

## МАШИНОЗНАВСТВО. ОБРОБКА МАТЕРІАЛІВ У МАШИНОБУДУВАННІ

УДК 621.914

**Є.П. Кобзар, к.т.н., доц.  
В.В. Ковальов, ст. викл.**

*Житомирський державний технологічний університет*

### ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДІВ ПОДАЧ ЗІ СТУПІНЧАСТИМ РЕГУЛЮВАННЯМ

*Наведено методику проектування і розрахунків кінематики приводів подач токарно-гвинторізних верстатів зі ступінчастим регулюванням.*

**Вступ.** Розвиток малого і середнього промислового підприємництва та сфери сервісного обслуговування їх потребують збільшення універсального верстатного обладнання, особливо токарної та фрезерної груп. Разом з тим, аналіз науково-технічної літератури показує, що інформація з методики проектування кінематики приводів подач таких верстатів майже відсутня.

**Мета роботи.** Зважаючи на це, основна задача даної роботи полягає в розробці методики системного підходу при проектуванні кінематики приводу подач універсальних верстатів, у яких передбачається крім налаштування величин подач нарізання також і кроків різей.

#### Основна частина.

#### Алгоритм розрахунків приводу подач зі ступінчастим регулюванням токарно-гвинторізного верстата

1. Визначається максимальний діаметр заготовки, що оброблюється  $D_{\max}$ , мм:

$$D_{\max} = (1,1 \dots 1,75)H_{\text{ц}},$$

де  $H_{\text{ц}}$  – висота центрів токарного верстата, мм.

2. Визначається мінімальний діаметр заготовки, що оброблюється  $D_{\min}$ , мм:

$$D_{\min} = (0,2 \dots 0,25)D_{\max}.$$

3. Визначається розрахункова глибина різання  $t_p$ , мм:

$$t_p = 0,7\sqrt[3]{D_{\max}}.$$

4. Розраховується розрахункова подача  $S_p$ , мм/об:

$$S_p = 0,17\sqrt[3]{D_{\max}} + 0,0001L_{\text{ц}},$$

де  $L_{\text{ц}}$  – міжосьова відстань токарного верстата, мм.

5. Розраховується максимальна подача  $S_{\max}$ , мм/об:

$$S_{\max} = 0,5\sqrt[3]{D_{\max}} + 0,35(t_p - 2).$$

6. Розраховується мінімальна подача  $S_{\min}$ , мм/об:

$$S_{\min} = \frac{0,008R_a r^{0,7}}{\varphi_0^{1,4} \varphi_1^{0,35}},$$

де  $R_a$  – середньоарифметична висота мікронерівностей поверхні деталі, мкм;

$r$  – радіус округлення чистового різця,  $r = 1 \dots 2$  мм;

$\varphi_0$  – головний кут в плані різця, рад;

$\varphi_1$  – допоміжний кут в плані різця, рад.

7. Визначається діапазон регулювання подач  $R_S$ :

$$R_S = \frac{S_{\max}}{S_{\min}}.$$

8. Розраховується необхідна кількість ступінів коробки подач  $Z$  і округляється до одного із значень ряду  $Z = 12; 16; 24; 32$ :

$$Z = 1 + \frac{\lg R_S}{\lg \varphi},$$

де  $\varphi$  – знаменник геометричного ряду подач,  $\varphi = 1,26$ .

9. Визначаються структурні варіанти коробки подач і один з них обирається як проектний.
10. Будуються картини обертів проектного варіанта коробки подач.
11. Розраховуються та підбираються числа зубців в зубчастих передачах коробки подач.
12. Визначається розрахункова швидкість різання  $v_p$ , м/хв:

$$v_p = \frac{340}{T^{0,2} t_p^{0,15} S_p^{0,45}},$$

де  $T$  – стійкість різця, хв.

13. Визначається розрахункова частота обертів шпинделя  $n_p$ , хв<sup>-1</sup>:

$$n_p = \frac{1000v_p}{\pi D_{\max}}.$$

14. Визначаються складові сили різання, Н:  
тангенціальна складова

$$P_Z = 3000 t_p^{1,0} S_p^{0,75} v_p^{-0,15};$$

осьова складова

$$P_X = 3390 t_p^{1,0} S_p^{0,5} v_p^{-0,4};$$

радіальна складова

$$P_Y = 2340 t_p^{0,9} S_p^{0,6} v_p^{-0,3}.$$

15. Визначається сила на ходовому гвинті для подолання тертя при холостому ході  $Q_{mp}$ , Н:

$$Q_{mp} = fg \sum G_i,$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя в напрямних супорту;

$G_i$  – вага пересувного елемента приводу подач, кг;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>.

