

Табл. Техніко-економічні показники

№ з/п	Параметр	Повітророзподільник			Подача повітря закрученою і настильною струминами
		ДПУ-М-Ø250 (подача повітря зверху вниз конічними і неповними в'яловими струминами), 14 шт.	4АПР 600×600 (подача повітря зверху вниз настильними на стелю в'яловими струминами), 3 шт.	1ВПТ 900×595 (подача повітря зверху вниз комбінованими струминами), 4 шт.	
1	Вартість обладнання і матеріалів, грн	35249,7	42102,6	44066,8	31609,9
2	Вартість монтажних робіт, грн	13806	10999	10792	7710
3	Капітальні затрати, грн	49055,7	53101,6	54858,8	39319,9
4	Річна витрата електричної енергії, кВт·год/рік	2062	2806	2806	2062
5	Затрати на електроенергію, грн/рік	1340,3	1908,4	1908,4	1340,3
6	Заробітня платня, грн/рік	12432	12432	12432	12432
7	Амортизаційні затрати, грн/рік	828,4	659,9	647,5	462,6
8	Витрати на поточний ремонт, грн/рік	165,7	132,0	129,5	92,5
9	Додаткові затрати, грн/рік	4027,8	3967,2	3962,7	3896,1
10	Експлуатаційні затрати, грн/рік	18794,2	19099,5	19080,1	18223,5
11	Річні затрати, грн/рік	26152,6	27064,7	27308,9	24121,5
12	Економічний ефект, грн/рік	1156,3	244,2		3187,4
13	Питомий економічний ефект, грн / (рік·м ³ /год)	7,24	7,50	7,56	6,68

Висновки:

1. На підставі техніко-економічних розрахунків обґрунтовано застосування повітророзподільника, що забезпечує інтенсивне зменшення швидкості і температури припливного повітряного потоку шляхом утворення закрученої і настильної струмин. Показано доцільність його використання у різних галузях промисловості та у приміщеннях невеликого об'єму, що підтверджує широкі можливості його впровадження.
2. Проведене техніко-економічне порівняння інженерних рішень подачі повітря у приміщення дає змогу отримати економічний ефект до 13 %, порівняно з альтернативними схемами.
3. Питомий економічний ефект від використання двоструминного повітророзподільника для подачі повітря закрученими і настильними струминами у виробничому приміщенні становить 6,68 грн / (рік·м³/год) у цінах 2013 р.

Література

1. Гримитлин М.И. Распределение воздуха в помещениях / М.И. Гримитлин. – Изд. 3-е, [перераб. и доп.]. – СПб. : Изд-во "АВОК Северо-запад", 2004. – 320 с.
2. Возняк О.Т. Енергоощадність при повітророзподіленні настильними струминами / О.Т. Возняк, І.Є. Сухолова, Х.В. Миронюк // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". – Сер.: Теорія і практика будівництва. – Львів : Вид-во НУ "Львівська політехніка". – 2013. – № 755. – С. 44-47.
3. Возняк О.Т. Коefіцієнти загасання швидкості і температури повітророзподільника, що утворює закручену струмину / О.Т. Возняк, І.Є. Сухолова, Х.В. Миронюк // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". – Сер.: Теорія і практика будівництва. – Львів : Вид-во НУ "Львівська політехніка". – 2012. – № 737. – С. 29-32.

4. Возняк О.Т. Підвищення ефективності повітророзподілу у приміщенні при використанні закручених струмин / О.Т. Возняк, І.Є. Сухолова, Х.В. Миронюк // Motoryzacja i energetyka rolnictwa. Motorization and power industry in agriculture : зб. MOTROL. – Tom 12 С. – Lublin 2010. – Рр. 210-214.

5. Возняк О.Т. Повітророзподіл закрученими струминами у приміщеннях малого об'єму / О.Т. Возняк, І.Є. Сухолова, Х.В. Миронюк // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". – Сер.: Теорія і практика будівництва. – Львів : Вид-во НУ "Львівська політехніка". – 2011. – № 697. – С. 60-62.

6. ДБН Д.1.1-2-99. Вказівки щодо застосування ресурсних елементних кошторисних норм на будівельні роботи. – Зміни від 1 квітня 2008 р. – К. : Вид-во ЦМДБ/НВО "Созидатель", 2008. – 20 с.

