

ЕНЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ГІДРОАБРАЗИВНОГО ПЕРФОРУВАННЯ ТОНКОЛИСТОВИХ ЗАГОТОВОК ТА ШЛЯХИ ЇЇ ПІДВИЩЕННЯ

ENERGY EFFICIENCY WATERJET PUNCHING OF SHEET BLANKS AND WAYS OF ITS IMPROVEMENT

Представлено результати досліджень енергоефективності процесів гідроабразивного прошивання отворів методом копіювання та показано, що використання традиційних засобів для даної технології є вкрай енергетично неефективним. Зазначено, що втрати потужності обумовлюються тим, що у гідросистемі виникає багаторазове перетворення енергії, через що механічна робота електропривода перетворюється у кінетичну енергію руху струменя. Однак додаткові втрати потужності обумовлені циклічністю виконання отворів, оскільки час на позиціювання та спрацювання систем керування струменем набагато більший за операційний час (який для операцій перфорування захисних екранів турбоагрегатів не перевищує 0,5 с). Проаналізовано роботу типового гідроблока гідрорізного верстата, наведено результати вимірів втрат потужності в окремих ланках. Показано, що ефективність роботи мультиплікаторного пристрою як основи джерела живлення гідрорізних систем обумовлюється якістю ущільнень, якістю виконання робочих спряжень, а також використовуваними сопловими насадками. У той же час втрати потужності при гідроабразивному різанні залишаються значними і обумовлюються як оброблюваним матеріалом, так і «нежорсткістю» струменя. Запропоновано визначати енергоефективність процесу відповідним коефіцієнтом, що враховує не тільки енергетичні параметри, а і циклічність роботи пристрою. Показано будову і принцип роботи гідросистеми з тим, щоб втрати енергії були зведені до мінімуму за рахунок відповідного принципу керування головним насосом.

Встановлено втрати робочої потужності у головному приводі гідроабразивного верстата та показано, що такі втрати можуть бути значними і сягати 80–90%. Водночас із тим зазначено, що визначення корисної потужності при гідроабразивному отриманні початкового отвору є складною науковою задачею, яка потребує подальших досліджень. Це обумовлено несталістю умов перебігу процесу та зміною механізмів при формуванні отвору.

Вступ

Звукопоглинаючі панелі (ЗПП), що нині широко застосовуються в авіаційній галузі та при виробництві турбоагрегатів, конструктивно виконуються як одно-, дво- або тришарові оболонки у вигляді кожухів, обтікачів, діафрагм та т.п.

На відміну від авіаційних звукопоглинаючі панелі газоперекачувальних станцій виготовлено з металевих листів з прошарком з азбестового картону і вони є складними просторовими виробами, що мають не тільки надійно поглинати шуми упродовж роботи турбоагрегата, а і ефективно захищати від вогню у випадку виникнення пожежі.

З метою поліпшення звукопоглинальних властивостей захисні панелі роблять багатошаровими [1], однак згідно із багатьма роботами [2–4] подальше підвищення рівня звукопоглинання криється у використанні явищ інтерференційно-хвильового характеру. Для авіації зазначена мета досягається тим, що захисні кожухи

виконують у вигляді стільникових комірок, в яких, наприклад, перетинки можуть мати форму зігнутої пластини [5]. Однак головним способом поліпшення шумопоглинальної здатності залишається перфорування внутрішнього елемента багатошарового екрана із утворенням комірок нерегулярної структури. Як правило, перфорація є масивом отворів невеликого діаметра (біля 1,2–2,0 мм), виконаних із кроком 10x10 мм по усій площині оболонки з внутрішнього боку. Отвори зазвичай виконують механічним способом — свердлуванням у ручному або автоматичному режимі. Оскільки захисні кожухи турбоагрегатів є виробами значних розмірів (понад 2–5 м), виконання отворів вбачається переважно ручним способом, що внаслідок незручності та малого розміру свердл робить операцію вкрай нетехнологічною і низькопродуктивною.

Існують певні напрацювання щодо використання для перфорування засобів гідроабразивної обробки. Так, в [6–7] показано, що гідроабразивний струмінь

високопродуктивно та якісно здійснює формування малих отворів методом копіювання, забезпечуючи при цьому задовільну якість обробки. У роботі [6] автор зазначає, що виконання отворів гідроабразивним струменем ефективно для однорідних матеріалів. Але, зважаючи на досить низьку потужність різання, циклічність обробки, а також постійну значну потужність (біля 35–40 кВт), яка витрачається гідроагрегатом для підтримки тиску в контурі високого тиску, очевидним постає низький к.к.д. пропонованого процесу.