16. Визначається сила на ходовому гвинті для подолання сил різання  $Q_p$ , Н:

$$Q_p = f \sqrt{(P_Z^2 + P_Y^2)} + P_X.$$

17. Визначається робоче осьове зусилля на ходовому гвинті  $Q_{xz}$ , Н:

$$Q_{xz} = Q_p + Q_{mp}.$$

18. Визначається крутний момент  $M_{\text{шп}}$  на шпинделі від сил різання та сил тертя, Нм:

$$M_{\text{шп}} = \frac{Q_{xz} t_{xz} i}{2\pi},$$

де  $i$  – передатне відношення від шпинделя до ходового гвинта.

19. Визначається ефективна додаткова потужність  $N_e'$ , що відбирається на шпинделі, кВт:

$$N_e' = \frac{M_{\text{шп}} n_{\text{шп}}}{9750}.$$

20. Визначається необхідна додаткова потужність електродвигуна  $N_{\text{дв}}'$  для здійснення руху подачі, кВт

$$N_{\text{дв}}' = \frac{N_e'}{\eta_n},$$

де  $\eta_n$  – коефіцієнт корисної дії приводу подач.

### Визначення структурного варіанта коробки подач

Увесь кінематичний ланцюг подач токарно-гвинторізних верстатів складається з трьох ділянок: вхідної (від шпинделя до коробки подач), безпосередньо коробки подач та вихідної ділянки від коробки подач до виконавчого механізму (зубчато-рейкової передачі або гвинта).

Вхідна та вихідна частини кінематичного ланцюга приводу подач мають, як правило, об'єднувальний характер, а основним механізмом для налагодження величини подачі або кроку нарізання різі є коробка подач. Аналіз нормалізованих кроків різей показує, що весь діапазон упорядко-

ваних кроків має вигляд ламаного ряду з кількома рядами (піддіапазонами), кожний з котрих має свою характеристику «X» у вигляді добутку:

$$X = k\varphi,$$

де  $k$  – коефіцієнт;

$\varphi$  – знаменник ряду.

Виходячи з аналізу характеристик піддіапазонів (табл. 1), для забезпечення налагодження нормалізованих кроків різі найбільш доцільним знаменником арифметичної прогресії ряду частот обертів вихідного вала коробок подач може бути  $\varphi = 0,25$ .

Таблиця 1

Характеристики рядів різей

Параметр	1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	4-й ряд
Крок різі, мм	1,0; 1,25; 1,5; 1,75	2,0; 2,5; 3,0; 3,5	4,0; 5,0; 6,0; 7,0	8; 10; 12; 14
Характеристика ряду	$X_1 = \varphi = 0,25$	$X_2 = 2\varphi = 0,5$	$X_3 = 4\varphi = 1,0$	$X_4 = 8\varphi = 2,0$
Мінімальні оберти веденого вала з ходовими гвинтами 10 і 12 мм, об/1 об шп.	$n_{\min(10)} = 0,1$ $n_{\min(12)} = 0,0833$	$n_{\min(10)} = 0,2$ $n_{\min(12)} = 0,1633$	$n_{\min(10)} = 0,4$ $n_{\min(12)} = 0,3333$	$n_{\min(10)} = 0,8$ $n_{\min(12)} = 0,6666$