7. ДСН 3.3.6.042-99. Державні санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень.

8. Каталог Арктос. [Электронный ресурс]. – Доступный с <http://www.arktos.ru/catalog-ue.phtml?act=view&islast=0&chain=44:64>

9. Возняк О.Т. Патент на корисну модель № 40185. Бюл. № 6, 25.03.2009. UA F24F 13/06. Повітророзподільник / О.Т. Возняк, І.Є. Сухолова // Промислова власність. – 2009. – С. 35-39.

Возняк О.Т., Миронюк Х.В., Сухолова І.Є., Сподилюк Н.А. Экономическая эффективность использования воздухораспределителя с образованием закрученной и настильной струи

Представлен технико-экономический расчет использования воздухораспределителя, который подает воздух в помещение закрученной и настильной струями для обеспечения необходимых параметров приточного воздуха. Рассмотрено использование предложенного воздухораспределителя в помещении для производства топливных брикетов, а также сравнение предложенного с воздухораспределителем для подачи воздуха сверху-вниз коническими и неполными веерными струями ДПУ-М, воздухораспределителем для подачи воздуха сверху-вниз настильными на потолок веерными струями 4АПР 600×600, а также с панельным воздухораспределителем 1ВПТ 900×595.

Ключевые слова: воздухораспределение, взаимодействие струй, закрученные воздушные струи, скорость движения.

Vozniak O.T., Myroniuk Kh.V., Sukholova I.Ye., Spodyniuk N.A. The Economic Efficiency of Using Air Supply Device that Supplies Air with Swirl and Spread Air Jets

Some technical and economic calculations of using an air supply device that supplies air with swirl and spread air jets to provide necessary parameters of incoming air are presented. The use of the offered air jet is considered in the apartment for production of fuel briquettes, and also using that air in an apartment involute and spread stream for providing necessary parameters of the revealing air. Comparison of the offered air supply device to an air supply device that creates conical and partly spread air jets DPU-M and to an air supply device that creates jets that spread on the ceiling 4APR 600×600 and to a panel air supply device 1VPT 900×595 are presented.

Key words: air distribution, interaction of air jets, swirl air jets, air velocity.

УДК 674.002.5:620.19

Аспір. В.В. Войтович;

проф. В.В. Шостак, д-р техн. наук – НЛТУ України, м. Львів

ВИЗНАЧЕННЯ РЕСУРСУ ВАЛА ТА ОСІ ГОРИЗОНТАЛЬНОГО СТРІЧКОПІЛКОВОГО ВЕРСТАТА

Порушено проблему керування технічним станом стрічопилкових верстатів протягом їх експлуатації. В основі цієї проблеми лежить розроблення науково-обґрунтованої структури ремонтного циклу. Описано результати досліджень за методом Монте-Карло, ресурсу основних деталей механізму різання. Вісь розглянуто як статично не визначену систему. Розподіл напрацювань на відмову представлено логарифмічно-нор-

мальним законом розподілу. За математичну модель прийнято лінійну модель сумування втомних пошкоджень. Встановлено, що ресурс вала практично необмежений, а ресурс осі лежить у межах від 3800 до 16900 год.

Ключові слова: вал, вісь, ресурс, верстат.

Постановка проблеми. Керування технічним станом технологічного обладнання під час експлуатації визначається передусім стратегією технічного обслуговування і ремонту, в основі якої лежить науково обґрунтована структура ремонтного циклу. Її визначають за ресурсом усіх деталей верстата, зокрема і базових: осей, валів, вальниць, напрямників і т. ін.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Процес розпилювання та підготовки до роботи інструменту на стрікопилкових верстатах досліджено у працях В.А. Худякова, О.Є. Феоктистова, Є.В. Трухіна, Н.Ю. Мікловцика, І.Т. Ребезнюка, Б.А. Веселкової, С.П. Степанчука та ін.

Але проблеми керування технічним станом стрікопилкових верстатів у цих працях не порушено. На сьогодні в Україні немає жодної науково-дослідної роботи з дослідження ресурсу деталей цих верстатів. Зібрані нами статистичні дані з підприємств щодо довговічності валів та осей механізму різання стрікопилкових верстатів показали, що вал верстата має практично невичерпний ресурс, але вісь пилкового шківця працює на втому і її ресурс лежить у межах 10...12 тис. год.

