

Матюха П.Г., Габігов В.В., Благодарний А.О.
ДонНТУ, Донецьк, Україна

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛИ НАВАНТАЖЕННЯ ШЛІФУВАЛЬНОЇ ГОЛОВКИ ПРИ ВНУТРІШНЬОМУ ШЛІФУВАННІ ЗА ПРУЖНОЮ СХЕМОЮ

Вступ

Одними з передумов випуску конкурентноздатної продукції є підвищення якості та зменшення собівартості оброблення за рахунок вибору сучасних схем оброблення та оптимізації режимів.

Сьогодні для підвищення якості оброблення при круглому зовнішньому шліфуванні [1], плоскому шліфуванні [2], заточуванні різців [3, 4, 5] широко використовується пружна схема шліфування. Пружну схему шліфування використовують також з метою зменшення трудомісткості пошуку оптимальних режимів шліфування [6].

Разом з цим в літературі відсутні відомості про використання пружної схеми шліфування при обробленні внутрішніх поверхонь.

Метою роботи є дослідження впливу сили натягування пасу передачі «електричний двигун – шліфувальна головка» на силу навантажування шліфувальної головки шліфувальної бабки верстата 3А227П, конструкція якої забезпечує внутрішнє шліфування за пружною схемою.

Основна частина

Сутність пружного шліфування полягає в тому, що шліфування виконується з постійною силою підтискання робочої поверхні круга (РПК) до оброблюваної поверхні зразка, що забезпечує стабільну якість обробленої поверхні протягом шліфування незалежно від часу обробки та спрощений спосіб оптимізації режимів оброблення.

Для внутрішнього шліфування за пружною схемою нами запропонована нова конструкція шліфувальної бабки, в корпус якої встановлена шліфувальна головка з можливістю переміщення відносно корпусу в горизонтальній площині. На корпусі шліфувальної бабки закріплюється навантажувальний пристрій, наприклад, вантаж, який забезпечує можливість притискання робочої поверхні шліфувального круга до оброблюваної поверхні з постійною силою, крім того, ось, яка проходить через центри шківів електродвигуна та шліфувальної головки, розташована в одній вертикальній площині, перпендикулярній напрямку переміщення шліфувальної головки (рис. 1).

Шліфувальна бабка складається з корпусу 1, який розташований на столі 2 верстата 3А227П. Шліфувальна головка 3 з шліфувальним кругом 4 закріплена з двох сторін в обоймі 5, яка має зверху і знизу призматичні канавки, з розташованими в них кульками 6. З кульками 6 знаходяться в контакт призматичні канавки планок 7, які закріплені на торці стаканів 8, закріплених в отворі корпусу бабки. Канавки планок 7 утворюють кулькові напрямні, в яких в горизонтальному напрямку може переміщуватись відносно корпусу шліфувальної бабки шліфувальна головка підтискаючи робочу поверхню шліфувального круга 4 до оброблюваної поверхні заготовки з постійною силою, яку задають за допомогою звантажувального пристрою.

Звантажувальний пристрій складається з вантажу 9, який ланцюгом 10 з'єднаний з шліфувальною головкою через зірочку 11. Електродвигун 12 закріплений на столі за допомогою стійки 13 таким чином, що осі шківу 14 електродвигуна 12 та шківу 15 шліфувальної головки 3, з'єднаних пасом 16, знаходяться в одній вертикальній площині, перпендикулярній напрямку переміщення шліфувальної головки.