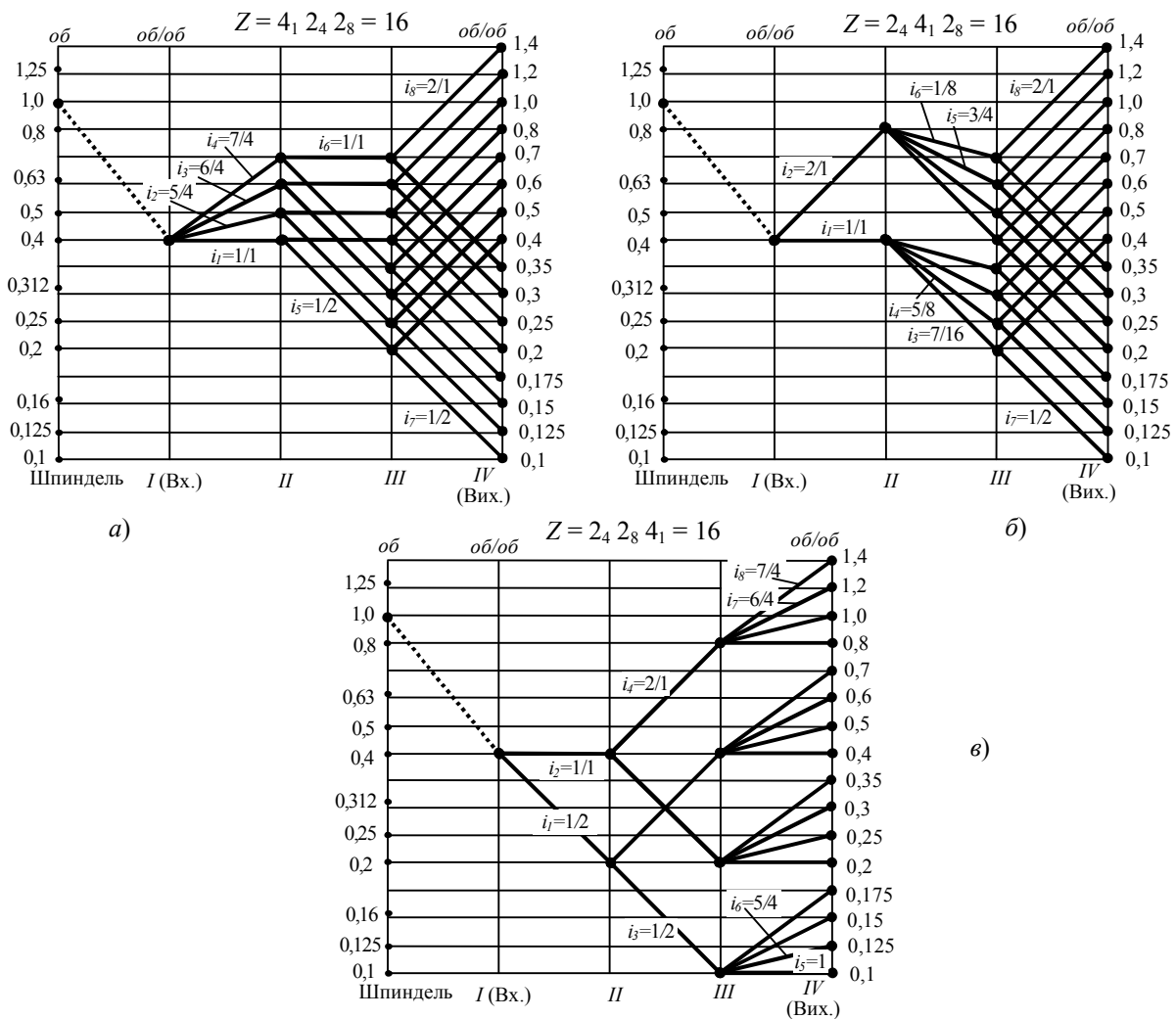


Рис. 1. Варіанти розміщення основної (4-швидкісної) групи коробки подач

Коробка подач для налагодження як величин подач, так і кроків нарізання різей (з урахуванням характеристик піддіапазонів, наведених в табл. 1) може бути 12-, 16-, 24- або 32-ступінчаста коробка з 4-швидкісною основною групою. Варіанти розміщення основної групи в 16-ступінчастій коробці подач показані на рис. 1. Оптимальним варіантом можна вважати варіант, наведений на рис. 1, а.

Передатні відношення зубчастих передач вхідної, вихідної частин та множинних груп коробки подач повинні мати ознаку геометричної прогресії, а в основній групі коробки подач – залежність арифметичної прогресії. Виходячи з цього, оберти вхідного вала коробки подач повинні належати до ряду частот обертів з характером геометричної прогресії, а вихідні оберти коробки подач – до ряду з характером арифметичної прогресії.

Розрахунки кінематики приводу подач токарно-гвинторізних верстатів зводяться, головним чином, до вибору оптимальної частоти обертів вхідного вала, побудови картини обертів коробки подач та визначення чисел зубів зубчастих передач приводу.