Мета роботи. Здебільшого ресурс деталей деревообробних верстатів визначають експериментальним шляхом [1]. Однак, з розвитком інформаційних технологій, аналіз напружено-деформованого стану деталей стало можливим виконувати за допомогою методу статистичного моделювання (Монте-Карло). У цій роботі розглянуто результати комп'ютерних розрахунків напружень елементів вала і осі, виявлено місця концентрації напружень та обґрунтовано значення режимів роботи.

Основний матеріал. Дослідження проводили на прикладі повідного пилкового шківця горизонтального стрікопилкового верстата моделі СПВ-960 (рис. 1).

Вал верстата передає значні зусилля. Амплітуда напружень, що діють на вал і вісь, змінюється у часі, тому що сировина розпилюється різних розмірів і різна за своїми фізико-механічними властивостями. Для таких деталей необхідно використати математичну модель нагромадження втомних пошкоджень [2]. За характером залежностей всі моделі можна поділити на лінійні та нелінійні. За лінійні приймають моделі, в яких втома залежить від часу і числа циклів навантажень лінійно. Нелінійні моделі дають змогу точніше описати процес. Кінцеве значення напрацювання на відмову для всіх моделей є однаковим. Найпростішою лінійною моделлю сумування втомних пошкоджень є модель Майнера-Пальмгрена, за якою мірою нагромадження прийнято величину n_i / N_i , а за критерій суму

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = 1, \quad (1)$$

де: n_i – кількість циклів роботи з напруженням σ_{ai} ; N_i – кількість циклів до руйнування за кривою втоми на цьому рівні напружень σ_{ai} .

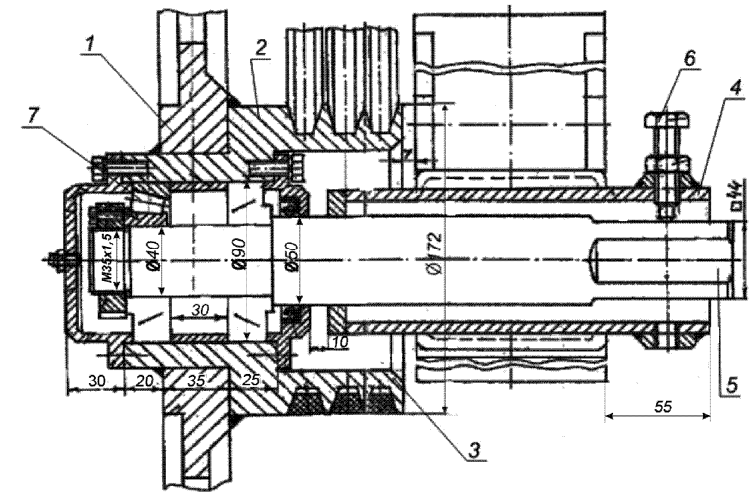


Рис. 1. Вузол пилкового шківця механізму різання: 1) пилковий шків; 2) вал; 3) шків клинопасової передачі; 4) корпус; 5) вісь; 6) гвинт регулювання нахилу осі; 7) вальниця

Якщо рівняння кривої втоми записати у традиційній формі

$$\sigma_{ai}^m \cdot N_i = \sigma_{-10}^m \cdot N_G \text{ для } \sigma_{ai} \geq \sigma_{-10}, \quad (2)$$

то величину N_i можна визначити за залежністю

$$N_i = \frac{\sigma_{-10}^m}{\sigma_{ai}^m} \cdot N_G, \quad (3)$$

де: σ_{-10} – межа витривалості для деталі, виготовленої з певної сталі; m – параметр кривої втоми; N_G – базове число циклів.

Параметр кривої втоми сталевих деталей визначено за кореляційною формулою [3]

$$m = \frac{1}{k} \left(5 + \frac{\sigma_B}{80} \right), \quad (4)$$

де: σ_B – межа міцності на розтяг у МПа; k – коефіцієнт, що враховує вплив всіх чинників на опір втомі.

