

Підставивши значення поздовжніх напружень у формулу (1), знайдемо сумарні напруження:

$$s_{\Sigma 1} = \sqrt{139^2 + 60^2 - 139 \cdot 60} = 121 \text{ МПа};$$

$$s_{\Sigma 2} = \sqrt{139^2 + 12^2 + 139 \cdot 12} = 145 \text{ МПа};$$

$$s_{\Sigma 3} = \sqrt{139^2 + 51^2 + 139 \cdot 51} = 170 \text{ МПа};$$

$$s_{\Sigma 4} = \sqrt{139^2 + 123^2 + 139 \cdot 123} = 227 \text{ МПа}.$$

Як видно із аналізу, максимальні сумарні напруження трубопроводу переходу МГ з урахуванням роботи температурного компенсатора становлять 145 МПа, а без врахування – 227 МПа, тобто на 57 % більше.

**Висновки.** Одержані результати підтверджують необхідність аналізу напружено-деформованого стану надземних переходів магістральних газопроводів при підйомі опор для обслуговування опорних елементів. Адже, виконуючи розрахунок напружень в цьому трубопроводі за перелічених вище навантажень порівняно з методикою [4], ми одержали в півтора раза вищі напруження, що, безумовно, істотно впливає на величину допустимого підйому трубопроводу. Тому під час аналогічних розрахунків слід враховувати податливість компенсатора. Для цього можна використати методики на основі МСЕ із застосуванням SolidWorks Simulation [1] або інші аналогічні програмні продукти.

1. Алямовский А.А. и др.. *SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике.* – СПб.:БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с. 2. Беккер М.В., Мандра А.С., Николаев В.О., Ксендзюк С.В. *Технологія ремонту повітряних переходів магістральних трубопроводів та методика її застосування // Інформаційний огляд ДК “Укртрансгаз”. – 2004. – № 4 (28). – С. 5–6.* 3. Савула С.Ф., Банахевич Ю.В., Зубик Й.Л., Кичма А.О., Новицький Я.М. *Спосіб ремонту ділянок трубопроводів, розташованих на колонах балкових переходів // Деклараційний патент України № 21540. Опубл. в бюл. №3 від 15.03.2007. 2 с.* 4. *Строительные нормы и правила. Магистральные трубопроводы. СНиП 2.05.06-85. Государственный комитет СССР по делам строительства.* – М., 1985.

УДК 629.114.5.001

Л.В. Крайник, М.Ф. Боднар\*

ВАТ “Укравтобуспром”,

\*Національний університет “Львівська політехніка”,

кафедра автомобілебудування

## АЛГОРИТМ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ АВТОБУСІВ У ТИПОВИХ ЇЗДОВИХ ЦИКЛАХ ТА ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ЛІНІЙНОЇ ВИТРАТИ ПАЛИВА

© Крайник Л.В., Боднар М.Ф., 2011

Наведено алгоритми імітаційного моделювання руху автобусів II та III класів у типових приміському, міжміському та магістральному їздових циклах (тестах) для оцінки лінійних норм витрати палива та паливно-швидкісної характеристики.

**There are presented algorithms of simulation drive of the II and III classes buses in a typical suburban, intercity and long way cycles (tests) to measure linear norms of fuel consumption.**

**Постановка проблеми.** Найефективнішим методом оцінювання лінійних витрат палива Qs (л/100 км) в типових умовах експлуатації та визначення показників паливно-швидкісної характеристики усталеного руху є комп’ютерне моделювання, яке полягає в імітаційному проходженні

автобусами типових їздових циклів (тестів), визначених на основі статистичних узагальнень характеристик приміських, міжміських та маршрутів магістрального сполучення.

**Аналіз відомих досліджень та публікацій.** Питання моделювання руху автобуса досить повно вивчене та описане [2–4]. Проте особливості експлуатації автобусів, які працюють на приміських та міжміських маршрутах, вимагають врахування окремих чинників, таких як режим роботи двигуна чи перехідні процеси в механічній трансмісії, під час математичного моделювання та укладення алгоритмів комп'ютерної моделі руху автобусів у типових їздових циклах.

