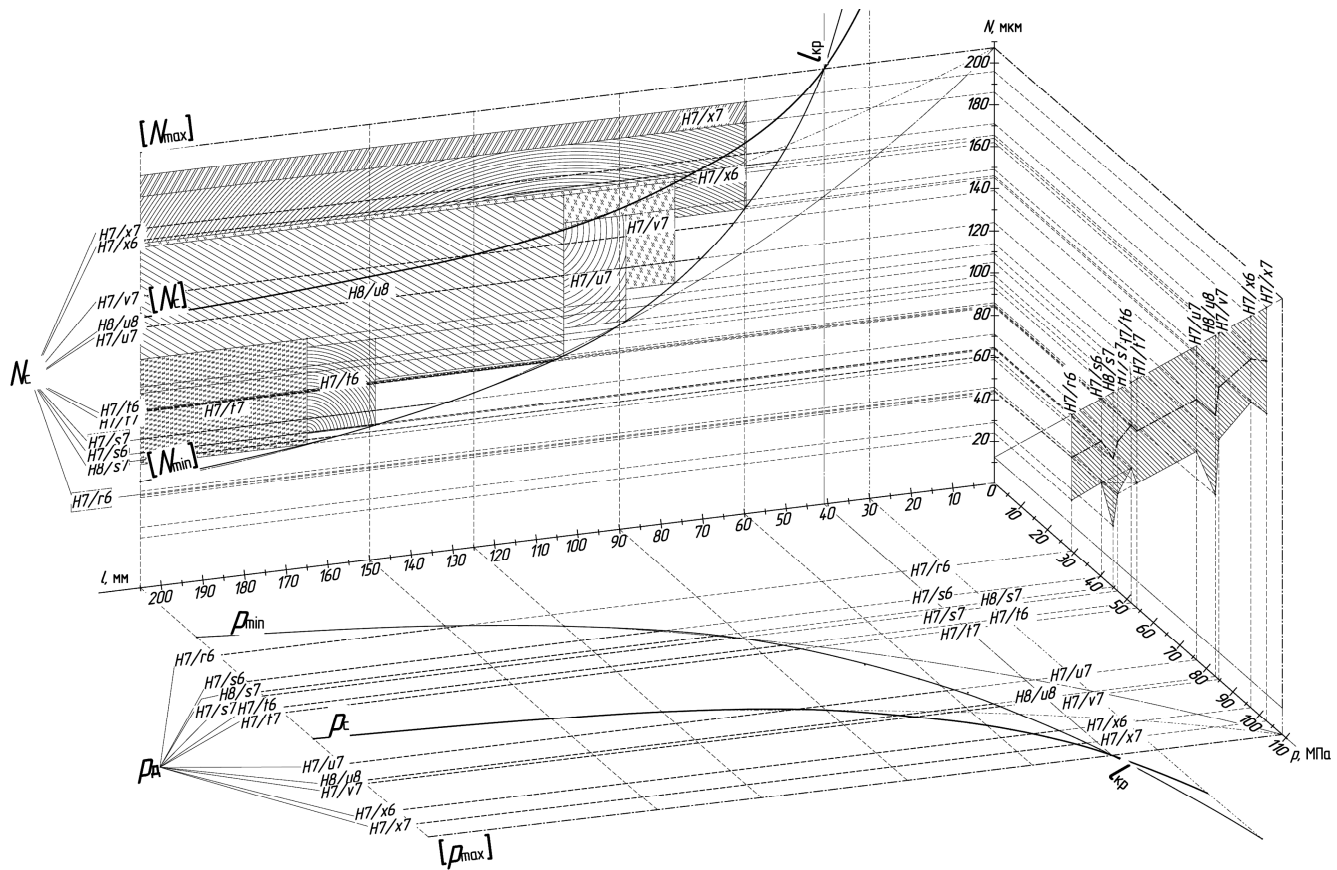


Рис. 1. Комплексні результати дослідження у вигляді проєкцій на три координатні площини

раціональну посадку, що і буде остаточним проектним рішенням. У діапазоні  $0 < l < l_{кр}$  існування посадки з натягом неможливе з тієї причини, що у ньому висока ймовірність руйнування найслабкішої деталі, оскільки мінімальний потрібний тиск і відповідний йому мінімальний натяг перевищують допустимі значення за умовами міцності, тобто,  $p_{min} > [p_{max}]$  та  $[N_{min}] > [N_{max}]$ .