Величина N_G змінюється у межах від 1 до $3 \cdot 10^6$ циклів. Її можна приймати $2 \cdot 10^6$ циклів [3].

Величину пошкодження a_p визначено як суму

$$a_p = \sum \frac{n_i}{N_i}. \quad (5)$$

Величина a_p залежить від площі безрозмірного спектра навантажень

$$\xi = \sum \frac{\sigma_{ai} \cdot V_{i\delta}}{\sigma_{a_{max}} \cdot V_{\delta}}, \quad (6)$$

де: $V_{i\delta}$ – число циклів роботи верстата на рівні напружень σ_{ai} , яке визначено за

даними спостережень за роботою верстата протягом року; ν_{δ} – загальне число циклів у блоці навантажень верстата.

За даними статистичного аналізу роботи стрічкопилкового верстата нагромаджене граничне пошкодження визначено за залежністю

$$a_p = \frac{\frac{\sigma_{a\max} \cdot \xi}{\sigma_{-10}} - k}{\frac{\sigma_{a\max}}{\sigma_{-10}} - k} \geq 0,2, \quad (7)$$

де k – коефіцієнт, що враховує рівень пошкоджуваних напружень, $k = 0,5 \dots 0,7$. У розрахунку ξ , напруження $\sigma_{ai} \leq k \cdot \sigma_{-10}$ не враховуються. Після цього визначають загальне число циклів ν_{δ} . Число блоків навантаження до руйнування

$$\lambda = \frac{a_p \cdot \sigma_{-10}^m \cdot N_G}{\sum \nu_{i\delta} \cdot \sigma_{ai}^m}. \quad (8)$$

Під час моделювання роботи верстата приймаємо нормальний закон розподілу напружень на кожній ступені навантажень. Амплітуди діючих напружень можна представити у такому вигляді

$$\sigma_{ai} = \bar{\sigma}_{ai} + U_p \cdot S_{\sigma_{ai}}, \quad (9)$$

де: $\bar{\sigma}_{ai}$ – середнє значення діючих напружень; U_p – квантиль нормального розподілу; $S_{\sigma_{ai}}$ – середньоквадратичне відхилення напружень.

Тоді математичне сподівання числа блоків навантаження до руйнування запишеться у вигляді

$$\bar{\lambda} = \frac{a_p \cdot \bar{\sigma}_{-10}^m \cdot N_G}{\sum \nu_{i\delta} \cdot \bar{\sigma}_{ai}^m}. \quad (10)$$

Функція $\bar{\lambda}$ за залежністю (10) нелінійна. Звести її до лінійного виду можна шляхом логарифмування

$$\ln(\bar{\lambda}) = A + m \cdot (\ln \sigma_{-10} - \ln \varepsilon), \quad (11)$$

де $\varepsilon = \sigma_{ai} / \bar{\sigma}_{ai}$ – відношення миттєвого значення напружень до його середнього значення.

$$A - \ln \left[a_p \cdot N_G / (\nu_{\delta} \cdot \sum \bar{\sigma}_{ai}^m \cdot t_i) \right], \quad (12)$$

де $t_i = \nu_{i\delta} / \nu_{\delta}$.

Напруження на відмову вала (осі) у годинах оперативної роботи

$$L = l_{\delta} \cdot \bar{\lambda}, \quad (13)$$

де l_{δ} – тривалість блока навантаження у годинах. На підставі наведених залежностей складено алгоритм розрахунку ресурсу вала та осі стрічкопилкового верстата, який реалізовано у вигляді програми на ПЕОМ.

Для визначення силових і режимних показників процесу різання деревини на горизонтальному стрічкопилковому верстаті використано величину питомої роботи різання K_T . Її величина залежить від довжини пропилу й подачі на зуб і описується рівнянням регресії [4]

$$K_T = \frac{329,164}{h^{0,6238121} \cdot S_z^{(1,0032768 - \ln h)}}, \quad (14)$$

де: h – довжина пропилу, мм; S_z – подача на зуб, мм. Інші чинники враховані показниковими множниками.

Для призначення швидкості подавання використано формулу для визначення можливої швидкості подавання за потужністю двигуна механізму різання [4] і хвилястістю поверхні пропилу [5].