Отже, аналіз роботи гідросистеми, явищ при формуванні струменя і пошук засобів і способів зниження непродуктивних втрат потужності є актуальною та важливою задачею, розв'язання якої дозволить більш активно впроваджувати даний метод обробки у виробництво та зробити процес прошивання енергоощадним.

Метою роботи є підвищення енергоефективності гідроабразивного прошивання отворів у тонколистових заготовках та стільникових конструкціях за рахунок нових технічних рішень засобів утворення струменя.

Результати дослідження

Проаналізуємо використовувану для реалізації гідроструминних технологій систему живлення. В переважній більшості випадків для гідроабразивних технологій обробки високоміцних матеріалів використовуються мультиплікаторні системи [8], які є найбільш простими та надійними засобами створення тиску понад 120 МПа із витратою 50–150 см³/с. Такі системи складаються із двох контурів: масляного контуру низького тиску (до 12,5–15,0 МПа) та водяного контуру високого тиску (до 400–600 МПа). На рисунку 1, а показано принципову схему конструкції гідромультиплікатора подвійної дії з автоматичним переключенням та роздільними контурами низького та високого тисків. Привод мультиплікатора здійснюється за допомогою силового гідроциліндра 1, поршень якого періодично переміщується в ту чи іншу сторону, в залежності від того, до якої порожнини надходить рідина від допоміжного насоса 3 (наприклад, шибєрного насоса з витратою 5–120 дм³/хв та тиском до 15,0 МПа). Наповнення робочою рідиною камер високого тиску забезпечується через два вхідних клапана 2, що виконуються вільно падаючими (без повертаючих пружин з обмежувачами ходу). Напірні клапани 4 мають іншу конструкцію, вони виконані з повертаючими пружинами та з обмеженням сили притискування. За допомогою штуцерів та трубопроводів мультиплікатор з'єднується з компенсатором пульсацій тиску (гідроаккумулятором) 11 та сопловим насадком 12 — робочим органом.

Робоча рідина — вода — очищується щільним фільтром 5, а заданий тиск на нижній ступені гідросистеми підтримується запобіжним клапаном 6 типу Г52-1 або БГ54-1. Для забезпечення реверсу силового привода використовується золотниковий розподільник 7

з гідрокеруванням. Кінематичний зв'язок важеля крана реверсування 8 зі штоком поршня робочого циліндра забезпечується за допомогою регульованих упорів, що визначають переміщення плунжера. Час затримки при реверсуванні визначається дроселями, що знаходяться у кришках золотникового розподільника 7 та жорсткістю пружин, змонтованих у плиті золотникового розподільника з електромагнітним керуванням, що виступає засобом керування першого каскаду. Відпрацювавши у силовому циліндрі, масло перетікає через дросель 9 типу Г55-2. Автоматичний регулятор дроселя стабілізує кількість подвійних переміщень гідромультиплікатора незалежно від ступеня навантаження. Гідросистема працює з постійним протитиском 0,8–1,2 МПа.

Плунжери 10 мультиплікатора з'єднані зі штоком за допомогою самоцентрувальних пристроїв, що дозволяють компенсувати геометричні похибки та похибки взаємного розташування поверхонь, що стикаються. Ущільнення плунжерів у камерах високого тиску здійснюється спеціальними фторолоновими ущільненнями. Таким чином, при роботі мультиплікаторної системи, незалежно від витрати води у контурі високого тиску через сопло 12, підтримуваний тиск масла призводить до роботи системи зі споживанням потужності

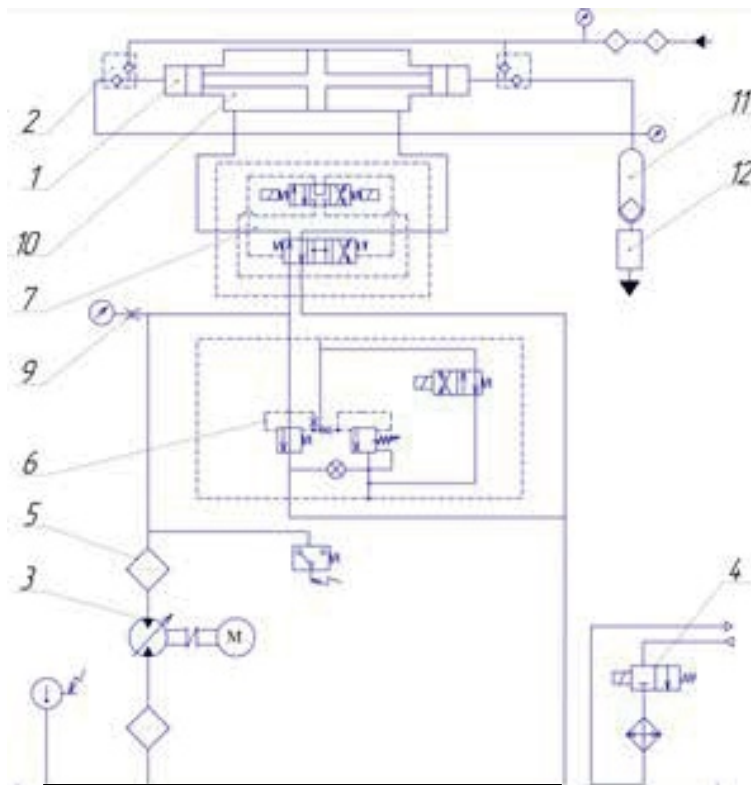
$$N_k = \frac{p_n Q_n}{60 \eta} \quad (1)$$