**Основний матеріал.** Основою для побудови моделі є визначення відповідного режиму роботи двигуна, оскільки використання для цього тільки зовнішньої швидкісної характеристики недопустиме через неточність розрахунків, яка пояснюється тим, що в типових умовах експлуатації автобус рухається з повною паливоподачею не більше ніж 2–5 % часу. Отже, головною особливістю побудови моделі є двовимірне інтерполювання режимів роботи двигуна на часткових навантаженнях з використанням універсальної характеристики двигуна. Універсальна характеристика двигуна задається у вигляді двовимірного масиву цифрових значень крутного моменту  $M_e(n_e, h)$  та витрати пального  $g_e(n_e, h)$ , де  $n_e$  – координати частоти обертання колінчастого вала двигуна,  $h$  – положення педалі паливоподачі. Як свідчать результати розрахунків, при градації характеристики двигуна по осях на 5–8 рівнів достатньо лінійного інтерполювання миттєвої робочої точки характеристики двигуна [1]

$$M_e = M_{i,j} + \frac{M_{i+1}(n_e - n_i)}{n_{i+1} - n_i} + \frac{M_{i,j+1} - M_{i,j}}{n_{j+1} - n_j} (h - h_j) + \frac{(M_{i+1,j+1} - M_{i,j+1} + M_{i,j} - M_{i+1,j})(n_e - n_i)}{(n_{j+1} - n_j)(n_{i+1} - n_i)} (h - h_j), \quad (1)$$

де  $r$  – індекс табульованого масиву  $M_e, g_e$  по вертикалі (за різних фіксованих паливоподач  $h$ );  $i$  – індекс табульованого масиву  $M_e, g_e$  по горизонталі (за різних фіксованих частот обертання  $n_e$ ).

Алгоритм моделі проходження типових їздових циклів (рис. 2) містить підпрограму розрахунку робочого режиму двигуна (двовимірна інтерполяція); стандартну підпрограму інтегрування диференціальних рівнянь руху (метод Рунге–Кутта IV порядку); підпрограму перемикання передач; підпрограми усталеного руху та сповільнення.

