



УДК 629.113

- © В.П. Сахно, докт. техн. наук, професор,
- © В.М. Поляков, канд. техн. наук, професор,
- © О.М. Тімков, канд. техн. наук, доцент,
- © М.І. Файчук, канд. техн. наук,
- © Г.О. Ковальчук, доцент (НТУ)

ВПЛИВ ПЕРЕКОСУ МОСТІВ ПРИЧІПНИХ ЛАНОК НА ПОКАЗНИКИ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ АВТОПОЇЗДА

Анотація. Встановлено, що перекося мостів напівпричепа призводить до підвищення коефіцієнта опору кочення коліс автопоїзда, погіршення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності в межах 12-18 %. Из цього випливає необхідність регулювання кутів встановлення мостів напівпричепа у процесі експлуатації автопоїзда.

Ключові слова: міст, перекося, напівпричеп, автопоїзд, паливна економічність, швидкість, час і шлях розгону.

Анотация. Установлено, что перекося мостов полуприцепа приводит к повышению коэффициента сопротивления качения колес автопоезда, ухудшения тягово-скоростных свойств и топливной экономичности в пределах 12-18 %. Из этого следует необходимость регулирования углов установки мостов полуприцепа в процессе эксплуатации автопоезда.

Ключевые слова: мост, перекося, полуприцеп, автопоезд, топливная экономичность, скорость, время и путь розгона.

Annotation. It is set that over the defect of bridges of semitrailer brings to the increase of coefficient of resistance of wobbling of wheels of lorry convoy, worsenings of hauling-speed properties and fuel economy within the limits of 12-18 %. From it the necessity of adjusting of corners of setting of bridges of semitrailer ensues in the process of exploitation of lorry convoy.

Keywords: bridge, defect, semitrailer, lorry convoy, fuel economy, speed, time and way of the acceleration

Вступ

У попередніх публікаціях (див. "Автошляховик України", № 5'2014 р.) доведено, що здвоєні мости автомобіля-тягача і причіпних ланок повинні бути паралельні один одному, щоб звести до мінімуму тертя між шинами і поверхнею дороги. На компенсацію відхилення мостів, що мають перекося, водій змушений повертати передні керовані колеса, щоб зберегти прямолінійний рух автомобіля. Це викликає постійне тертя між кожною з шин автомобіля і поверхнею дороги. В результаті зростає витрата палива, втома водія, вини-

кає передчасний знос шин і зростає їх температура, погіршується маневреність та стійкість руху.

У разі перекося мостів автопоїзда виникають додаткові сили в контактні колеса з дорогою внаслідок розбіжності площин розташування поздовжньої осі автопоїзда, обертання та кочення колеса (рис. 1). Це призводить до виникнення додаткових бічних сил F_y^ψ – внаслідок перекося мосту та F_y^δ – внаслідок наявності кута відведення та поздовжніх сил, результуюча яких змінює напрямку руху автопоїзда та додатково навантажує елементи ходової частити.

Суттєво впливає на паливну економічність конструкції шин. За даними науково-дослідного автомобільного і автомоторного інституту (НАМИ, Москва) зменшення на 10 % опору коченню шин знижує витрату пального на 2,5-3,5 %, що підтверджується результатами досліджень фірми Bridgestone для шин марки В 381 Есоріа розміром 155/65 R14Т. Порівняно зі стандартною шиною зазначена шина мала на 15 % менший коефіцієнт опору коченню, що призвело до економії палива близько 3 %. За даними фірми Josam, Голландія, за наявності перекося мостів напівпричепа на 10 мм/м витрата пального зростає на 18,7 % [1] (рис. 2).

За результатами досліджень перекося мостів автопоїзда, проведеними А.П. Кравченко, В.М. Поляковим, О.М. Тімковим, Д.М. Приходченко [2-6], внаслідок перекося осей було зафіксоване зростання сили опору кочення коліс автопоїзда при перекося однієї осі напівпричепа на 0,57° на 12 %; на 1,25° – 17,8 %; на 2,11° – 26,2 % (рис. 3).