### Вибір вхідних обертів коробки подач

Вхідні оберти коробки подач мають бути спільні як для одного з геометричних рядів зі знаменником  $\varphi_{geom} = 1,26; 1,41$  або  $1,58$ , так і для арифметичного ряду зі знаменником  $\varphi_{ариф} = 0,25$ . Аналізуючи ці ряди, доходимо висновку, що найбільше співпадіння обертів арифметичного ряду ( $\varphi_{ариф} = 0,25$ ) має місце в геометричному ряду з  $\varphi_{geom} = 1,26$ . Таким чином, доцільно проектувати оберти валів вхідної частини кінематичного ланцюга приводу подач з ряду обертів при  $\varphi_{geom} = 1,26$ .

Оптимальними обертами вхідного вала коробки подач можна вважати  $n_{вх} = 0,4$  або  $n_{вх} = 0,5$  оберта на один оберт шпинделя. Ці оберти дають можливість розширити діапазон нарізання кроків різі за наявності кратних вхідних обертів  $0,2$  та  $0,8$  або  $0,25$  та  $1,0$  оберта на один оберт шпинделя за рахунок механізму подвоєння обертів.

### Проектування картини обертів

Для побудови картини частот обертів валів коробки подач необхідні вихідні дані:

- оптимальний варіант кінематики приводу;
- знаменник ряду частот шпинделя;
- межі частот обертів вихідного вала коробки подач.

1. Підготовка матриці картини «вали-оберти».

- а) вертикально наносять осі валів (рис. 2): вісь шпинделя; *I* – вісь вхідного вала; *II*, *III* – осі проміжних валів; *IV* – вісь вихідного вала коробки подач;
- б) горизонтально на рівній відстані креслять лінії подач відповідно до їх прийнятої або розрахованої кількості;
- в) на вхідному валу коробки подач позначають впорядкований ряд обертів (від  $0,1$  до  $1,0$  оберта на один оберт шпинделя) зі знаменником геометричної прогресії, а справа (на вихідному валу коробки подач) – впорядкований ламаний ряд обертів зі знаменником арифметичної прогресії  $\varphi = 0,25$  та відповідною характеристикою піддіапазону. На вході перевагу віддають, зазвичай, середнім обертам в межах від  $0,1$  до  $1,0$  оберта вхідного вала на один оберт шпинделя, наприклад  $0,4$  або  $0,5$ . Середні оберти дають можливість при необхідності розширити діапазон подач, підвищуючи межу верхніх подач за рахунок вищих вдвічі обертів вхідного вала ( $0,8$  або  $1,0$  об/об) або знижуючи межу нижніх подач за рахунок кратне менших обертів вхідного вала ( $0,2$  або  $0,25$  оберта на один оберт шпинделя).

2. Для прийнятої частоти обертів вхідного вала  $n_{вх}$  визначають найменші оберти в першій групі коробки передач. Це можуть бути найменші оберти піддіапазону, один з обертів якого співпадає з обертами вхідного вала, або найменші оберти сусіднього (нижчого) піддіапазону (табл. 2).

Таблиця 2

Вибір найменших обертів в першій групі коробки подач

Вхідні оберти $n_{вх}$		0,2	0,25	0,4	0,5	0,8	1,0	1,6
Найменші оберти в першій групі $n_{min}$	Верхній діапазон	0,2	0,2	0,4	0,4	0,8	0,8	1,6
	Нижній діапазон	0,1	0,1	0,2	0,2	0,4	0,4	0,8

3. Наносять нижню граничну лінію картини, яка складається з менших передатних відношень в множильних групах. Передатні відношення доцільно приймати  $i = 1/2$  або  $i = 1/1$ , рис. 2.

4. Промені інших передатних відношень зубчастих передач наносять відповідно до структури коробки подач і характеристик груп.