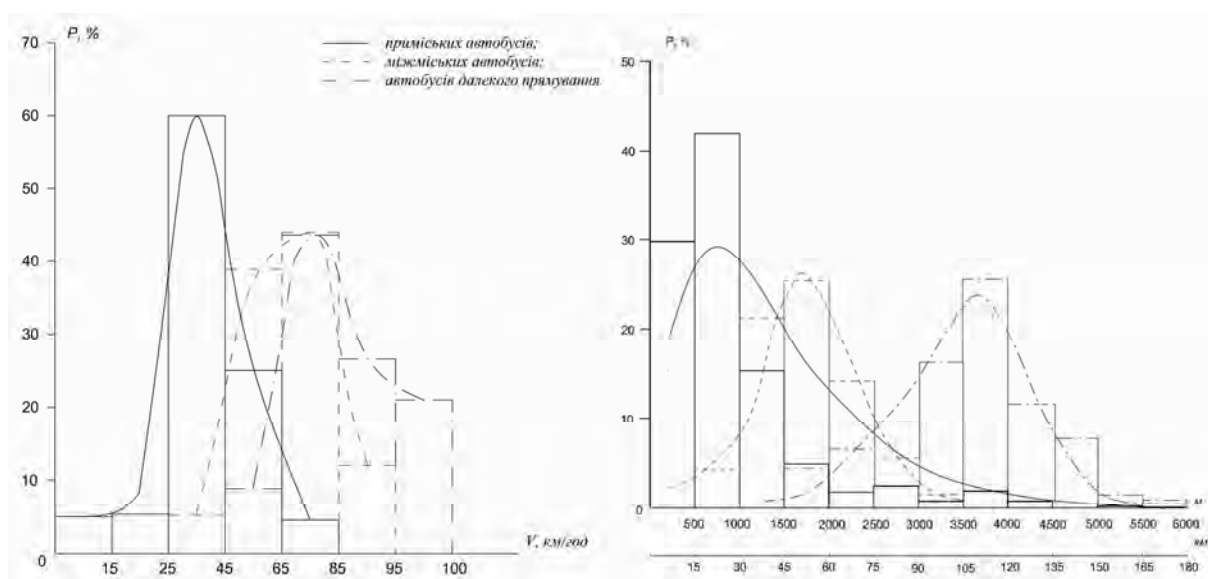


Рис. 1. Гістограми розподілу швидкостей та довжин циклів руху в реальній експлуатації