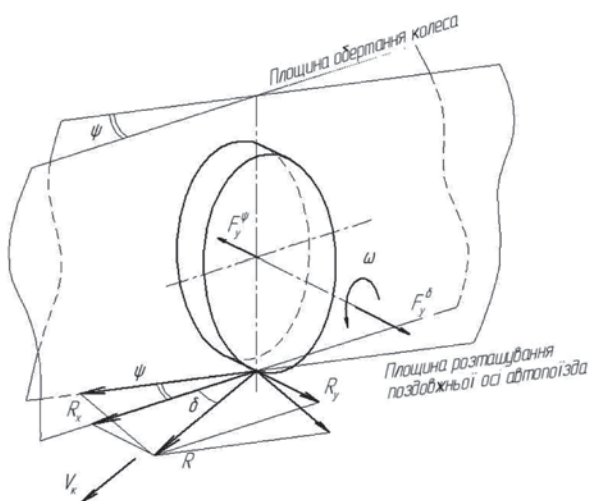


Рис. 1. Сили і моменти, що діють на колесо, при перекося мосту

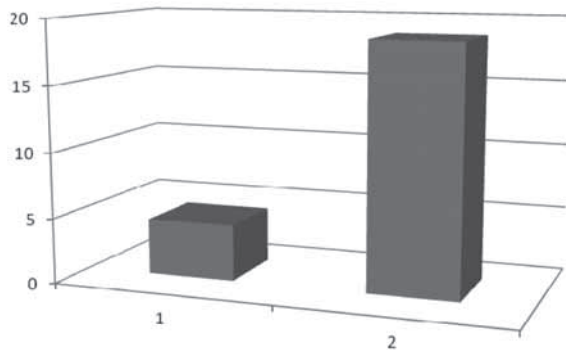


Рис. 2. Відсоткове зростання витрати пального автопоїздом внаслідок перекосу мостів напівпричепа на 10 мм/м: 1) мости паралельні, 2) не паралельні

Бічні сили, що виникають при коченні колеса моста, яке має перекош, призводить до того, що окрім радіальної деформації шина деформується також в бічному напрямку, що призводить до збільшення втрат на кочення.

Наведені літературні дані свідчать про необхідність врахування збільшення опору кочення коліс автопоїзда в результаті установки мостів напівпричепа з перекосом на тягово-швидкісні властивості та паливну економічність автопоїзда.

Результати досліджень. Показники тягово-швидкісних властивостей визначалися за допомогою математичної моделі, побудованої на розв'язку диференціального рівняння руху, яке використовується в теорії автомобіля [7]:

$$\frac{dV}{dt} \cdot M_a \cdot \delta_{об} = P_{кол}(V) - P_{он}(V, V^2) \pm G_a \cdot \sin \alpha, \quad (1)$$

де M_a – повна маса автомобіля, кг;

$\delta_{об}$ – коефіцієнт, який враховує обертові маси автомобіля;

$P_{кол}(V)$ – повна колова сила на ведучих колесах автомобіля, Н;

$P_{он}(V, V^2)$ – сума сил опору руху автомобіля, Н;

$G_a \cdot \sin \alpha$ – сила опору підйому, Н;

G_a – сила тяжіння від повної маси автомобіля, Н;

α – кут поздовжнього нахилу полотна дороги;

V – швидкість руху автомобіля, м/с;

$\frac{dV}{dt}$ – прискорення автомобіля, м/с².

Для розрахунку повної колової сили на ведучих колесах автомобіля використовують залежність крутного моменту від кутової швидкості колінчастого валу двигуна $M_k = f(\omega)$ за швидкісною зовнішньою характеристикою:

$$M_k = a \cdot \omega^2 + b \cdot \omega + c, \quad (2)$$

де a, b, c – коефіцієнти апроксимації кривої крутного моменту двигуна.