Дотичну силу різання і силу відтиску визначено за відомими залежностями [6]. За цими силами визначено тангентальну, осьову та радіальну сили, що діють на вал. Із врахуванням відцентрової сили інерції побудовано розрахункову схему та епюри згинальних і крутних моментів для вала.

Для розрахунку напружень у перетинах пилкового вала й осі прийнято симетричний цикл напружень згину σ і відсутній для напружень крутіння τ . Відповідно до прийнятої умови для порожнистого вала напруги згину і крутіння визначено за формулами:

$$\sigma_m = 0; \sigma_a = \frac{M_{z2}}{0,1 \cdot d_1^3 \cdot (1 - C^4)}; \quad (16)$$

$$\tau_m = \tau_a; \tau_a = \frac{0,5 \cdot T}{0,2 \cdot d_1^3 \cdot (1 - C^4)}; \quad (17)$$

де: σ_m, τ_m – середні значення напруг згину і кручення; σ_a, τ_a – амплітуда напруг згину і кручення; M_{z2}, T – згинальний та крутний моменти у розглядуваному перетині вала; d_1 – зовнішній діаметр порожнистого вала у небезпечному перетині; d_2 – діаметр внутрішнього отвору порожнистого вала; $C = d_2 / d_1$ – відношення внутрішнього діаметра до зовнішнього.

Допустимі напруги витривалості σ_{-1} і τ_{-1} для металу визначено за формулами чинного ГОСТ 25.504-82 з урахуванням доповнень за 1989 р.

Для сталі Ст3, з якої виготовлений вал пилкового шків, для круглих заготовок діаметром понад 100 мм, межа міцності на розтяг $\sigma_B = 420$ МПа, межа текучості $\sigma_T = 200$ МПа. Для сталі 45, з якої виготовлена вісь – $\sigma_B = 610$ МПа і $\sigma_T = 360$ МПа. За сумісної дії напружень згину і крутіння запас опору втомі визначено за формулою

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}, \quad (18)$$

де n_{σ}, n_{τ} – запас опору згину і крутіння.

Результати розрахунків для різних довжин пропилу наведено у табл. 1.

На верстаті протягом зміни розпилюють колоди різних діаметрів. Довжина пропилу змінюється залежно від положення пилки і діаметра колоди. Число циклів навантаження вала й осі пилкового шків на кожному рівні довжини пропилу визначено за формулою

$$\nu_{i\delta} = 60 \cdot n \cdot z_{\psi} \cdot t_i, \quad (19)$$

де: n – частота обертання вала, об/хв; z_u – число циклів навантаження за зміну; t_i – тривалість рівня навантаження за зміну.

Табл. 1. Результати розрахунку механічних величин для вала під час розпилювання колод на стрічкопилковому верстаті СПВ 960-50 (шлях різання $L_p = 3000$ п.м.)

Назва величин	Позначення	Довжина пропилу, мм					
		200	300	400	500	600	700
Швидкість подавання за потужністю, м/хв	$v_{S(N)}$	170,3	55,28	27,34	16,58	11,31	8,33
Швидкість подавання за хвилястістю, м/хв	$v_{S(f)}$	13,23	13,23	13,23	13,23	13,23	13,23
Прийнята швидкість подавання, м/хв	v_S	13,23	13,23	13,23	13,23	11,31	8,33
Можлива подача на зуб, мм	S_z	0,168	0,168	0,168	0,168	0,144	0,106
Питома робота різання, Дж/см ²	K_T	56,84	43,33	35,74	30,78	31,06	36,16
Потужність двигуна на різання, кВт	N_{op}	9,98	11,42	12,55	13,52	14,00	14,00
Колова сила різання, Н	$P_{кол}$	297,1	339,7	373,6	402,2	416,6	416,6
Максимальна сила різання, Н	$R_{z,max}$	297,1	339,7	373,6	402,2	416,6	416,6
Максимальна осьова сила, Н	$R_{x,max}$	178,3	203,8	224,1	241,3	250,0	250,0
Сила інерції, Н	P_{in}	5100	5100	5100	5100	5100	5100
Сила натягу пилки, Н	Q_n	4200	4200	4200	4200	4200	4200
Сила від пасової передачі, Н	$F_{КП}$	845,7	967,0	1063	1145	1186	1186
Крутний момент, Нм	T_K	75,76	86,62	95,16	102,6	106,2	106,2
Згинальний момент, Нм	M_{ze}	132,1	134,5	136,4	138,1	138,9	138,9
Поперечна сила, Н	Q_n	5904	6012	6098	6171	6208	6208
Напруження згину, МПа	σ_a	6,076	6,186	6,275	6,351	6,39	6,39
Напруження крутіння, МПа	τ_a	3,207	3,506	3,743	3,944	4,045	4,045
18. Запас опору згину	n_σ	6,7	6,58	6,49	6,41	3,37	6,37
19. Запас опору крутінню	n_τ	10,68	9,77	9,15	8,69	8,47	8,47
20. Сумарний запас опору втомі	n_Σ	5,68	5,46	5,29	5,16	5,09	5,09