При значеннях  $l < 60$  мм доцільних з практичної точки зору рішень немає, тобто жоден з допусків табличних стандартних посадок не входить до області раціональних сполучень питомого тиску і натягу для вибору придатної посадки з гарантованим натягом. У цьому випадку можна лише отримати декілька посадок методами неповної взаємозамінності.

Програма розрахунку рекомендує певну кількість посадок, які забезпечують гарантований натяг за таких конкретних значень посадкової довжини:

- $l = 60$  мм – одна посадка H7/x7;
- $l = 71$  мм – дві посадки H7/x6 і H7/x7;
- $l = 125$  мм – п'ять посадок H7/u7, H8/u8, H7/v7, H7/x6 і H7/x7;
- $l = 150$  мм – шість посадок H7/t6, H7/u7, H8/u8, H7/v7, H7/x6 і H7/x7;
- $l = 210$  мм – сім посадок H7/t6, H7/t7, H7/u7, H8/u8, H7/v7, H7/x6 і H7/x7;
- $l = 380$  мм – одинадцять посадок H7/r6, H7/s6, H7/s7, H8/s7, H7/t6, H7/t7, H7/u7, H8/u8, H7/v7, H7/x6 і H7/x7.

Більшість відомих у технічній літературі методик розрахунку посадок з натягом рекомендують вибирати значення посадок за максимального питомого тиску для більш слабкої деталі з'єднання. Водночас деякі методики рекомендують вибирати значення посадок для значень мінімального питомого тиску з урахуванням деформацій. Таке спірне питання завжди виникає у процесі прийняття рішення щодо призначення остаточних варіантів посадок.

Очевидним є той факт, що в ідеальному випадку дійсні значення розмірів охоплюваної і охоплюючої деталей, які утворюють натяг, забезпечуватимуть значення середнього натягу при їх

максимальному наближенні до деякої точки  $A$  (рис. 2) з координатами  $N_A = [N_c]$  у діапазоні розрахункових значень  $[N_{\min}] \dots [N_{\max}]$  і  $p_A = p_c$  у діапазоні  $p_{\min} \dots [p_{\max}]$ . Знайдені параметри  $N_A$  і  $p_A$  забезпечують деформації деталей у границях пружності за певного значення довжини посадки ( $l = 90$  мм – розрахункове значення довжини, отримане з автоматизованого розрахунку). Точка  $A$ , яка є центром прямокутника  $kmnq$ , також являє собою центр групування раціональних сполучень питомого тиску і натягу для вибору придатної посадки.