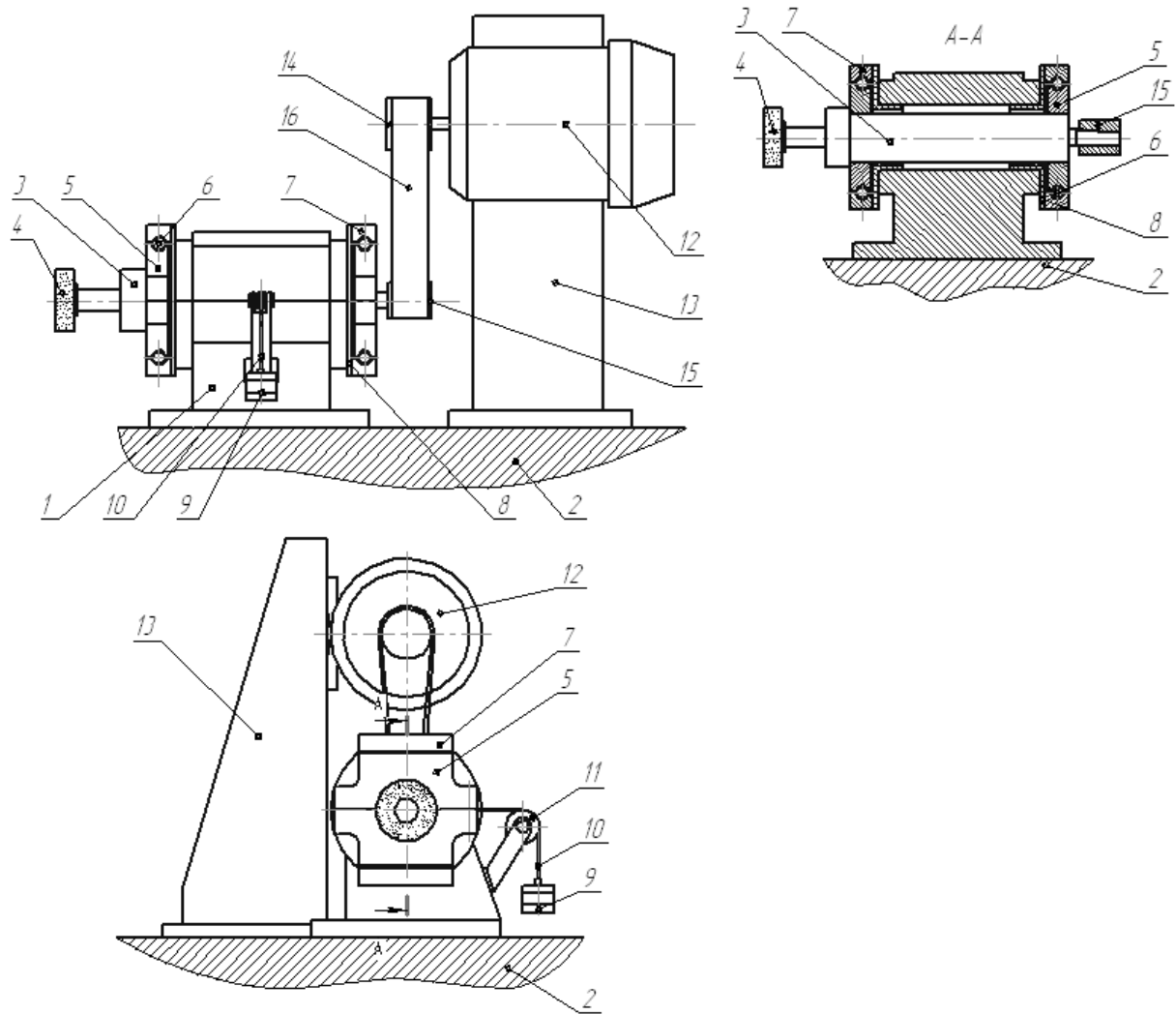


Рис. 1 – Шліфувальна бабка для внутрішнього шліфування за пружною схемою

Для дослідження впливу сили натягування пасу на силу притискання РПК до оброблюваної поверхні заготовки, при такій компоновці шліфувальної бабки, були проведені експерименти.

Перед експериментом, за методикою, викладеною в роботі [7], були розраховані сили попереднього натягування пасу S_o , які забезпечують потужність оброблення 1, 2 та 3 кВт.

$$S_o = 0,5 \cdot (S_1 + S_2) - \chi \cdot S_u, \text{ Н}, \quad (1)$$

де S_1, S_2 – сили натягування гілок пасу при передачі окружного зусилля, Н;

S_u – натяг гілок пасу відцентровими силами, Н;

χ – коефіцієнт, який враховує жорсткість ремня та деталей передачі залежно від натягування ремня ($0 < \chi < 1$);

Складові формули (1.1) розраховували за залежностями, наведеними нижче [7].