де p_n — робочий тиск першого ступеня, що створюється насосом у контурі низького тиску та визначається манометром 13, МПа, Q_n — витрата рідини, дм³/хв, η — загальний коефіцієнт корисної дії: $\eta = \eta_{06} \eta_m \eta_r \eta_{06}$ — об'ємний к.к.д., що враховує втрати на перебіг рідини у насосі, η_m — механічний к.к.д., враховуючий втрати на тертя, η_r — гідравлічний, що враховує гідравлічні втрати у насосі. Вважатимемо, що $\eta = 0,7-0,8$. Для розвантаження ланки низького тиску мультиплікаторів у деяких гідросистемах використовується додатковий клапан 15 (рисунк 1, б), встановлюваний у напірній магістралі головного насоса.

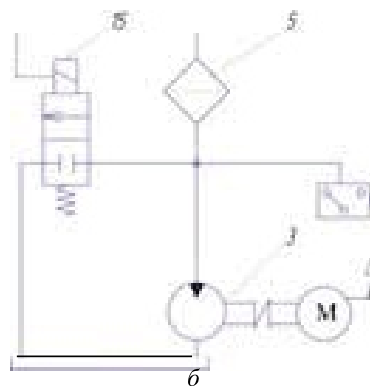
Оскільки тиск на виході мультиплікатора обумовлений співвідношенням активних площ поршня привода та плунжера, а також визначається спливанням рідини, обсягом заплунжерного простору, обсягом гідроаккумулятора, у першому наближенні становить $p_m = \eta_m p_n (D/d)^2$, η_m — механічний к.к.д. мультиплікатора, $\eta = 0,9-0,95$ [9], D, d — діаметри поршня та плунжера мультиплікатора, мм, p_n — тиск у порожнині поршня, МПа, струмінь [10] із соплового пристрою спливатиме зі швидкістю

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{2n}{n-1} \frac{b}{\rho_b} \left(\left[\frac{\rho_b \max}{b} + 1 \right]^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right)}$$

де ρ_{b0} — густина технологічної рідини при атмосферному тиску, $\rho_{b\max}$ — густина рідини при тиску у системі, b — ентродійна функція, n — показник адіабати.



а



б

Рисунок 1 – Принципова схема гідроблоку (а) та напірна ланка гідроблоку із клапаном розвантаження (б)

Після захоплення абразивних частинок, які надходять до змішувальної камери із витратою $M_a = f(t)$, усереднена швидкість двофазного потоку зменшиться і становитиме

$$v = \frac{\pi d_c^2 p_b}{2 \left(\frac{\pi d_c^2}{4} \sqrt{2 p_b \rho} + M_a \right)}, \quad (2)$$

де d_c – діаметр струменеформуючого (рідинного) сопла, причому ця швидкість безпосередньо обумовлюватиметься масовою витратою абразиву, що буде змінною, зважаючи на несталість процесу прошивання [7].

З урахуванням особливостей будови змішувальної камери, наявності дроселя в трубці підведення абразиву і того, що абразив подається у камеру за рахунок ежекції, що виникає при спливанні струменя, та спираючись

на рівняння Менделєєва–Клапейрона, масова витрата абразиву M_a визначатиметься

$$M_a = v_c F \rho_T \varepsilon = \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho_T + (1 - \varepsilon) \cdot \rho_B}} F \rho_T \varepsilon, \quad (3)$$

де ρ_T, ρ_B – густина твердих часток і стисненого повітря відповідно, індекси «Т» і «В» позначають належність до твердих частинок і повітря, ε – об'ємна частка твердих частинок в аеросуміші, $(1 - \varepsilon)$ – об'ємна частка повітря в аеросуміші, $\varepsilon \rho_T + (1 - \varepsilon) \cdot \rho_B = \rho$ – густина двофазного потоку, v_c – швидкість руху аеросуміші, F – площа трубки підведення.