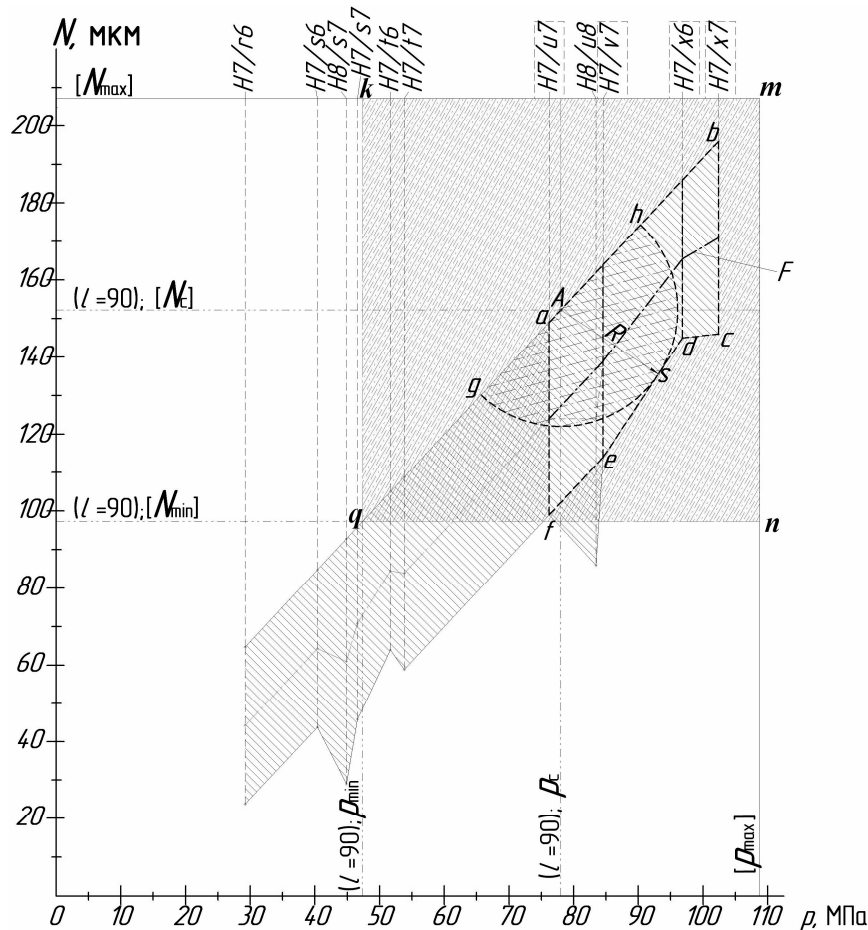


Рис. 2. Результати дослідження залежності натягу від питомого тиску  $N = f(p)$  для довжини посадки  $l = 90$  мм

За результатами розрахунку (для фіксованого значення довжини посадки  $l = 90$  мм) отримано ламану лінію  $F$  раціонального сполучення питомого тиску і середнього натягу в області  $abcdef$  існування придатних посадок з гарантованим натягом. Для даної задачі вибрано чотири посадки ( $H7/u7$ ,  $H7/v7$ ,  $H7/x6$  і  $H7/x7$ ), які забезпечать гарантований натяг за умови застосування методу “максимум-мінімум”. У випадку використання методів неповної взаємозамінності посадка  $H8/u8$  забезпечує натяг з великою ймовірністю, а посадки  $H7/t6$  і  $H7/t7$  – з малою, що ілюструють залежності, які знаходяться у координатній площині  $IN$  (див. рис. 1). Якщо в кожній з вказаних можливих семи посадок значення натягів будуть близькі до ймовірнісного максимального  $N_{\max}$ , то взагалі можна будь-яку з них прийняти як проектне рішення, при цьому остаточне рішення знову залежатиме від цілком суб’єктивного фактора – кваліфікації і досвіду проектувальника.

Можна стверджувати, що і посадку, параметри якої знаходяться в околах точки  $A$  ( $p_i \rightarrow p_A$ ,  $N_i \rightarrow N_A$ ) (рис. 2), з певним припущенням можна вважати оптимальною. Враховуючи це, доцільно навколо точки  $A$  виділити область раціональних натягів, у яку повинні входити їх дійсні

значення, що забезпечують отримання посадки з гарантованим натягом. Дана область являє собою півкруг  $gsh$ , що лежить у нижній половині прямокутника  $kmnq$ , тобто у трикутнику  $mnq$ , оскільки у верхній половині  $kmq$  за діагоналлю  $mq$  ніяких табличних посадок не існує.

Величину радіуса  $R$ , який окреслює півкруг  $gsh$ , можна визначити з таких міркувань:

1) у області  $abcdef$  пряма лінія  $ab$  обмежує максимальні значення ймовірнісних натягів табличних посадок  $N_{\max}$ , а ламана лінія  $cdef$  – мінімальні їх значення  $N_{\min}$ . Точка  $A$  повинна знаходитися на прямій  $ab$  або бути якомога ближче до неї. Точка  $s$ , що знаходиться на ділянці  $ed$ , повинна бути точкою дотику півкруга  $gsh$  та визначати мінімальну величину радіуса  $R = As$  області раціональних натягів, причому відрізок  $ed$  є перпендикуляром до цього радіуса;

2) якщо записати  $ed$  як рівняння прямої, що проходить через дві точки, отримаємо:

$$N - \frac{N_d - N_e}{P_d - P_e} p + \frac{N_d \cdot P_e - N_e \cdot P_d}{P_d - P_e} = 0; \quad (1)$$

3) якщо записати  $As$  як рівняння прямої, що проходить через дану точку у заданому напрямку, отримаємо:

$$N - \frac{P_d - P_e}{N_d - N_e} p + \left( \frac{P_d - P_e}{N_d - N_e} p_A - N_A \right) = 0; \quad (2)$$

4) оскільки точка  $s$  належить обом прямим  $As$  і  $ed$ , то її координати  $p_s$  і  $N_s$  можна знайти, розв'язуючи сумісно систему рівнянь (1) і (2);