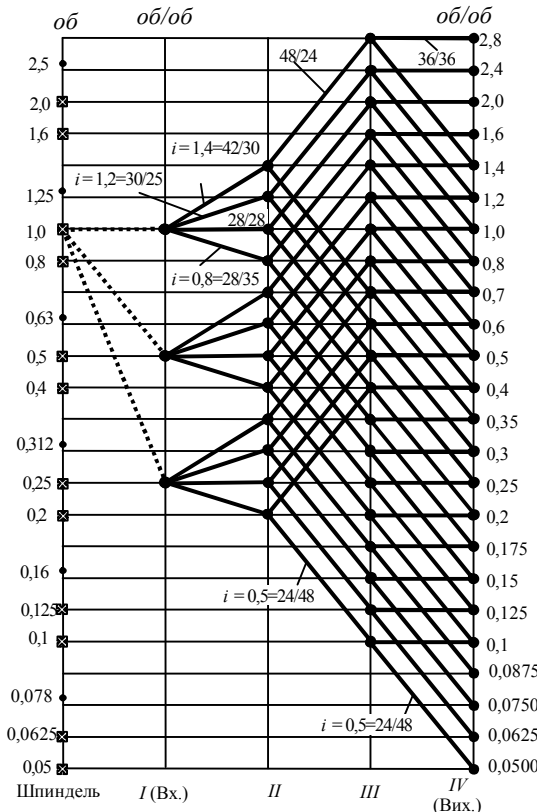


Рис. 2. Картина обертів коробки подач  $Z = 4_1 2_8 2_4 = 16$

☒ – оберти, що співпадають з рядом обертів шпінделя за геометричною ( $\varphi_{geom} = 1,26$ ) і арифметичною ( $\varphi_{arif} = 0,25$ ) прогресіями

**Розрахунки та підбір чисел зубців у приводі подач**

*Розрахунки та підбір чисел зубців в колесах коробки подач.*

Розрахунки чисел зубців множильних груп проводяться, як правило, за методикою розрахунків зубців коліс в приводах головного руху (передатні відношення в цих групах підпорядковані закономірностям геометричної прогресії зі знаменником  $\varphi = 2$ , а модулі в групах однакові).

Деякі проблеми виникають при розрахунках чисел зубців зубчастих коліс основної групи, пов'язаних з тим, що характеристика цієї чотиришвидкісної групи має ознаку арифметичної прогресії, в результаті чого суми чисельників та знаменників передатних відношень представляють в більшості випадків прості числа, що не дає можливості використати метод розрахунків чисел зубців з однаковими модулями в передачах. Отже, виходячи з того, що передачі основної групи мають різні модулі, числа зубців в такій послідовності:

- а) з картини частот обертів приводу подач визначають передатні відношення « $i$ », виражають їх простим або неправильним дробом і заносять в першу колонку табл. 3;
- б) для кожної з передач виписують декілька відповідних (адекватних) передатних відношень, пропорційно збільшуючи значення чисельника « $f$ » і знаменника « $q$ » (числа в чисельнику і знаменнику повинні бути не менше 16, а сума їх « $Z_\Sigma$ » не більше 100) і заносять в колонки 2 та 3. В наступні колонки (4–10) заносять розрахункові міжосьові відстані при відповідному проектному модулю та сумарній кількості зубців в передачах;

Таблиця 3

Підбір чисел зубів основної групи

$i$	$f/q$	Міжосьова відстань $2A = mZ_\Sigma$							
		$Z_\Sigma$	$m = 1,5$	$m = 1,75$	$m = 2,0$	$m = 2,25$	$m = 2,5$	$m = 2,75$	$m = 3,0$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$i_1 = 7/4$	35/20	55,00	82,50	96,25	110,00	123,75	137,50	151,25	165,00
	42/24	66,00	99,00	115,50	132,00	148,50	165,00	181,50	198,00
	49/28	77,00	115,50	(134,75)	154,00	179,25	192,50	211,75	231,00
	56/32	86,00	129,00	150,50	172,00	193,50	215,00	236,50	258,00
$i_2 = 3/2$	27/18	45,00	67,50	78,75	90,00	101,25	112,50	123,75	135,00
	30/20	50,00	75,00	87,50	100,00	112,50	125,00	137,50	150,00
	33/22	55,00	82,50	96,25	110,00	123,75	137,50	151,75	165,00
	36/24	60,00	90,00	105,00	120,00	(135,00)	150,00	165,00	180,00
	39/26	65,00	97,50	113,75	130,00	146,75	162,50	187,75	195,00
$i_3 = 5/4$	25/20	45,00	67,50	78,75	90,00	101,25	112,50	123,75	(135,00)
	30/24	54,00	81,00	94,50	108,00	121,50	(135,00)	148,50	162,00
	35/28	63,00	94,50	110,25	126,00	141,75	157,50	173,50	189,00
	40/32	72,00	108,00	126,00	144,00	162,00	180,00	198,00	216,00
	45/36	81,00	121,50	141,75	162,00	182,25	202,50	222,75	143,00
	50/40	90,00	135,00	157,50	180,00	202,50	225,00	247,50	270,00
$i_4 = 1/1$	26/26	52,00	78,00	91,00	104,00	117,00	130,00	143,00	156,00
	27/27	54,00	81,00	94,50	108,00	121,50	135,00	148,00	162,00
	28/28	56,00	84,00	98,00	112,00	126,00	140,00	154,00	168,00
	29/29	58,00	87,00	101,50	116,00	130,50	145,00	159,50	174,00
	30/30	60,00	90,00	105,00	120,00	(135,00)	150,00	165,00	180,00
	31/31	62,00	93,00	108,00	124,00	139,50	155,00	170,00	186,00
	32/32	64,00	96,00	112,00	128,00	144,00	160,00	176,00	192,00