Максимальна швидкість руху автопоїзда визначається за допомогою рівняння силового балансу:

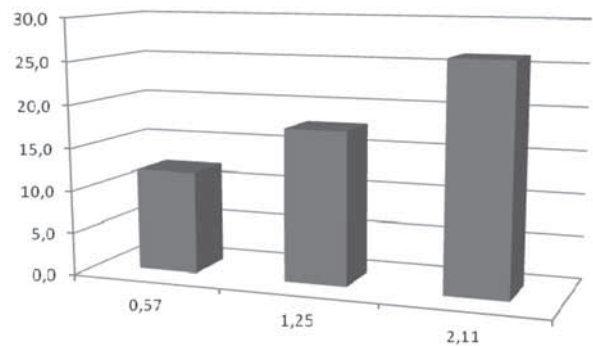


Рис. 3. Відсоткове зростання коефіцієнту опору кочення коліс автопоїзда внаслідок перекосу однієї з осей напівпричепа

$$P_T = P_f + P_h + P_w + P_j = P_\psi + P_w + P_j, \quad (3)$$

де P_T – сила тяги на ведучих колесах автомобіля, Н;

P_f – сила опору коченню коліс, Н;

P_h – сила опору підйому дороги, Н;

P_w – сила опору повітря, Н;

P_j – сила опору розгону (приведена сила інерції), Н.

Сила опору кочення залежить від кута встановлення осі напівпричепа, що визначає кут відведення її коліс. Значення коефіцієнту опору коченню при відведенні можна визначити за емпіричними формулами [7].

Формула професора В.А. Іларіонова має такий вигляд:

$$f_{\psi} = f_0 + \frac{k_{\psi} \delta_{\psi}^2}{F_z}, \quad (1)$$

а формула професора Ю.А. Брянського:

$$f_{\psi} = f_0 \exp\left(\frac{5,45 \delta_{\psi} F_z}{F_{ZH}}\right), \quad (2)$$

де f, f_0 – коефіцієнти опору кочення коліс без урахування і з урахуванням відведення коліс;

δ_{ψ} – кут відведення коліс автопоїзда, рад;

k_{ψ} – коефіцієнт опору бічному відведенню коліс автопоїзда;

F, F_{ZH} – поточне і номінальне навантаження на колесо автопоїзда.

Для оцінки впливу збільшення опору кочення внаслідок перекосу мостів напівпричепа і автомобіля-тягача на показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності було обрано автопоїзд у складі автомобіля-тягача SCANIA R 113L та напівпричепа KRONE SDP 27, коротка технічна характеристика яких наведена у табл. 1, а швидкісна зовнішня характеристика цього двигуна наведена на рис. 4.

Сила опору кочення коліс визначалася окремо для коліс автомобіля-тягача і напівпричепа, мости якого встановлені як без перекосу, так і з перекосом від 0,25° до 2,5°. При цьому приймалося, що перекош моста ψ компенсувався відведенням його коліс на той самий кут δ . Коефіцієнт опору кочення коліс моста без перекошу приймалося рівним $f = 0,015$.



Таблиця 1

Технічна характеристика автопоїзда SCANIA R 113L + KRONE SDP 27

Категорія ДТЗ:	N3	O4
Колісна формула/ведучі колеса:	4 x 2, / задні	
Кількість осей, коліс	2/6	3/6
Маса спорядженого ДТЗ, кг:	7490	5600
Повна маса, кг:	18500	19500
Максимальна маса, що припадає, кг:		
- на задню вісь:	11000	
- на вісь напівпричепи:		6500
Повна маса автопоїзда з напівпричепом, кг:	38000	
Двигун:	ECE R 34-03 (ISO 1585) EURO 4	
1) максимальна потужність, кВт (при хв ⁻¹):	375 (1900)	
4) максимальний крутний момент, Нм (при хв ⁻¹):	2500/(1000-1400)	
Трансмісія:		
1) зчеплення (марка, тип):	SCANIA, сухе однодискове K43215	
2) коробка передач (марка, тип):	механічна з подільником SCANIA GA851	
- передавальні числа: U ₁ =11,27; U ₂ =9,14; U ₃ =7,17; U ₄ =5,81; U ₅ =4,63; U ₆ =3,75; U ₇ =3,01; U ₈ =2,44; U ₉ =1,91; U ₁₀ =1,53; U ₁₁ =1,23; U ₁₂ =1,00; U _{13x} =14,74; U _{23x} =11,95		
3) головна передача (марка, тип):	SCANIA – гіпоїдна, рознесена (додаткові редуктори в маточинах коліс), U ₀ =4,24	