Сили натягування гілок при передачі окружного зусилля:

$$S_1 = \frac{m}{m-1} P + S_u; \text{ Н}, \quad (2)$$

$$S_2 = \frac{1}{m-1} P + S_u; \text{ Н}, \quad (3)$$

$$m = e^{\alpha_c f'}$$

де α_c – кут ковзання (частина кута охоплення, на якій відбувається ковзання ремня), для гарантування відсутності ковзання при нормальній роботі слід приймати $\alpha_c = (0,5 - 0,7) \cdot \alpha$, де α кут охоплення на шківу меншого діаметра;

f – приведений коефіцієнт тертя.

Окружне зусилля P на пасі залежить від потужності, що передається, і визначається за формулою:

$$P = \frac{1000 \cdot N}{v}, \text{ Н}, \quad (4)$$

де N – потужність, яка передається, кВт;

v – окружна швидкість, м/с.

Окружна швидкість v , м/с

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}, \quad (5)$$

де d_1 – діаметр ведучого шківa, мм;

n_1 – частота обертів електродвигуна.

Натяг від відцентрових сил S_u .

$$S_u = q \cdot v^2, \text{ Н}, \quad (6)$$

де q – маса 1 м довжини ремня, кг/м.

Для експериментального контролю попереднього зусилля натягування гілок пасу S_o шляхом вимірювання величини стріли відхилення гілки пасу y при відтягуванні гілки пасу по середині прольоту який дорівнює $2t$ з зусиллям G , для перерахованих вище потужностей, були розраховані стріли відхилення гілки пасу y за формулою [7]

$$y = \frac{G \cdot t}{9,81 \cdot 2S_o}. \quad (7)$$

Результати розрахунків пасової передачі за формулами (1) – (7) для наступних вихідних даних: діаметр ведучого шківa 180 мм; діаметр веденого шківa 42 мм; довжина ремня 1050 мм; частота обертів електродвигуна 2880 об/хв.; потужність 3 кВт, маса одного метру довжини пасу 0,02 кг/м; приведений коефіцієнт тертя 0,35, наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Сила натягування пасу та відповідні стріли прогину гілки пасу ($G = 49\text{Н}$, $t = 344\text{ мм}$)

Потужність яка передається, кВт	Сила попереднього натягування пасу, S_o , Н	Стріла прогину гілки пасу, y , мм
1	78,7	10,7
2	150,14	5,6
3	221,6	3,8

Експериментальні дослідження впливу сили натягування пасу на силу притискання РПК до поверхні зразка, виконували на внутрішньо-шліфувальному верстаті 3А227П, модернізованому для шліфування за пружною схемою (див. рис 1). Для створення сили навантаження шліфувальної головки використовували вантажі різної ваги. Силу притискання РПК до поверхні заготовки вимірювали за допомогою динамометричного столу моделі УДМ 100 та осцилографа моделі С8-17. При контролюванні сили попереднього натягування гілок пасу їх навантаження виконували за допомогою динамометра розтягування, а величину стріли прогину визначали за допомогою індикатора часового типу з ціною поділок 0,01 мм (рис. 2).

Аналіз вибірових дисперсії за критерієм Кохрана [8] підтвердив їх однорідність (розрахункове значення критерію Кохрана за даними табл. 2 $g = 0,229$; табличне значення кри-

терію Кохрана для $f = 9$ и $k = 6$ на рівні значущості 0,05 дорівнює $g_{\text{табл}} = 0,3682$.), що дало право для знаходження довірчого інтервалу на середні величини показань осцилографа використовувати середньозважену дисперсію $\overline{S^2} = 0,0437$.

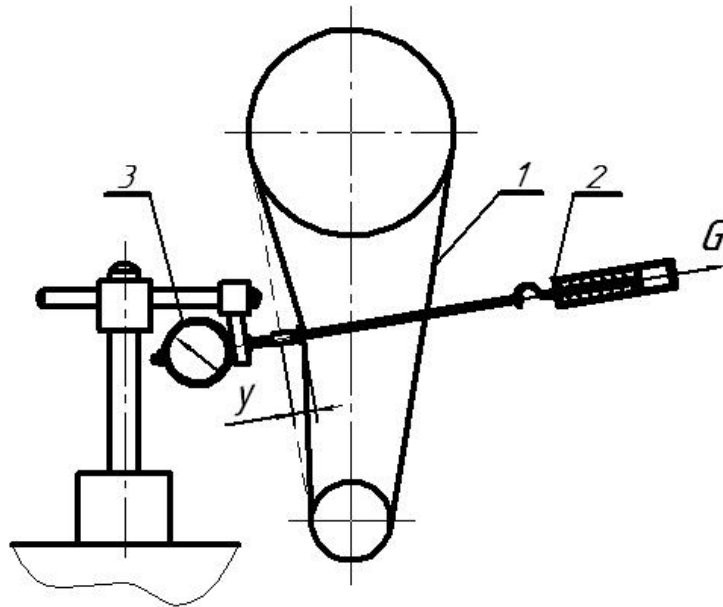


Рис. 2 – Схема контролю сили попереднього натягування пасу
1 – пас; 2 – динамометр розтягування; 3 – індикатор