- в) перевіряють наявність однакої сумарної кількості зубців для всіх варіантів кожної передачі. Збіг двох (трьох) передач (в будь-якому варіанті передатних відношень) сумарних чисел чисельника та знаменника (колонка 3) вкаже на те, що ці передачі можна проектувати з однаковим модулем, а числа в чисельниках та знаменниках і будуть розрахунковими числами зубців цих передач (такі збіги виділені кольором);
- г) для тих передач, у яких не співпали суми чисельників та знаменників передатних відношень з іншими передачами, вишукують варіант збігу міжосьових відстаней. В цьому випадку числа зубців визначаються у відповідному рядку, а модуль – у відповідній колонці (співпали подвоєні міжосьові відстані вказані в дужках).

*Підбір чисел зубців в колесах вхідної частини приводу.*

Передатні відношення і числа зубців зубчастих передач вхідної частини кінематичного ланцюга приводу подач розраховують або підбирають виходячи з того, що оберти шпинделя підпорядковані закону геометричної прогресії, а оберти валів основної групи коробки подач повинні бути підпорядковані арифметичній прогресії зі знаменником  $\varphi_{ариф} = 0,25$ . Найбільш доцільним знаменником геометричної прогресії обертів вхідної частини вважається  $\varphi_{geom} = 1,26$ . (В межах від 0,1 до 1,0 оберта дублюються оберти: 0,1; 0,2; 0,4; 0,5; 0,8; 1,0 на один оберт шпинделя). За вибраним значенням обертів вхідного вала коробки подач розраховують загальне передатне відношення вхідної частини і розподіляють його поміж групами (група відбору руху від шпинделя, група подвоєння кроків та гітара змінних коліс) Починати доцільно з гітари. Підбирають для неї передатне відношення за ознакою геометричної прогресії таким чином, щоб мати змогу переналагоджувати ланку подач на нарізання як метричних (дюймових), так і модульних (пітчевих) різей. На практиці це можуть бути, наприклад, 30/36; 40/64; 42/50 і інші. При тому, що загальне передатне відношення вхідної частини розраховане через знаменник  $\varphi_{geom} = 1,26$ , інші передатні відношення також будуть кратні цьому знаменнику.

*Розрахунки та підбір чисел зубців вихідної частини приводу.*

Вихідна частина приводу подач токарно-гвинторізних верстатів (механізм розподілу руху до ходового гвинта або до ходового вала, супортний механізм та реверси подач) має, як правило, знижувальні передатні відношення. Підвищувальну передачу при необхідності розширення діапазону подач доцільно проектувати у вигляді двовидкісного механізму розподілу руху. Передатні відношення цих передач проектують за геометричною прогресією.

Для розрахунку загального передатного відношення вихідної ланки подач  $i_2$  спочатку розраховують оберти вала  $n_{P.K.min}$  рейкового колеса при мінімальній проектній подачі:

$$n_{P.K.min} = \frac{S_{min}}{\pi D_{P.K.}}$$

де  $S_{min}$  – мінімальна проектна подача;

$D_{P.K.}$  – діаметр колеса рейкової передачі.

Потім розраховують загальне передатне відношення вихідної ланки подач

$$i_{\Sigma} = \frac{n_{P.K.min}}{n_{вих}}$$

Враховуючи, що передачі вихідної ланки поодинокі в групах (мають пов'язувальний характер), їхні передатні відношення та числа зубців приймають довільно, витримуючи вимоги галузевого стандарту відносно меж передатних відношень та сумарної кількості зубців в передачах.

На рис. 3 та 4 наведені кінематична схема токарно-гвинторізного верстата з висотою центрів  $H = 160 \text{ мм}$  та картина обертів коробки подач. Пунктиром на картині подач показані зовнішні кінематичні ланки приводу подачі.