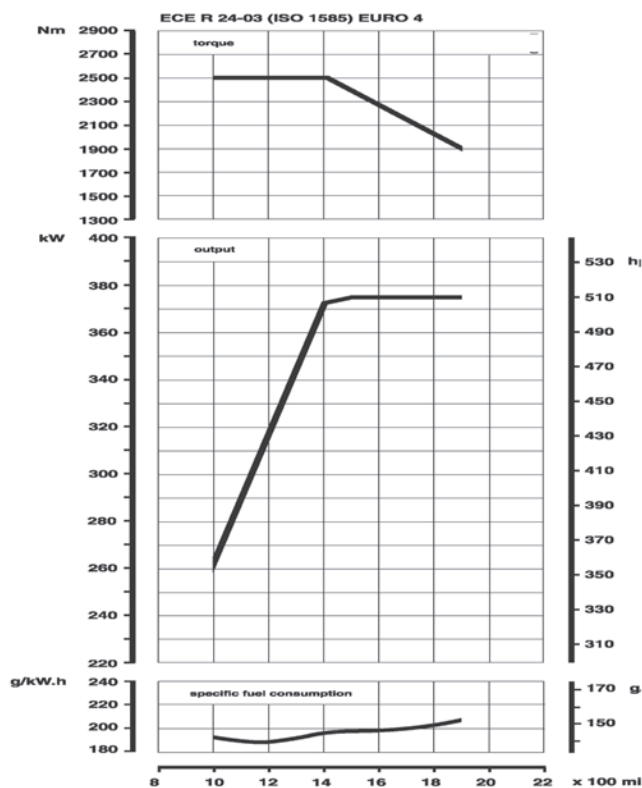


Рис. 4. Швидкісна зовнішня характеристика двигуна ECE R 34-03

На рис. 5 наведена залежність коефіцієнта опору коченню коліс напівпричепи від перекосу його моста, отримана за допомогою виразу (1). Ця залежність апроксимована виразом:

$$f_{\psi} = 0,0004\psi^2 + 0,0015\psi + 0,015 \quad (3)$$

Отримана залежність задовільно збігається з результатами експериментальних досліджень автопоїзда [2-6].

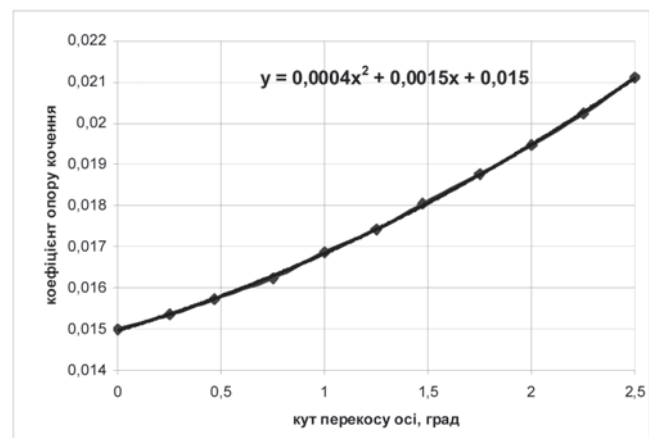
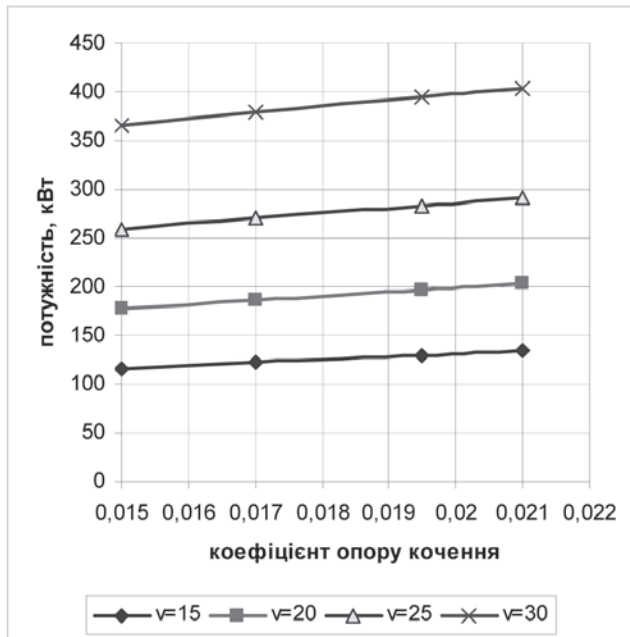
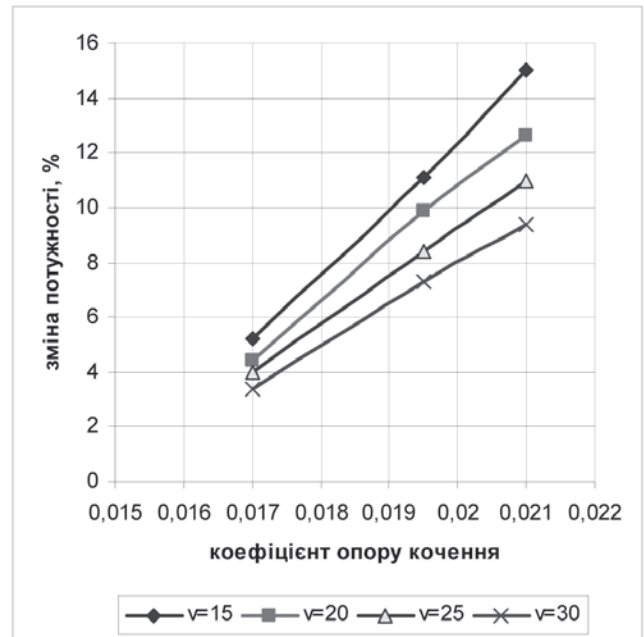