Протягом прошивання отвору у заготовці товщиною h робота руйнування обумовлюється кінетичною енергією гідроабразивного струменя, яка становить

$$dK = \frac{(dm_z + dm_z)v^2}{2} \quad \text{або}$$

$$dK = (\rho v_{\max} f_c d\tau + M_a d\tau) \frac{v_b^2}{2} \quad (4)$$

Протягом часу $d\tau$ маса видаленого матеріалу густиною ρ_m з перетином різа f_v у вигляді кола діаметром, що відповідає діаметру зрізу калібрувальної трубки D_k , та довжиною d_h , становитиме

$$dm_m = \rho_m f_v dh = \frac{\rho_m \pi D_k^2}{4} dh = \frac{\rho_m \pi D_k^2}{4} v_z d\tau.$$

Нехай a — одинична робота руйнування, тоді $A = adm_m$ — робота, яку необхідно витратити на руйнування маси dm_m . Припустимо, що вся кінетична енергія витрачається на руйнування, $d_k = d_A$ та, відповідно,

$$(\rho v_{\max} f_c + M_a) \frac{v_b^2}{2} = \frac{\rho_m \pi D_k^2}{4} v_z a.$$

Робота на руйнування одиниці матеріалу при квазі-статичній швидкості занурення потоку в оброблювану заготовку становитиме

$$a = - \frac{2(\rho v_{\max} f_c + M_a) v_c^2}{\rho_m \pi D_k^2 v_z}. \quad (5)$$

Оскільки для прошивання отвору в заготовці товщиною h маса матеріалу m_m визначатиметься як

$$m_m = \frac{\rho_m \pi D_k^2}{4} h = \frac{\rho_m \pi D_k^2}{4} v_z \tau,$$

де τ — час прошивання, витрачена робота становитиме

$$A = - \frac{2(\rho v_{\max} f_c + M_a) v_c^2}{\rho_m \pi D_k^2 v_z} m_m. \quad (6)$$

Таким чином, очікувана потужність струминно-абразивного прошивання отворів визначатиметься рівнянням

$$N_r = \frac{h}{4\tau} \rho_m \pi D_k^2. \quad (7)$$

Втрати потужності в струминно-абразивному обладнанні є істотними і такими, що обумовлюються не тільки багаторазовими перетвореннями енергії в системі, а і ефективністю струменя виконувати кероване гідроруйнування поверхні. Насправді підведена енергія E_e перетворюється у механічну роботу обертання валу гідронасосу першої ступені M_d , а далі — на потенціальну енергію стисненої рідини E_{p1} , надалі йде нове перетворення E_{p1} у механічну роботу руху плунжерів мультиплікатора M_m , після чого стиснена рідина володіє потенціальною

енергією, але вже у контурі високого тиску E_{p1} . При проходженні рідини крізь сопло, відбувається наступне перетворення потенціальної енергії у кінетичну K_c , з захопленням абразивних зерен і частковою втратою, і нарешті — в корисну роботу руйнування матеріалу. Кожне з таких перетворень супроводжується різними втратами енергії, інколи досить значними. Таким чином, загальна схема енергетичних перетворень може бути записана наступним чином

$$E_e \rightarrow M_d \rightarrow E_{p1} \rightarrow M_m \rightarrow E_{p1} \rightarrow K_c \rightarrow R.$$

Баланс потужності системи буде представлено у вигляді

$$N_d - N_e - N_{m1} - N_{g1} - N_{m2} - N_{g2} - N_c - N_k = N_r, \quad (8)$$

де N_p , N_r — підведена потужність та потужність різання відповідно, N_e — втрати енергії у електричному контурі, N_{m1} , N_{m2} — механічні втрати потужності в насосі та в мультиплікаторах, відповідно, N_{g1} , N_{g2} — гідравлічні втрати потужності у контурах низького тиску та високого тиску відповідно, N_c — втрати потужності в сопловому насадку і в системі змішування абразиву, N_r — корисна потужність різання.

Корисну потужність різання можна визначити за (8) або експериментально. Оскільки потужність різання визначається добутком сили різання P_z і швидкості руху різального зерна v_a , а рух останнього експериментально встановити практично неможливо, для визначення потужності виходили із наступних міркувань. Теоретична сила впливу гідроабразивного потоку на оброблювану поверхню становить

$$R = \left[p_0(t) + \frac{\rho(v_0 \pm \bar{w})^2}{2} \right] f_0 = \rho Q_0(t) = \quad (9)$$

$$= p_0(t) \frac{\pi D_k^2}{2} \left[1 - \frac{1}{100 \frac{\rho_m}{\rho} \left(\frac{v_{cmp}(t)}{v_0} \right)^2} \right],$$

де ρ_m , ρ — густина струменя і середовища відповідно.