Перед дослідженнями виконували тарування динамометричного столу УДМ 100 за допомогою вантажів (рис. 3, табл. 2)

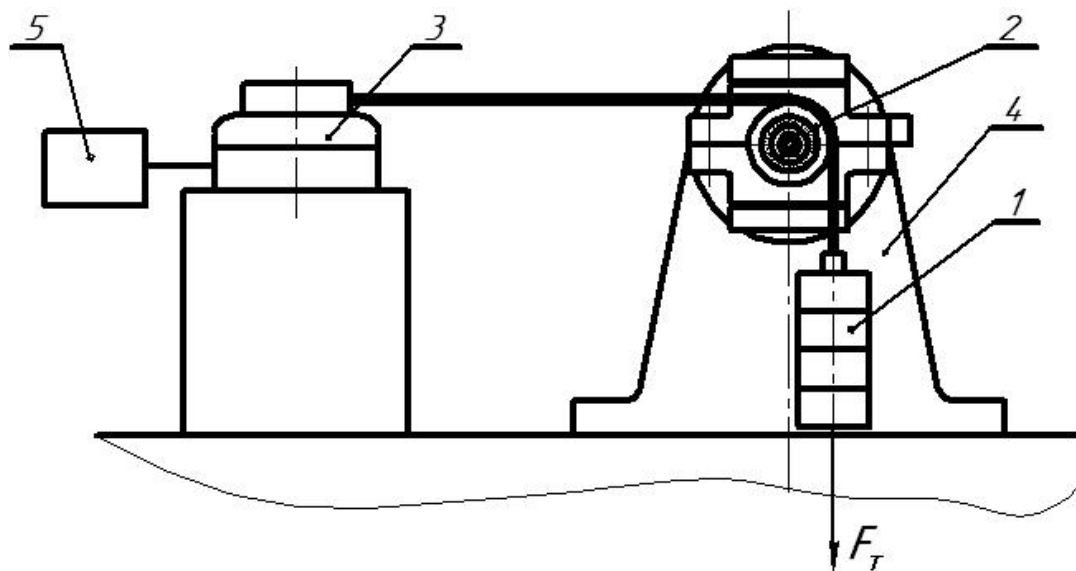


Рис. 3 – Схема тарування динамометричного столу УДМ 100:
1 – вантажі; 2 – ролик; 3 – динамометричний стіл; 4 – корпус бабки;
5 – осцилограф

Протокол тарування динамометричного столу УДМ 100

№	Навантаження, Н	Показання осцилографу при навантажуванні, N_i , поділки					Показання осцилографу при розвантажуванні, N_i , поділки					Середнє значення \bar{N}	Дисперсії S_i^2
		1	2	3	4	5	1	2	3	4	5		
1	9,95	2,8	3,1	3,0	3,1	2,9	3,2	2,9	3,1	2,8	2,9	2,98	0,0195
2	23,05	7,0	6,5	7,3	6,9	7,0	6,8	6,7	6,9	6,6	6,9	6,86	0,0515
3	36,10	11,2	10,8	11,3	10,8	11,0	10,9	11,0	10,8	10,9	10,7	10,94	0,0360
4	49,14	15,0	14,8	15,1	14,7	14,8	14,5	14,8	14,8	14,5	14,7	14,77	0,0356
5	62,20	18,9	19,0	19,1	18,6	18,7	18,7	19,1	18,7	18,4	18,5	18,77	0,0601
6	75,20	22,5	23,0	22,7	22,6	22,3	22,5	23,0	22,7	22,6	22,3	22,62	0,0595

95% довірчі інтервали на середню величину показань осцилографа визначали за допомогою критерію Стюдента [9]

$$\Delta N = \pm \frac{t_{кр} \cdot S}{\sqrt{n}},$$

де $t_{кр}$ – критерій Стюдента;

S – середньозважене відхилення;

n – кількість повторів.