Рис. 5. Залежність коефіцієнта опору кочення від кута перекосу моста напівпричепи



а)



б)

Рис. 6. Зміна потужності двигуна залежно від перекосу мостів напівпричепи і швидкості руху автопоїзда:
а) абсолютна величина; б) відсотки

Таблиця 2

Параметри тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автопоїзда

Параметри тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автопоїзда	Напівпричіп без перекосу мостів напівпричепи	Напівпричіп з одностороннім перекосом мостів (1,5°)
Швидкість при розгоні на 400 м, м/с	15,53	16,98
Швидкість при розгоні на 1000 м, м/с	21,24	23,76
Швидкість при розгоні на 2000 м, м/с	26,12	23,81
Час розгону до 400 м, с	48,14	53,73
Час розгону до 1000 м, с	80,27	87,78
Час розгону до 2000 м, с	122,27	131,92
Шлях розгону на вищій передачі, м	2581	2761
Час розгону на вищій передачі, с	113,28	121,12
Шлях розгону на передостанній передачі	1004,8	1123,2
Час розгону на передостанній передачі	57,07	61,54
Максимальна швидкість, м/с	28,77	25,34
Час розгону до швидкості 80 км/год, с	110,8	127,7
Шлях розгону до швидкості 80 км/год, м	1700,2	1965,4
Середня швидкість в їздовому циклі за ГОСТ 20306, м/с	17,97	15,32
Витрата палива в їздовому циклі за ГОСТ 20306, л/100 км	54,15	61,29



Збільшення опору кочення коліс напівпричепа призводить до зростання потужності двигуна тягового автомобіля для руху автопоїзда із заданою швидкістю (рис. 5).

Із рис. 6 випливає, що найбільша зміна потужності двигуна тягового автомобіля має місце за невисоких швидкостей руху автопоїзда. Так, за швидкості 15 м/с (54 км/год) перекося мостів напівпричепа на $2,5^\circ$ призводить до збільшення потужності двигуна тягового автомобіля на 15,2 %, у той час як за швидкості 25 м/с – тільки на 10,9 %.

Збільшення потужності, необхідної для руху автопоїзда з урахуванням кутів перекося мостів напівпричепа, призводить до збільшення шляху і часу розгону автопоїзда до заданої швидкості (вантажні автомобілі й автопоїзди – 80 км/год).

Час розгону автопоїзда в діапазоні від початкової швидкості V_n до кінцевої V_k визначався за відомою з теорії автомобіля залежністю:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_a \cdot \delta_{об}}{\sqrt{-\Delta}} \cdot \arctg \frac{2a_i \cdot V + b_i}{\sqrt{-\Delta}} \Big|_{V_n}^{V_k}, \quad (4)$$

де a_i, b_i, c_i – коефіцієнти апроксимуючого поліному для сили тяги P_t на ведучих колесах автомобіля-тягача;

Δ – дискримінант $\Delta = b_i^2 - 4 \cdot a_i \cdot c_i < 0$ рівняння $a_i \cdot V^2 + b_i \cdot V + c_i = 0$, який для сучасних автомобілів завжди менше нуля.