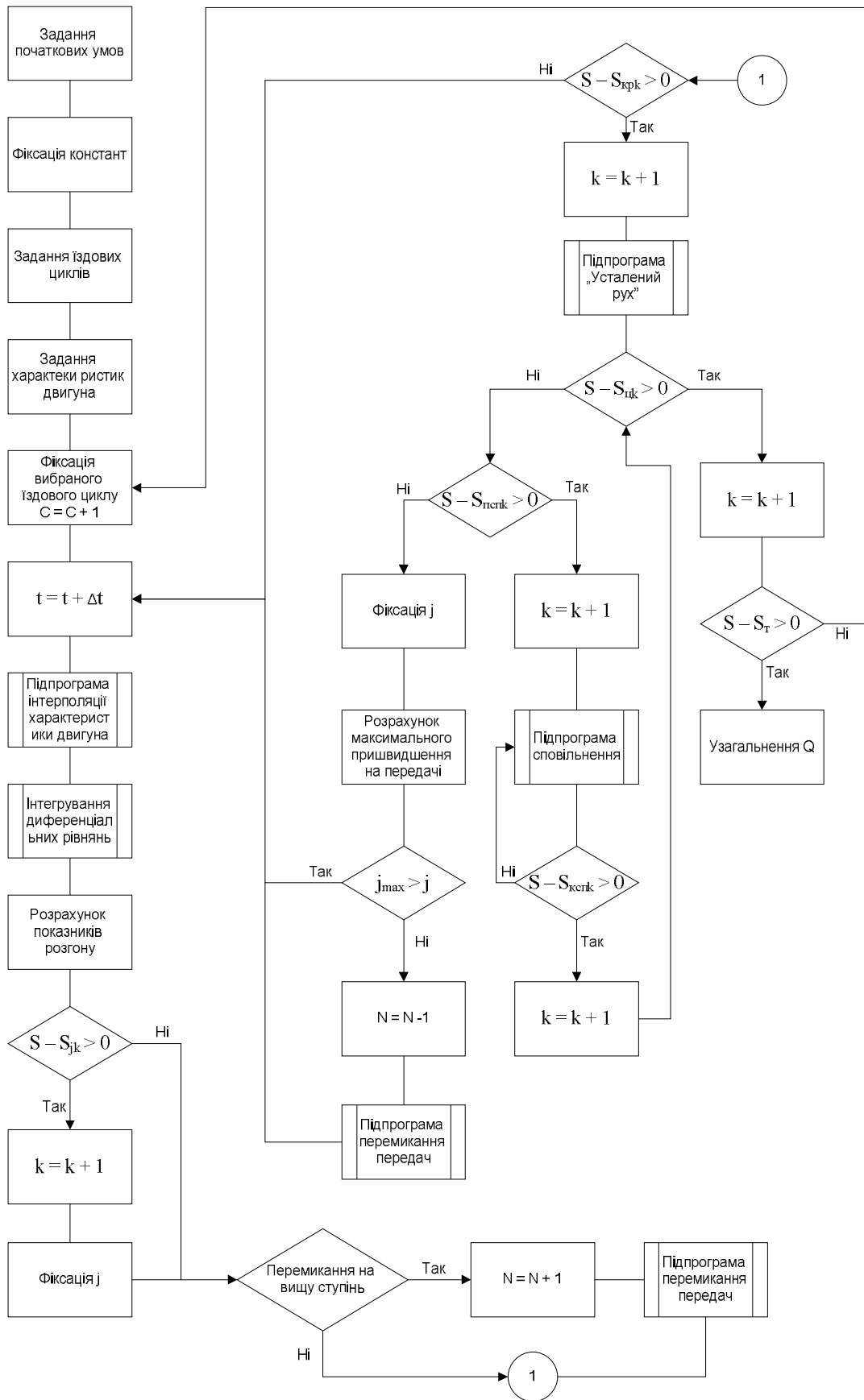


Рис. 2. Алгоритм моделі проходження типових ізових циклів

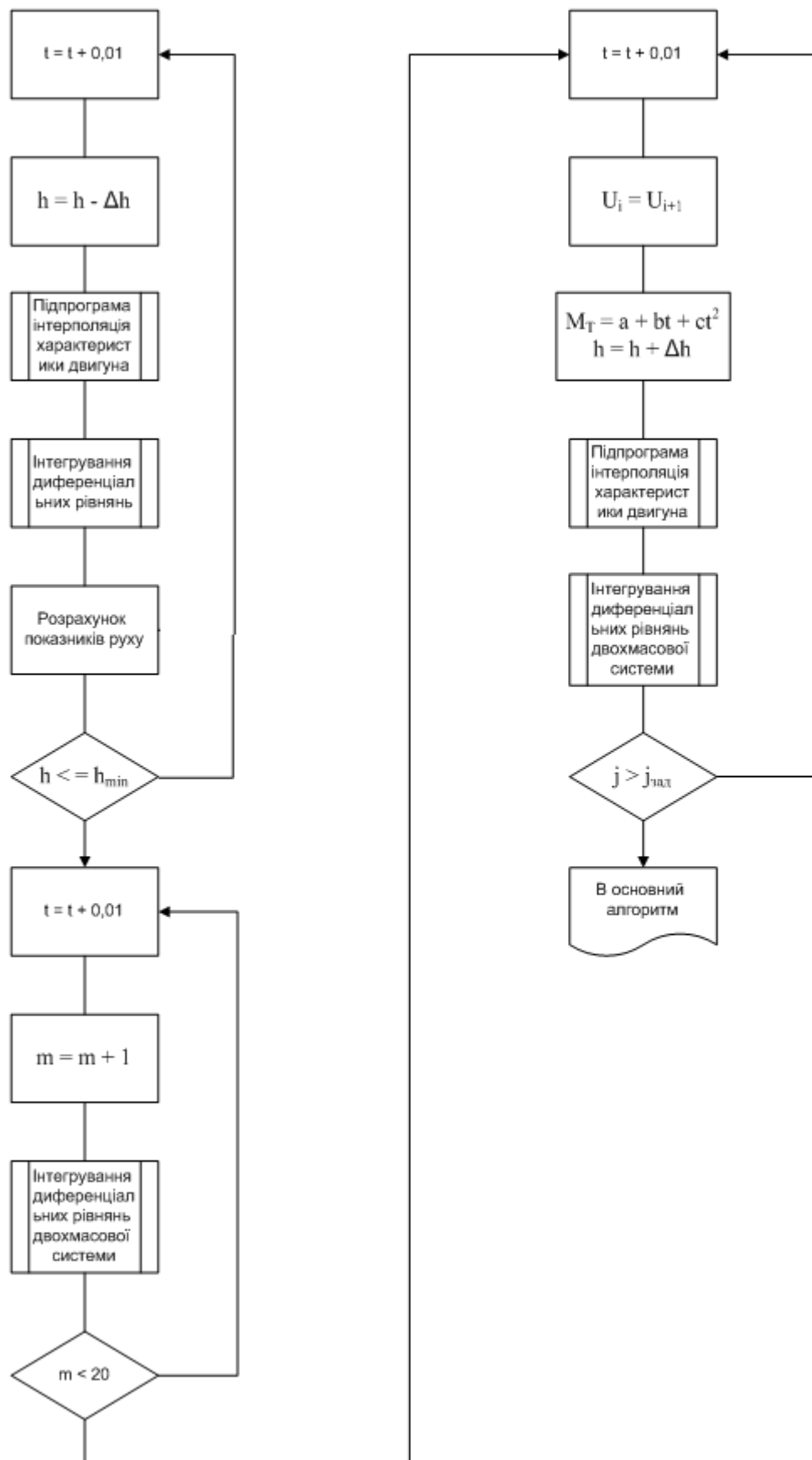


Рис. 3. Підпрограма перемикання передач

Їздові цикли задаються двовимірним масивом значень шляху та швидкості. Одновимірним масивом значень задаються точки зміни режиму руху  $S_k$ , з якого потім робиться вибірка точок зміни інтенсивності розгону  $S_{jk}$ , кінця розгону  $S_{крк}$ , початку сповільнення  $S_{пспк}$ , кінця сповільнення  $S_{кспк}$ , завершення циклів  $S_{цк}$  та точка кінця тесту  $S_T$ .

Перемикання передач на вищій ступінь відбувається при досягненні певного визначеного значення частоти обертів колінчастого вала двигуна. Підпрограма перемикання передач складається з трьох послідовних етапів (рис. 2). На першому етапі відбувається відпускання педаль газу, падіння моменту та обертів. Другий етап – розмикання зчеплення. Тривалість перших двох етапів визначена на основі статистичних досліджень [2]. На третьому етапі відбувається ввімкнення передачі, замикання зчеплення та наростання моменту. Третій етап завершується після досягнення заданого пришвидщення.

Для забезпечення статистичної достовірності моделювання руху підпрограма перемикання передач враховує роз'єднання силового потоку, для чого використовується двомасова еквівалентна модель:

$$\begin{aligned} M_e - M_T &= I_e \frac{dn_e}{dt} \\ M_T \frac{u_i u_0}{r_k} h - M_o &= \frac{G_g}{g} d \frac{dV_a}{dt} \end{aligned} \quad (2)$$

де  $M_T$  – момент тертя зчеплення;  $I_e$  – момент інерції маховика двигуна;  $u_i$ ,  $u_0$  – передатні відношення трансмісії;  $r_k$  – радіус кочення ведучих коліс;  $M_o$  – момент опору рухові.