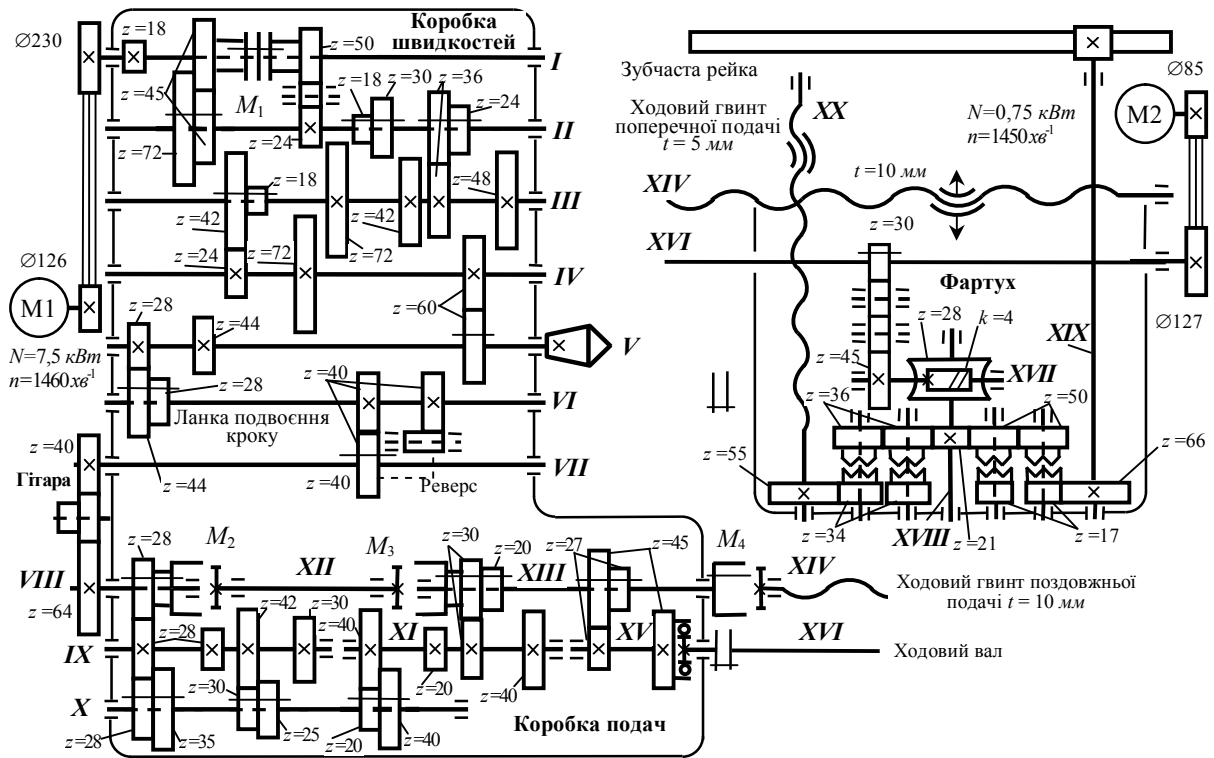


Рис. 3. Кінематична схема верстата

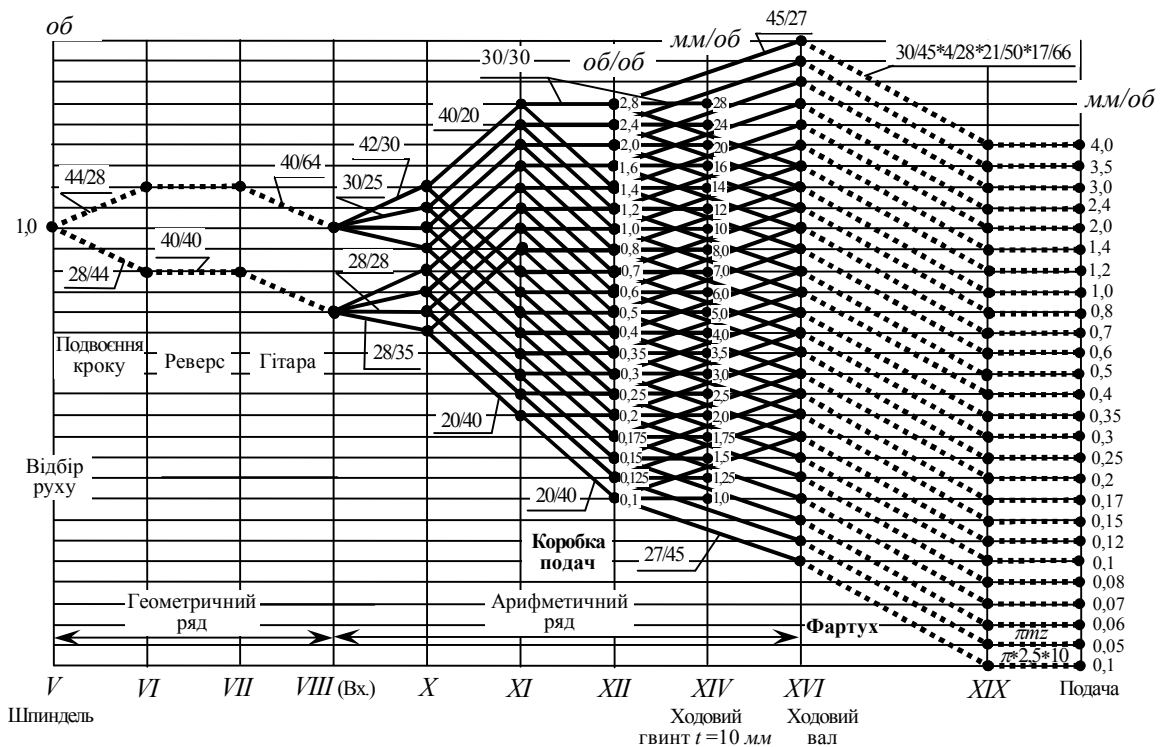


Рис. 4. Картина обертів приводу подач токарно-гвинторізного верстата

**Висновки.**

1. Проведений аналіз технологічного процесу та необхідні розрахунки елементів кінематичного ланцюга приводу подач при використанні його як для налаштування величини подачі, так і для кроку різі дали можливість рекомендувати методика системного вирішення питання розрахунків і проектування приводів подач універсальних верстатів з ручним керуванням, в яких передбачається нарізання різей різцями.

2. Коробка подач токарно-гвинторізного верстата з ручним керуванням повинна мати не менше 12 швидкостей з 4-швидкісною групою, оберти веденого вала якої підпорядковані арифметичній прогресії. Характеристика 4-швидкісної групи дорівнює  $X = k\varphi$  ( $k$  – коефіцієнт;  $\varphi = 0,25$  – знаменник арифметичної прогресії).

3. Коефіцієнт  $k$  для відповідного піддіапазону має значення:

$$k = 2^{n-1},$$

де  $n$  – порядковий номер піддіапазону обертів вихідного вала коробки подач.

4. Оптимальне значення обертів вхідного вала коробки подач становить 1,0 та 0,5 або 0,8 та 0,4 оберта на один оберт шпинделя.

5. Коробка подач може мати три структурних варіанти. Розміщення основної 4-швидкісної групи – довільне.

**ЛІТЕРАТУРА:**

1. Кобзар Є.П., Мельничук Л.С., Громовий О.А. Розрахунки і проектування вузлів та деталей верстатів і систем: Навчальний посібник. – Житомир: ЖІТІ, 2000, – 361 с.