Шлях розгону в діапазоні зміни швидкостей V_n до V_k визначався як:

$$S = M_a \cdot \delta_{об} \cdot \left(\frac{1}{2 \cdot a_i} \ln |a_i \cdot V^2 + b_i \cdot V + c_i| \Big|_{V_n}^{V_k} - \frac{b_i}{2a_i} \cdot \int_{V_n}^{V_k} \frac{VdV}{a_i \cdot V^2 + b_i \cdot V + c_i} \right). \quad (5)$$

Витрата палива автопоїздом з урахуванням перекося мостів напівпричепа визначалася за секундною витратою палива [7]:

$$Q_i = k_Q \cdot (a_{Qc} \cdot V_i^2 + b_{Qc} \cdot V_i + c_{Qc}) \cdot \tau_i, \quad (6)$$

де k_Q – коефіцієнт корекції витрати палива при неповному використанні потужності двигуна;

a_{Qc}, b_{Qc}, c_{Qc} – коефіцієнти рівняння, яким апроксимується залежність секундної витрати палива двигуном від частоти обертання колінчастого вала:

τ_i – час руху автомобіля на заданій ділянці маршруту їздового циклу зі сталою швидкістю, с.

За виразами (4–6) були визначені показники тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності автопоїзда при виконанні ним їздового циклу за ГОСТ 20306 за відсутності перекося мостів напівпричепа і при односторонньому перекося усіх мостів напівпричепа в $1,5^\circ$ (табл. 2).

Із табл. 2 випливає, що односторонній перекося мостів напівпричепа призводить до погіршення показників тягово-швидкісних властивостей (зменшується максимальна швидкість руху на 11,92 %, середня швидкість руху – на 17,29 %, збільшується час розгону до швидкості 80 км/год – на 13,23 %, шлях розгону до швидкості 80 км/год – на 13,49 %).

Висновки

За результатами досліджень встановлено, що перекося мостів напівпричепа призводить до підвищення коефіцієнта опору кочення коліс автопоїзда, погіршення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності в межах 12–18 %. Із цього випливає необхідність регулювання кутів встановлення мостів напівпричепа у процесі експлуатації автопоїзда.

ЛІТЕРАТУРА

1. Бакфиш К. Нова книга о шинах/ К. Бакфиш, Д. Хайнц. – М.: ООО “Издательство Астрель”: ООО “Издательство АСТ”, 2003. – 303 с.: ил.
2. Кравченко О.П. Наукові основи управління ефективністю експлуатації автомобільних поїздів: Автореф. дис. ... доктора. техн. наук: 05.22.20. – Х., 2007. – 38 с.
3. Кравченко А.П. Методы решения задач повышения эффективности эксплуатации автопоездов / А.П. Кравченко // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства “Технічний сервіс АПК, техніка і технології у сільськогосподарському машинобудуванні”. – 2004. – № 23. – С. 274-277.
4. Кравченко А.П. Экспериментальные исследования управляемости автопоезда / А.П. Кравченко, В.М. Поляков // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля; Науковий журнал. – 2004. – Ч.2, №8 (78). – С.186-190.
5. Кравченко О.П. Экспериментальні дослідження впливу зміни геометричних параметрів ходової частини причіпної ланки на безпеку руху автопоїзда / А.П. Кравченко, В.М. Поляков // Автошляховик України. Окремий випуск. Управління безпекою на автомобільному транспорті: Науково-виробничий журнал. ДП “ДержавтотрасНДІпроект”. – 2004. – С. 50-53.
6. Кравченко О.П. Результаты экспериментальных исследований влияния технического stanu ходовой части причіпной ланки на характер руху автопоїзда / О.П. Кравченко, В.М. Поляков, Л.Ф. Кришан // Вісник Національного транспортного університету. – 2004. – С. 279-283.
7. Фаробин Я.Е. Теория движения специализированного подвижного состава / Фаробин Я.Е., Овчаров В.А., Кравцева В.А. – Воронеж : Изд-во Воронежского университета, 1981. – 160 с.