Однак оскільки частинки в потоці не зв'язані між собою, вони можуть виконувати роботу руйнування, а можуть просто обтікати перепону, якщо опір руйнуванню матеріалу перевищує різальну здатність частинок. Тому для визначення потужності гідроабразивного різання скористуємося еквівалентною швидкістю руху частинки, яка відповідає випадку виконання одиничного скрайбу поверхні обробки. Тоді, рухаючись зі швидкістю v_a , абразивна частинка виконує скрайб, при русі вздовж якого частинка повністю втрачає імпульс сили, тобто $v_a \rightarrow 0$. При цьому відомо, що швидкість частинки пов'язана із довжиною і глибиною скрайбу емпіричними залежностями, запропонованими [13]: глибина лунки δ_n та її довжина δ_a у функції параметрів процесу обробки визначиться рівняннями

$$\delta_n = \frac{mv_n^2}{2} \frac{Ra}{k_n z_n HB},$$

де m — маса абразивних частинок, v_n, v_a — нормальна та тангенційна складові швидкості удару частки з оброблюваною поверхнею, Ra, HB, δ_b — параметри шорсткості, твердості та міцності поверхні, z_n — зернистість абразивних часток, T_p — постійна, що враховує інерційність процесу мікрорізання, k_n, k_a — постійні коефіцієнти. За умови, що струмінь спливає на поверхню перпендикулярно, розрахункове значення швидкості руху частинок біля поверхні становить

$$v_z = \sqrt{\frac{1}{m} \left(2\delta_n + \frac{k_n T_p^2 \sigma_z Ra}{m z_n} \right) k_a \sigma_z Ra} \quad (10)$$

У наведеному рівнянні усі параметри є відомими, окрім δ_n , що визначається за мікрофотографіями при електронно-мікроскопічному аналізі поверхні після гідроабразивного різання. Тоді, встановивши довжину штриху на поверхні різання, можна встановити еквівалентну (усереднену) швидкість руху частинок, що і визначатиме потужність процесу.

Для зняття діаграми навантаження оброблюваної заготовки гідроабразивним струменем скористались засобами автоматичної фіксації вимірів, побудованими на основі АЦП, з'єднаної з комп'ютером [12]. Вимірюючи тиск рідини в контурі низького та високого тиску, а також визначаючи швидкість руху поршня мультиплікатора та витрату рідини через сопло, неважко визначити потужність у відповідних контурах та встановити втрати потужності за наступним рівнянням

$$N_1 = N_e - (N_{m1} + N_{g1}), \quad (11)$$

де N_1 — потужність в контурі низького тиску, тиск p_1 в якому встановлюється налагодженням клапана 6 та контролюється манометром 13 (рисунок 1), витрата рідини визначається швидкістю руху поршня мультиплікатора,

$$N_1 = p_1 \frac{\pi D^2 l}{4\tau}, \quad D — \text{діаметр поршня мультиплікатора, м,}$$

l — довжина ходу, м, τ — час, с. Відповідно потужність у контурі високого тиску визначиться як

$$N_1 = N_1 - (N_{m2} + N_{g2}) \quad (12)$$

При цьому N_{11} — визначається аналогічно, але при умові контролю тиску p_2 в контурі високого тиску за манометром 14 (рисунок 1) і витрати q_b , що витікає із трубки, визначеною мірною пляшкою, тобто $N_1 = p_2 q_b$. Виміри здійснюються без змішувальної камери. Нарешті, потужність різання встановлюється за (9) і визначає втрати потужності як

$$N_r = N_1 - (N_c + N_k). \quad (13)$$

Оскільки гідроструминне перфорування не є процесом, що відбувається квазіусталено, важливим є циклограма виконання перфорації. Вважаємо, що струмінь рідини формує отвір методом копіювання, тобто

прошивання відбувається при нерухомій струминній головці, а у подальшому течія рідини припиняється і головку позиціонують на новій точці.

Таким чином, можливі два варіанти витрачання потужності головним приводом гідроабразивного верстага: із постійним ввімкненням (рисунок 2, крива А) та із циклічним вимиканням (рисунок 2, крива В). Варіант роботи привода залежить від часу розгону T_B часу позиціонування T_p та тривалості корисної роботи T_r .