Для умов тарування $t_{кр} = 2,02$; $S = 0,2091$; $n = 10$; $\Delta N = \pm 0,13$.

За даними табл. 2 був побудований тарувальний графік (рис.4) та методом найменших квадратів знайдено рівняння регресії:

$$N = 0,3011 F_m. \quad (8)$$

Вирішимо рівняння (8) відносно сили навантаження. Будемо мати

$$F_m = 3,321 N. \quad (9)$$

Дослідження впливу сили натягування пасу передачі «електричний двигун – шліфувальна головка» на силу притискання РПК до заготовки проводили в такій послідовності. Спочатку виконували натягування пасу відповідно до потужності, яка передається, та контролювали силу натягування за величиною стріли прогину (див. табл. 1, рис. 2). Далі (рис.5) на навантажувальній пристрій встановлювали вантажі, які створювали силу навантаження шліфувальної головки, а силу притискання РПК до зразка визначали за допомогою осцилографа, показання якого перераховували за рівнянням тарування (9). Експеримент повторювали 4 рази для кожної величини потужності, яка передається, а дані заносили в таблицю 3.

Після статистичного аналізу результатів таблиці 3 (розрахункові критерії Кохрана: $g_{1 \text{ кВт}} = 0,3389$; $g_{2 \text{ кВт}} = 0,1083$; $g_{3 \text{ кВт}} = 0,3426$; табличне значення критерію Кохрана $g_{табл} = 0,5981$ для $f = 3$ і $k = 5$; $\overline{S^2} = 0,09826$) та визначення 95% довірчих інтервалів для умов

експерименту ($t_{кр} = 2,02$; $S = 0,3134$; $n = 4$; $\Delta N = \pm 0,32$) були побудовані графіки значень відношень $C = F_H/F_n$ від сили притискання РПК до поверхні зразка F_n та знайдені кореляційні залежності $C = f(F_n)$ (рис. 6).