Пилковий вал перебуває під дією сили інерції, що виникає від дисбалансу шківів. Ця сила діє по колу і деформує вал один раз за оберт. Силу різання можна вважати постійною, тому що кількість зубців у пропилі є постійною. Із врахуванням цього величина $z_u = 1$. За результатами спостережень за роботою верстатів тривалість рівнів навантаження за зміну, що відповідає довжинам пропилу: 200; 300; 400; 500; 600; 700 мм становила $t_1 = 0,97$; $t_2 = 2,5$; $t_3 = 2,5$; $t_4 = 2$; $t_5 = 0,02$; $t_6 = 0,01$ год.

Після розрахунку число циклів на шести рівнях навантажень в одному блоці

$$v_{1\delta} = 60 \cdot 1092 \cdot 1 \cdot 0,97 = 63554,4; v_{2\delta} = 163800;$$

$$v_{3\delta} = 163800; v_{4\delta} = 131040; v_{5\delta} = 1310,4; v_{6\delta} = 655,2.$$

Сумарне число блоків навантаження $v_\delta = 524160$.

Для сталі Ст3, з якої виготовлено вал $\sigma_{-1} = 213$ МПа, $\sigma_{-10} = 82,08$ МПа, $N_G = 2 \cdot 10^6$, $m_1 = 3,95$. У розрахунках безрозмірного спектру навантаження за формулою (6) напруження $\sigma_{ai} \leq 0,5 \cdot \sigma_{-10}$ не враховується. З табл. 1 бачимо, що

на всіх рівнях навантаження σ_{ai} є меншими $0,5 \cdot 82,08 = 41$ МПа, тобто приймаємо $\sigma_{ai} = 0$.

Число блоків навантаження для згину до руйнування за формулою (10) з урахуванням, що $\sigma_{ai} = 0$ дорівнює безмежності. Аналогічно і для $\tau_{ai} = 0$ число блоків навантаження для крутіння дорівнює безмежності. Отже ресурс вала необмежений. Вісь представляє собою статично невизначену балку, що має консоль і жорстке защемлення. Статичну невизначеність осі розкрито методом сил.

Канонічне рівняння методу сил для один раз статично невизначеної системи має вигляд

$$\delta_{11} \cdot X_1 + \Delta_{1F} = 0, \quad (20)$$

де δ_{11} і Δ_{1F} – коефіцієнти цього рівняння, визначено за правилом Верещагіна.

Після побудови вантажних та одиничних епюр побудовано епюри згинальних моментів та поперечних сил осі у всіх небезпечних перетинах (табл. 2).

Табл. 2. Результати розрахунку механічних величин для осі під час розпилювання колод на стрічкопилковому верстаті СПВ 960-50 (шлях різання $L_p = 3000$ п.м.)

Назва величин	Позначення	Довжина пропилу, мм					
		200	300	400	500	600	700
Згинальний момент, Н·м	M_{ze}	833,5	842,7	850,6	857,7	861,4	861,4
Поперечна сила, Н	Q_n	10765	10843	10915	10983	11019	11019
Напруження згину, МПа	σ_a	66,68	67,42	68,05	68,62	68,91	68,91
Напруження зрізу, МПа	τ_a	8,57	8,63	8,69	8,74	8,77	8,77
Запас опору згину	n_σ	3,19	3,16	3,13	3,10	3,09	3,09
Запас опору зрізу	n_τ	14,94	14,83	14,74	14,65	14,60	14,60
Сумарний запас опору	n	3,12	3,09	3,06	3,04	3,03	3,03

Режим різання і всі інші величини у табл. 2 відповідають значенням, наведеним у табл. 1.