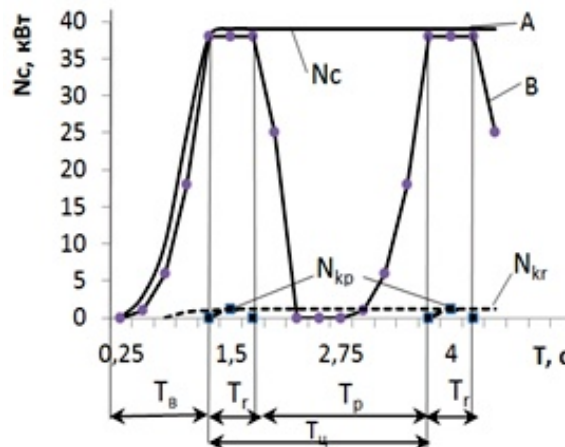


Рисунок 2 — Циклограма роботи джерела живлення при прошиванні отворів

Тоді коефіцієнт ефективності використання споживаної потужності при гідроабразивному прошиванні отворів визначиться співвідношенням енергетичних витрат на виконання корисної роботи до спожитої електричної енергії:

$$k_e = \frac{\sum N_r \tau_r}{N_e T}, \quad (14)$$

де T — час роботи обладнання. При цьому вважаємо що верстагу властива циклічність у роботі з часом T_c , нестаціонарними процесами при реверсі циліндра мультиплікатора нехтуємо, а налагодження на робочий тиск здійснюється клапаном у контурі низького тиску.

Для проведення експериментальних досліджень використовували атестовані прилади та засоби визначення електротехнічних параметрів, мірний посуд, зразкові манометри класу МТК 1076 з межею виміру 15,0 МПа та 350,0 МПа, масу води та водно-абразивної суміші визначали на аналітичних вагах AXIS BTU 210.

Навантаження дослідних зразків визначали електронним динамометром ЕЛНА серія ЕД5000/2-2М. Для визначення динаміки розвитку вирви руйнування використовували растровий електронний мікроскоп РЕМ-160 И, виміри здійснювали електронними засобами із точністю 1,0–5,0 мкм. Досліди виконували на обладнанні ГАР-400-5, з номінальним робочим тиском 300 МПа та потужністю головного привода 40 кВт.

Виміри контрольованих величин дозволили побудувати діаграми зміни силового навантаження із плином часу, отримати дані для визначення втрат потужності в елементах гідросистеми, та встановити ефективність перфорування листових заготовок товщиною 1,5–20 мм із алюмінієвого сплаву АМГ та Сталі 40Х (рисунок 3).

Аналіз діаграми навантаження дослідних зразків із зазначених матеріалів показав, що термін прошивання отворів в обох випадках не перевищував 0,5 с. Це обумовлюється тим, що товщина матеріалу незначна, а опір гідроабразивному руйнуванню досить низький.

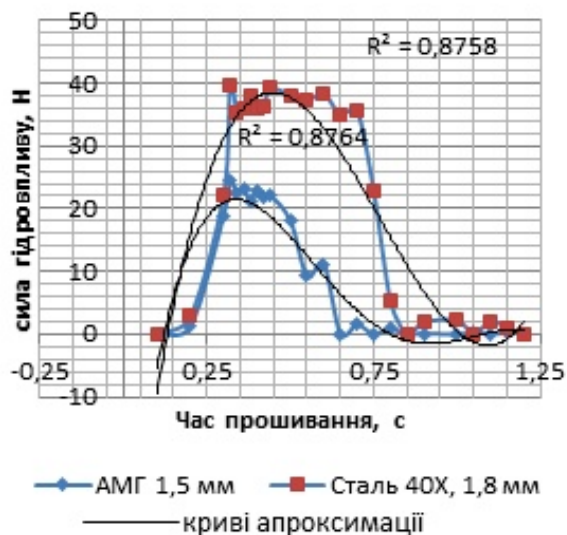


Рисунок 3 — Діаграма зміни зусиль при прошиванні тестових заготовок та криві апроксимації зміни сили гідровпливу

Електронно-мікроскопічне дослідження зразків свідчить, що розвиток вирви руйнування відбувався без істотних похибок форми, а також відповідав діаметру зрізу калібрувальної трубки.

Обчислення за (11)–(13) значення потужності зведено до таблиці, з якої видно, що втрати на I та II ступенях мультиплікатора у цілому відповідають відомим даним, а також к.к.д. подібних мультиплікаторних систем.

Обчислення потужності струминного потоку, що пройшов крізь змішувальну камеру і втратив швидкість до величини, встановленій по (2), маючи при цьому витрату,

що визначається як $q = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho} p_b}$, де μ — коефіцієнт

витрати сопла, f — його площа, показує, що втрати енергії вже є суттєвими.