2. Тарзиманов Г.А. Проектирование металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1972, – 235 с.
3. Методические указания по разделу устройства, кинематики и наладки металлорежущих станков / Сост. Л.Г. Лубенец, В.М. Гурко. – К.: КПИ, 1984, – 84 с.



КОБЗАР Євген Порфирівич – кандидат технічних наук, доцент кафедри технології машинобудування та конструювання технічних систем Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- обробка металів різанням;
- конструювання металообробних верстатів.

КОВАЛЬОВ Володимир Володимирович – старший викладач кафедри технології машинобудування та конструювання технічних систем Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- обробка металів різанням;
- конструювання металообробних верстатів.

Подано 25.04.2008

**Кобзар Є.П., Ковальов В.В.** Проектування приводів подач зі ступінчастим регулюванням  
**Кобзарь Е.П., Ковалев В.В.** Проектирование приводов подач со ступенчатым регулированием  
**Kobzar E.P., Kovalyov V.V.** Designing of feed drives with step regulation

УДК 621.914

**Проектирование приводов подач со ступенчатым регулированием / Е.П. Кобзарь, В.В. Ковалев**

Представлена методика проектирования и расчетов кинематики приводов подач токарно-винторезных станков со ступенчатым регулированием.

УДК 621.914

**Designing of feed drives with step regulation / E.P. Kobzar, V.V. Kovalyov**

The method of designing and calculations of feed drive's kinematics of lathes with step regulation is represented.