5) величину радіуса  $R = As$  можна визначити за відомим рівнянням:

$$R = \sqrt{(p_s - p_A)^2 + (N_s - N_A)^2}, \quad (3)$$

де  $N_e$  і  $N_d$  – мінімальні ймовірнісні значення натягів для табличних посадок  $H7/u7$  і  $H7/x6$  відповідно;  $P_e$  і  $P_d$  – тиски, що відповідають натягам  $N_e$  і  $N_d$ ;  $p_A$  і  $N_A$  – координати точки  $A$ ;  $p_s$  і  $N_s$  – координати точки  $s$  дотику прямої  $ed$  і півкруга  $gsh$ .

До точки  $A$  у напівкруговій області, обмеженої дугою  $gsh$ , найбільш близькою буде лінія допуску посадки  $H7/u7$ . Більша частина допуску цієї посадки входить також до області, обмеженої дугою  $gsh$ , тоді як для  $H7/u7$  у зазначену область входить практично половина допуску: від середнього ймовірнісного  $N_c$  до максимального ймовірнісного  $N_{\max}$  (хоча значення допусків цих посадок однакові). Крім того, середній ймовірнісний натяг посадки  $H7/v7$  більш близький до точки  $A$ , оскільки відстань від неї до середнього значення цієї посадки, що лежить на ламаній лінії  $F$ , є найменшою.

До області  $gsh$  входить також половина допуску  $H8/u8$  (від середнього ймовірнісного  $N_c$  до максимального ймовірнісного  $N_{\max}$ ), значення якої за розміром майже таке, як і для  $H7/v7$ , та більше за половину допуску  $H7/u7$ . Отже, ймовірність потрапляння значень від середнього ймовірнісного  $N_c$  до максимального ймовірнісного  $N_{\max}$  більша у двох останніх видів посадок. Проте, як було відзначено раніше, посадка  $H8/u8$  не може забезпечити гарантованого натягу для заданої фіксованої довжини  $l = 90$  мм.

### Висновки

Проведені у даній статті дослідження показали, що введення як варійованого параметра посадкової довжини з'єднання з натягом дозволяє обґрунтовано обмежити область пошуку остаточних проектних рішень і значно зменшити вплив суб'єктивного фактора на прийняття вказаних рішень. Крім того, збільшення кількості параметрів посадок, за значеннями яких здійснюється остаточний вибір проектного рішення із кінцевої множини допустимих, дозволяє значною мірою формалізувати цей процес, що значно підвищує ефективність запропонованого методу при реальному проектуванні посадок з натягом у сучасному машинобудуванні.

**Перспектива подальших досліджень.** На думку авторів, найближчою перспективою є створення тривимірної моделі області існування посадок з натягом і її використання для раціонального вибору ефективних з'єднань з натягом для конструкцій сучасних машин.

#### **Список використаних джерел**

1. Кравцов, М. К. Промежуточные среды в соединениях с натягом [Текст] / М. К. Кравцов, А. А. Святуха, В. В. Чернов. – Х. : Штрих, 2001. – 200 с.
2. Нечипоренко, В. М. Вибір і автоматизований розрахунок раціональних посадок з натягом на основі додаткових критеріїв [Текст] / В. М. Нечипоренко, П. І. Літовченко, Л. П. Іванова // Збірник наукових праць Академії ВВ МВС України. – Х. : Акад. внутрішніх військ МВС України, 2012. – Вип. 2(20). – С. 83–88.
3. Літовченко, П. І. Про підвищення ефективності і рівня формалізації автоматизованого розрахунку пресових посадок [Текст] / П. І. Літовченко, В. М. Нечипоренко // Збірник наукових праць Академії ВВ МВС України. – Х. : Акад. внутрішніх військ МВС України, 2011. – Вип. 2(18). – С. 81–87.
4. Кулиш, Е. В. Разработка методики расчета пресовых полисоединений [Электронный ресурс] / Е. В. Кулиш, Ю. В. Турыгин. – Режим доступа : [www/URL:http://www.istu.ru/files/materials/3509](http://www.url:http://www.istu.ru/files/materials/3509) (дата обращения 20.10.2010). – Загл. с экрана.

*Стаття надійшла до редакції 09.01.2013 р*