Аналіз топографії поверхні довів (рисунок 4), що структура поверхні суттєво відрізняється на фронті гідрорізання та на периферії, яка є поверхнею отвору. В середньому довжина штрихів на донці становить 12–18 мкм, що відповідає еквівалентній швидкості частинки біля поверхні у межах 32–36 м/с. Отже, корисна потужність обробки становить у середньому 1200 Вт, що свідчить

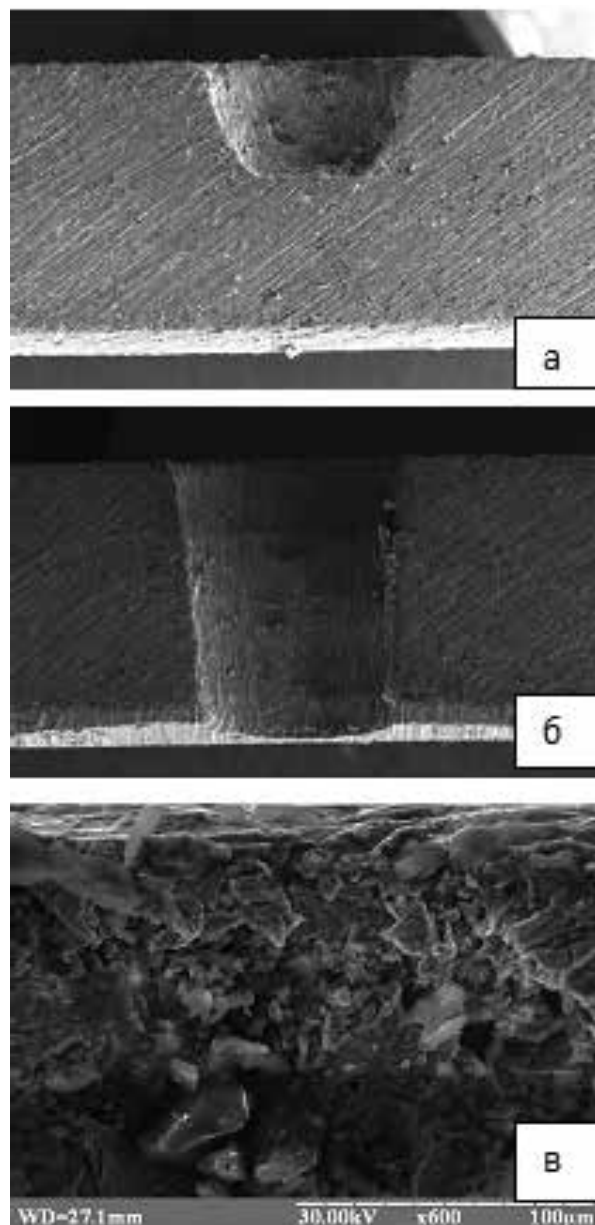


Рисунок 4 — Мікроелектронна фотографія перетину різа при прошиванні отвору (а, б) та структура поверхні (в)

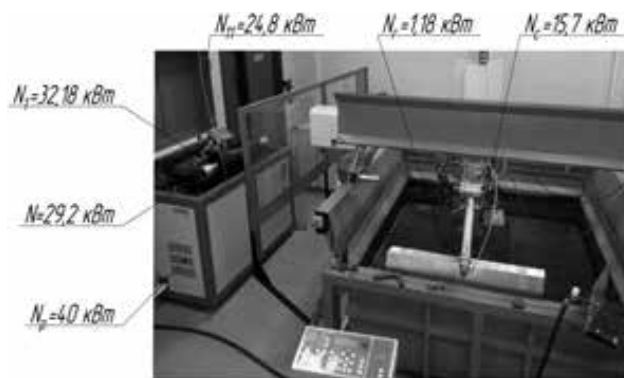


Рисунок 5 — Фотографія гідрорізного верстата ЛСК-5-400 з позначенням залишку корисної потужності на окремих ланках

Таблиця 1 – Втрата потужності в контурах мультиплікаторної гідросистеми та корисна потужність гідрорізання (тиск налагодження у I контурі – 12,5 МПа, у II контурі – 260 МПа)

Елементи	Розрахункова потужність в елементах, кВт	Виміряна потужність, кВт	Втрати потужності, кВт
1	Приводний двигун, $N_p=40,0$	$N_p=36,9$	
2	Гідросистема I контуру $N_1=32,18$	$N_1=30,23$	6,67 – нагрівання в приводі і гідробаці
3	Мультиплікатор	29,2	1,03
4	Гідросистема високого тиску $N_{11}=24,8$	$N_{11}=23,54$	5,66 нагрівання гідротрубопроводі в високого тиску, перетікання рідини
5	Потужність струменя $N_c=15,7$	$N_c=13,27$	10,27 – втрати на нагрівання
6	Потужність різання $N_r=1,18$	$N_r=1,18$ кВт	12,9 - втрати на стікання струменя і нагрівання
Загальні втрати потужності, кВт			35,72

про найбільші втрати потужності саме у зоні струминного різання.

Оскільки при прошиванні отвору важливу роль відіграє вода, що вільно не надходить із зони різання, для більш точного визначення потужності необхідні додаткові дослідження.