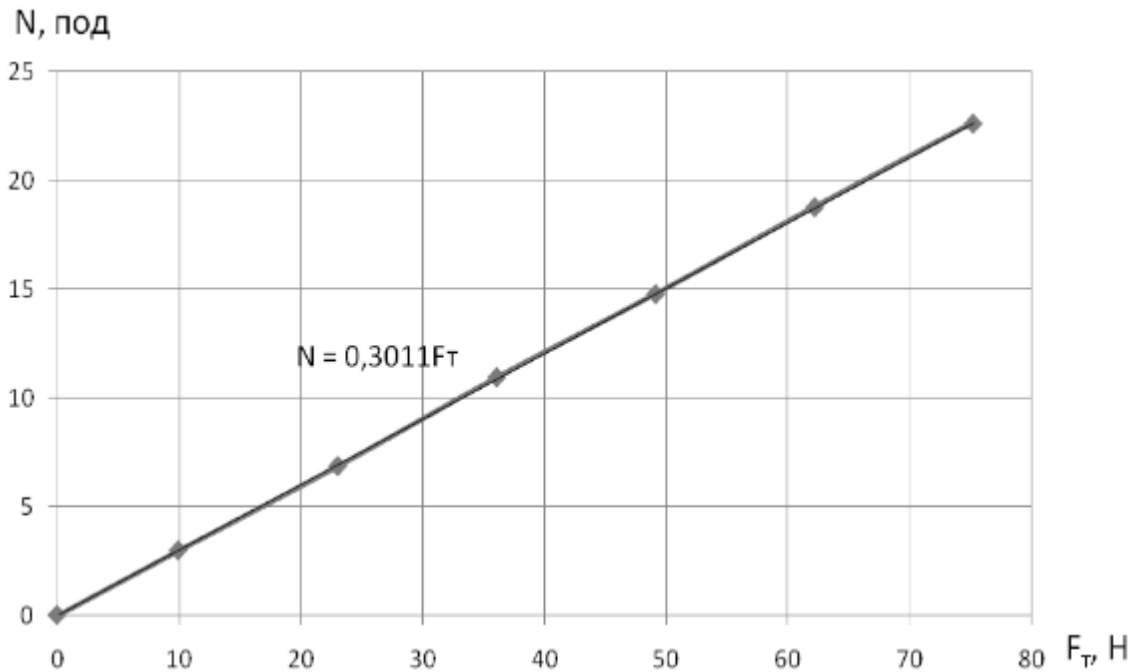


Рис. 4 – Тарувальний графік динамометричного столу УДМ 100

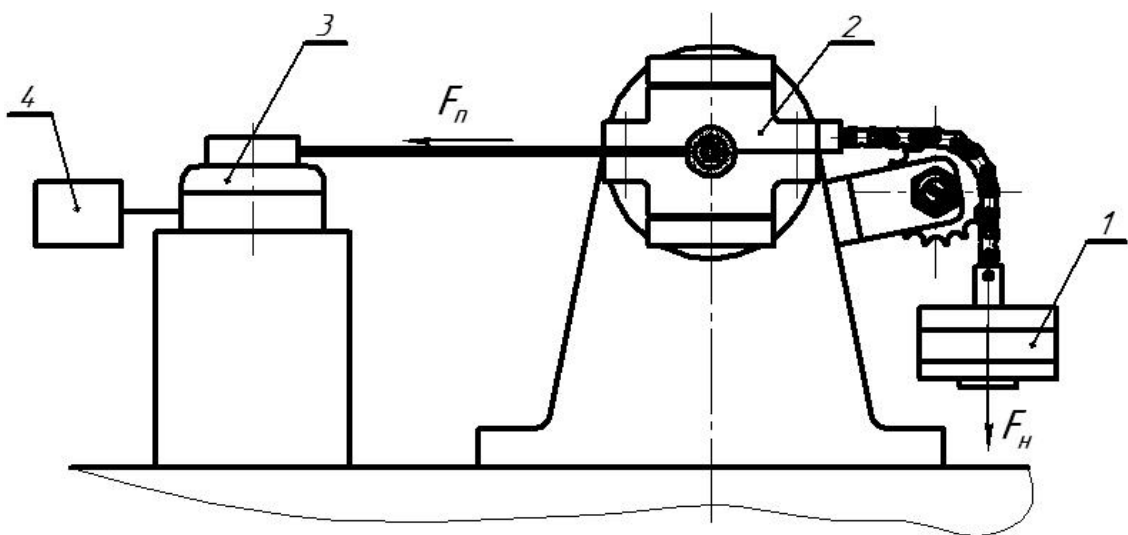


Рис. 5 – Схема дослідження впливу сили натягування пасу на силу навантажування шліфувальної головки: 1 – вантажі; 2 – шліфувальна головка; 3 – динамометричний стіл; 4 – осцилограф

Як видно з табл.3, на силу притискання РПК до поверхні зразка впливають сили натягування пасу, а також величина навантажування шліфувальної головки, при цьому зі збільшенням сили натягування пасу відношення $C = F_H/F_n$ збільшується, зі збільшенням величини навантажування – зменшується.