Для сталі 45, з якої виготовлена вісь пилкового шківів, межа міцності на розтяг $\sigma_B = 610$ МПа, а межа текучості $\sigma_T = 360$ МПа, допустимі напруги втомі під час згину $\sigma_{-1} = 213$ МПа, а під час крутіння $\tau_{-1} = 128$ МПа. Медіанні значення межі втоми для деталей машин та елементів конструкцій, що відповідають імовірності руйнування $R(t) = 50\%$, визначено з урахуванням зниження межі втоми від концентраторів напружень. Середнє значення межі втоми під час згину $\sigma_{-10} = 40$ МПа, а під час крутіння $\tau_{-10} = 34$ МПа.

За результатами моделювання напрацювань на відмову за методом Монте-Карло отримано величини напрацювань з урахуванням варіації руйнуючих напружень, середніх значень межі витривалості, концентрації напружень (табл. 3).

Результати аналізу за критерієм Персона розподілу напрацювань на відмову (рис. 2) свідчать, що розподіл підпорядковується логарифмічно-нормальному закону з параметрами $a = 1,1589$ і $S = 12,789$.

Медіанне значення ресурсу осі визначено за формулою [6]:

$$T_p = \exp\left(a + \frac{S^2}{2}\right), \quad (21)$$

$$T_p = \exp\left(1,1589 + \frac{12,789^2}{2}\right) = 16871 \text{ год.}$$

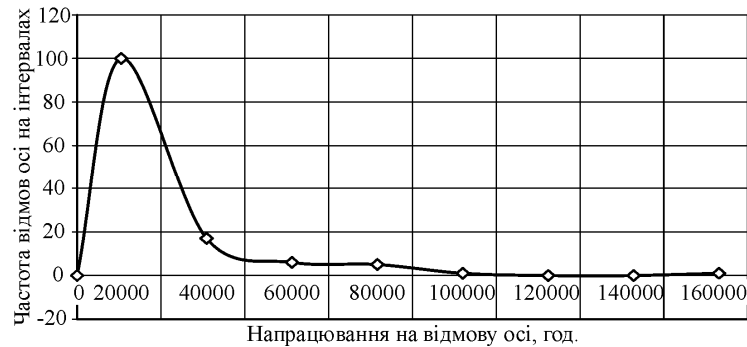


Рис. 2. Частота розподілу напрацювань на відмову осі пилкового вала

Табл. 3. Напрацювання на відмову осі пилкового шківів

№ дос-лід	Напрацювання на відмову, год										Середнє значення, год.
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1	6565	3147	5899	11992	36197	8144	27725	36420	6522	5633	14824
2	9955	20736	18379	2862	4190	47906	6419	2933	31720	2523	14762
3	8482	65953	4344	4069	5269	5861	10250	70060	46969	5502	22676
4	6570	1166	3037	2415	4434	6191	682	21344	12205	3758	6180
5	16231	10723	33883	5646	5228	52217	5922	7319	10906	6959	15503
6	1000	11303	72483	4327	39224	7251	12162	8712	5794	10561	17282
7	24657	9952	12150	3076	18953	70154	89417	979	10756	2176	24227
8	36417	7378	8777	3144	12593	1866	79403	9362	914	343	16020
9	4026	10169	52499	15521	33990	10748	9768	15681	6000	1995	16039
10	22195	30287	11136	43463	9713	9850	6490	5057	12561	11673	16243
11	36855	8399	11865	4439	16164	8812	31721	46434	4222	4053	17296
12	3785	1209	5065	35183	1225	6532	875	4112	1052	2625	6166
13	16334	17288	2345	1698	4326	7384	3357	38270	7569	13799	25938

Гамма-відсотковий ресурс осі пилкового шківів визначали за формулою

$$T_\gamma = \exp\left[a\left(1 - U_{p(\gamma)} \frac{S}{a}\right)\right], \quad (22)$$

де $U_{p(\gamma)} = \left(\frac{\ln t - a}{S}\right)$ – квантиль функції Лапласа для логарифмічно-нормального розподілу.