Моделювання режиму руху з усталеною швидкістю ґрунтується на використанні відомого рівняння тягового або потужнісного балансу і є достатньо точно вивченим та описаним [3, 4]. У підпрограмі сповільнення перемикання на нижчий ступінь відбувається у разі зниження обертів до граничного мінімального значення.

Завершальним кроком в алгоритмі моделі є статистичне узагальнення отриманих результатів на базі гістограм ймовірного розподілу фаз і режимів руху в реальній експлуатації (рис. 1), що забезпечує прогностичну оцінку лінійних норм витрати палива автобусів у типових умовах.

**Висновки.** Розроблені алгоритми проходження типових їздових циклів приміськими та міжміськими автобусами слугують базою для оцінювання лінійних (експлуатаційних) норм витрати палива та розрахунку паливно-швидкісних характеристик автобусів у реальних умовах експлуатації. А побудована на їхній основі комп'ютерна модель руху в типових їздових циклах дасть змогу виконувати необхідні дослідження без складних та трудомістких випробувань.

1. Токарь А.П., Теслюк Б.І., Митник Я.Ф. Оцінка паливної економічності автобусів методами комп'ютерного моделювання // *Автотехніка. Автобуси. Вантажівки.* – 2005. – № 2. – С. 52–58.
2. Альгин В.Б. *Динамика трансмісії автомобіля и трактора.* – М.: Наука и техника – 1986. – 214 с.
3. Рудасьов В.Б. *Автомобіль. Теорія експлуатаційних властивостей: навч. посіб.* – Дніпропетровськ: Системні технології, 2001. – 287 с.
4. Гришкевич А.И. *Автомобили: конструкция, конструирование и расчет, трансмиссия : учебное пособие.* – Минск: Вышэйшая школа, 1985. – 239 с.