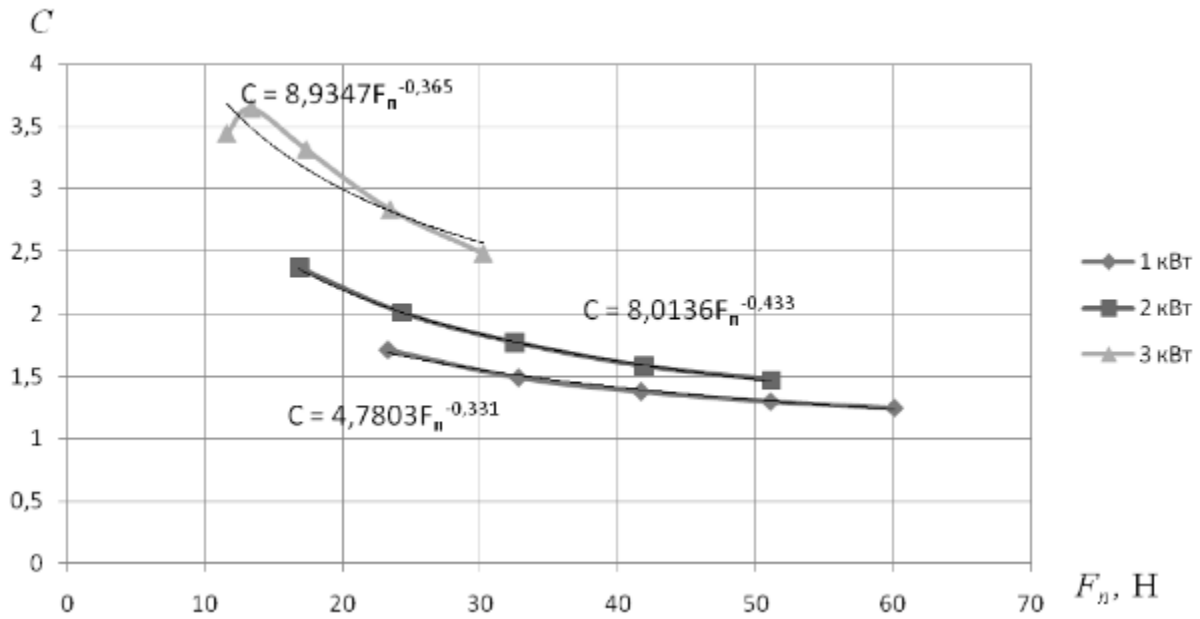


Рис. 6 – Вплив сили притискання РПК до поверхні зразка на відношення $C = F_n / F_n$

Використовуючи кореляційні залежності $C = f(F_n)$, наведені на рисунку 6, за відомою силою притискання РПК до поверхні зразка, знайденою з умов виконання технічних обмежень, можна розрахувати силу навантаження шліфувальної головки F_n

$$F_n = C \cdot F_n \quad (10)$$

Відповідно, для сил натягування пасу, які забезпечують передачу потужності в 1, 2, 3 кВт:

$$F_{n\ 1кВт} = 4,7803 \cdot F_n^{0,669}; \quad (11)$$

$$F_{n\ 2кВт} = 8,0136 \cdot F_n^{0,567}; \quad (12)$$

$$F_{n\ 3кВт} = 8,934 \cdot F_n^{0,635}. \quad (13)$$

По відомій силі F_n маса вантажу для навантаження шліфувальної головки знаходиться за формулою

$$m = \frac{F_n}{g}. \quad (14)$$

Таблиця 3

Вплив сили натягування пасу на силу притискання РПК до поверхні зразка

Потужність, яка передається, кВт	Сила попереднього натягування пасу S_0 , Н	Сила навантаження F_H		Сила притискання РПК до поверхні зразка $F_{п, N}$, поділки						Сила притискання до скання до РПК $F_{п, Н}$	$\frac{F_H}{F_{п, Н}}$
		кг	Н	1	2	3	4	\bar{N}	S_i^2		
1	78,7	4,07	39,92	6,8	7,0	7,3	7,1	7,05	0,043	23,27	1,71
		4,97	48,83	9,6	10,0	10,2	9,9	9,92	0,062	32,76	1,49
		5,88	57,7	12,4	12,4	13,2	12,5	12,62	0,149	41,67	1,38
		6,78	66,57	15,1	15,5	16,1	15,2	15,47	0,202	51,08	1,30
		7,69	75,45	17,7	18,3	18,6	18,2	18,20	0,140	60,08	1,25
2	150,14	4,07	39,92	5,5	4,6	5,1	5,2	5,10	0,140	16,83	2,37
		4,97	48,83	7,4	6,8	7,4	7,8	7,35	0,170	24,26	2,01
		5,88	57,7	9,6	9,8	10,1	9,9	9,85	0,043	32,51	1,77
		6,78	66,57	12,6	12,6	12,7	12,9	12,70	0,020	41,92	1,58
		7,69	75,45	15,5	15,5	15,3	15,7	15,50	0,026	51,17	1,47
3	221,6	4,07	39,92	3,6	3,3	3,5	3,6	3,50	0,020	11,55	3,45
		4,97	48,83	4,0	3,9	4,2	4,1	4,05	0,016	13,36	3,65
		5,88	57,7	5,0	4,9	5,8	5,3	5,25	0,163	17,33	3,32
		6,78	66,57	7,1	6,7	7,6	7,0	7,10	0,180	23,44	2,84
		7,69	75,45	9,4	8,7	9,5	9,0	9,15	0,110	30,20	2,49

Висновки

Досліджений вплив сили натягування пасу передачі «електричний двигун – шліфувальна головка», шліфувальної баки, яка забезпечує внутрішнє шліфування за пружною схемою, на силу притискання робочої поверхні круга до поверхні зразка

Встановлено, що відношення сили навантаження шліфувальної головки до сили притискання робочої поверхні круга до зразка збільшується зі збільшенням сили натягування пасу і зменшується зі збільшенням сили навантаження шліфувальної головки.