Після розрахунку значень гамма-відсоткового ресурсу одержали $T_{p\gamma} = 16871$ год для $\gamma = 50\%$; $T_{p\gamma} = 12583$ год. для $\gamma = 60\%$; $T_{p\gamma} = 6358$ год. для $\gamma = 80\%$; $T_{p\gamma} = 3818$ год. для $\gamma = 90\%$.

Висновки. Для моделювання напрацювань на відмову деталей деревообробних верстатів можливо використати метод статистичного моделювання (метод Монте-Карло). Ресурс вала пилкового шківів горизонтального стрічкопилкового верстата практично необмежений і його можна не враховувати під час розроблення структури ремонтного циклу верстата. Гамма-відсотковий ресурс осі пилкового шківів змінюється у межах від 3800 до 16900 год. і його обов'язково треба враховувати.

Література

1. Амаліцкий В.В. Надежность деревообрабатывающего оборудования : монография / В.В. Амаліцкий. – М. : Изд-во "Лесн. пром-сть", 1974. – 160 с.
2. Кузьменко А.Г. Прочностная надежность обрабатывающих станков : монография / А.Г. Кузьменко, А.И. Телега. – К. : Вид-во "Техніка", 1993. – 160 с.
3. Когаев В.П. Прочность и износостойкость деталей машин : учебн. пособ. [для студ. машиностроит. ВУЗов] / В.П. Когаев, Ю.Н. Дроздов. – М. : Изд-во "Высш. шк.", 1991. – 319 с.
4. Шостак В.В. Сили різання під час розпилювання сосни на горизонтальних стрікопилкових верстатах / В.В. Шостак, В.В. Пуна // Науковий вісник НЛТУ України : зб. наук.-техн. праць. – Львів : РВВ НЛТУ України. – 2007. – Вип. 17.3. – С. 113-118.
5. Шостак В.В. Точність випилювання пиломатеріалів на горизонтальних стрікопилкових верстатах / В.В. Шостак, В.В. Пуна // Лісове господарство, лісова, паперова і деревообробна промисловість : міжвідомч. наук.-техн. зб. – Львів : Вид-во НЛТУ України. – 2007. – Вип. 33. – С. 38-41.
6. Кірик М.Д. Механічне оброблення деревини : підручник [для студ. ВНЗ] / М.Д. Кірик. – Львів : Вид-во "Кольорове небо", 2006. – 412 с.
7. Дзюба Л.Ф. Основи надійності машин : навч. посібн. [для студ. ВНЗ] / Л.Ф. Дзюба, Ю.В. Зима, Є.М. Лютий. – Львів : Вид-во "Логос", 2001. – 204 с.

Войтович В.В., Шостак В.В. Определение ресурса вала и оси горизонтального ленточнопильного станка

Затронута проблема управління технічним состоянием ленточнопильных станков в процессе их эксплуатации. В основе этой проблемы лежит разработка научно обоснованной структуры ремонтного цикла. Описаны результаты исследования методом Монте-Карло ресурса основных деталей механизма резания. Ось представлена как статически неопределенная система. Распределение наработок на отказ описано логарифмически-нормальным законом распределения.

Математической моделью принята линейная модель суммирования усталостных повреждений. Установлено, что ресурс вала практически неограничен, а ресурс оси лежит в пределах от 3800 до 16900 часов.

Ключевые слова: микротвердость, упрочнение, направляющая.

Vojtovich V.V., Shostak V.V. The calculation of Resource of Billow and Axis of the Horizontal Bend-Saw Machine-Tool

The problem of technical state management of bend-saw machine-tools in the process of their exploitation is considered. Development of the scientifically grounded structure of repair cycle lies in the basis of this problem. The results of the research using Monte-Karlo's method of basic details resource of cutting mechanism are described. An axis is presented as a statically indefinite system. Distributing of works on a refusal is described using logarithmic normal law of distributing. The linear model of adding up of tireless damages is adopted as a mathematical model. The resource of billow is proved to be practically unlimited. The resource of the axis is measured from 3800 to 16900 hours.

Key words: billow, axis, resource, bend saw, machine-tool.