Запропонована формула для розрахунку сили навантаження головки, яка забезпечує необхідну силу притискання робочої поверхні круга до зразка.

Література: 1. Корчак С.Н. Производительность процесса шлифования стальных деталей. – М.: Машиностроение, 1974. – 280с. 2. Якимов А.В.. Оптимизация процесса шлифования. – М.: Машиностроение, 1975. – 176с. 3. Работоспособность алмазных кругов/ М.Ф. Симко, М.Д. Узунян, Ю.А. Сизый, М.С. Пивоваров. – К.: Техніка, 1983. – 95с. 4. Воронков В.И., Внуков Ю.Н. К методике исследования режущей способности эльборовых и алмазных кругов при плоском торцовом шлифовании. – Резание и инструмент, вып. 20. Респ, межвед. науч.-техн. сборник. Харьков: издательское объединение «Вища школа», 1978. – С. 20-22. 5. А.И. Грабченко, В.В. Русанов. Стенд и методика комплексного исследования алмазного шлифования сверхтвердых поликристаллов. – Резание и инструмент, вып. 24. Респ, межвед. науч.-техн. сборник. Харьков: издательское объединение «Вища школа», 1980. – С. 68-74. 6. П.Г. Матюха, В.В. Полтавец, В.В. Габітов. Розрахунок режимів шліфування з використанням миттєвої поточної лімітованої різальної здатності круга. – Резание и инструмент в технологических системах. Международный. науч.-техн. сб. Харьков: НТУ «ХПИ», вып.78, 2010. – С. 123-130. 7. Справочник металлиста. В 5-ти т. Т.1. Изд. 3-е, перераб. Под ред. С.А. Чернавского и В.Ф. Решикова. М., «Машиностроение», 1976. 8. Статистические методы анализа и обработки наблюдений Пустыльник Е.И. М.: Наука, 1968. – 288с. 9. Кацев П.Г. Статистические методы исследования режущего инструмента. – М.: Машиностроение, 1974. – 231 с.

Рецензент: **Гузенко В.С.**, к.т.н., проф. ДДМА

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛИ НАВАНТАЖЕННЯ ШЛІФУВАЛЬНОЇ ГОЛОВКИ ПРИ ВНУТРІШНЬОМУ ШЛІФУВАННІ ЗА ПРУЖНОЮ СХЕМОЮ

Матюха П.Г., Габітов В.В., Благодарний А.О.

В приведеній статті досліджується вплив сили натягування пасу передачі «електричний двигун – шліфувальна головка», шліфувальної баки, яка забезпечує внутрішнє шліфування за пружною схемою, на силу притискання робочої поверхні круга до поверхні зразка.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ НАГРУЗКИ ШЛИФОВАЛЬНОЙ ГОЛОВКИ ПРИ ВНУТРЕННЕМ ШЛИФОВАНИИ ПО УПРУГОЙ СХЕМЕ

Матюха П.Г., Габитов В.В., Благодарний А.О.

В приведенной статье исследуется влияние силы натягивания паса передачи «электрический двигатель – шлифовальная головка», шлифовальной баки, которая обеспечивает внутреннее шлифование по упругой схеме, на силу притискивания рабочей поверхности круга к поверхности образцу.

DETERMINATION OF FORCE OF LOADING OF POLISHING HEAD IS AT INTERNAL
POLISHING ON RESILIENT CHART

MatyukhA P.G., Gabitov V.V., Blagodarniy A.O.

In a given article analyzed influence of pulling forces «electrical motor – grinding spindle» of grinding capping for inside grinding with elastic adjusting on force of adjusting to surface of work material. Determined, that ratio force of adjusting and force of screwing is increase with increasing by pulling force. Offered the formula for calculation of ratio force grinding spindle.

Ключевые слова: Шлифование, нагрузка, система, поверхность, натяг.

Ключові слова: Шліфування, навантаження, система, поверхня, натяг.

Key words: Polishing, loading, system, surface, natyag.