Хронометраж позиціонування струминної головки, спрацювання клапана відсікання струменя та його наступного перекриття після здійснення прошивання свідчить, що $T_u > T_p$, $T_r = 0,15$ с, $T_u = 2,6$ с. Іншими словами, гідрорізна головка працює циклічно, що при порівнянні потужності споживання електроенергії та потужності, використаної на виконання корисної роботи, призводить до надмірних енергетичних втрат. Тоді для масиву отворів розрахунковий за (13) коефіцієнт при роботі по схемі із безперервним увімкненням насоса низького тиску становитиме $k_{e1} = 2,26 \cdot 10^{-3}$.

Якщо здійснювати вимкнення насоса кожного разу при орієнтуванні головки, а потім враховувати час на розгін і досягнення потрібного тиску, то коефіцієнт зросте і становитиме $k_{e2} = 4,72 \cdot 10^{-3}$.

Однак максимального значення, що визначається співвідношенням корисної потужності різання до

споживаної потужності, можна досягти, якщо термін циклу відповідатиме терміну корисної роботи. При цьому $k_{e\max} = 2,7 \cdot 10^{-2}$.

Зменшення часу на розгін головного двигуна та вихід системи на робоче навантаження можливе і за рахунок введення до гідросистеми засобів автоматичного розвантаження насоса із електромагнітним керуванням, узгодженим із клапаном переривання потоку, відповідно до рисунку 1, б.

Це дає змогу знизити термін T_p (рисунок 3) за рахунок використання гідравлічного розвантаження, при якому споживана потужність падає практично до рівня холостого ходу електродвигуна. Тоді $k_{e3} = 8,36 \cdot 10^{-3}$.

Якщо проаналізувати дані таблиці 1 та рисунку 5 стає очевидним, що значні втрати потужності у мультиплікаторі та струминному пристрої залежать від якості ущільнень, якості профілювання соплового насадку тощо. Однак порівняння коефіцієнтів спожитої потужності свідчить, що суттєве підвищення енергоефективності залежить від відповідного коригування умов роботи головного привода — блоку високого тиску. Тоді наявність ланки розвантаження першого ступеня мультиплікатора є обов'язковим (рисунок 1, б).

Таким чином, керування приводом у контурі низького тиску може суттєво впливати на енергоефективність функціонування системи у цілому. Отже, зниження енерговитрат при гідроабразивному перфоруванні шумозахисних панелей турбоагрегатів повинно забезпечуватися новими технічними рішеннями у контурі живлення низького тиску.

Висновки

У результаті проведених досліджень встановлено втрати робочої потужності у головному приводі гідроабразивного верстата та показано, що такі втрати можуть бути значними і сягати 80–90%. Показано, що при прошиванні масиву отворів гідроабразивним струменем методом копіювання втрати споживаної потужності ще більш зростають, оскільки основний термін операції набагато менший за час на орієнтацію струминної головки та спрацювання систем переривання струменя.

Для оцінки ефективності технічних рішень із удосконалення гідрорізної системи запропоновано використовувати коефіцієнт ефективності використання споживаної потужності, значення якого обумовлюється умовами перфорування.

Складено баланс потужності та детально проаналізовано причини і місця енергетичних втрат гідрорізного обладнання. Проведено випробування серійної гідрорізної машини і показано, що існуючі технічні рішення не можуть бути використані для перфорування листових заготовок. Так, розглядаючи головний привод існуючого обладнання, зроблено висновок, що зміна режиму роботи гідроблока шляхом короткочасного вмикання–вимикання приводного електродвигуна, або введення до

схеми додаткового розвантажувального клапана дозволяє підвищити коефіцієнт ефективності використання споживаної потужності та знизити енергетичні втрати.

Однак істотного підвищення енергоефективності обробки можна досягти, використовуючи насос із залежного регульованою подачею, сполучений із гідроакумулятором у контурі низького тиску, циклічність роботи якого узгоджена із допоміжним часом технологічного процесу.

Література

1. Шманев, В.А. Струйная гидроабразивная обработка деталей ГТД. — М.: Машиностроение. — 1995. — 144 с.
2. Беседин, С.Н. Разработка и создание нового класса автономных энергетических установок малой мощности для объектов магистральных газопроводов / С.Н. Беседин, В.А. Рассохин, Л.Л. Плаксин, Н.А. Забелин, И.С. Харисов // Наука и техника в газовой промышленности. — 2010. — № 4. — С. 99.
3. Шумоглушитель преимущественно для авиационных двигателей и складчатые ячейки как звукопоглощающий элемент // патент RU2392462 авт. Пайпер Александер (DE), Майер Рудольф (DE) (73) Патентообладатель(и): ЭРБУС САС (FR)
4. Wang, J. Abrasive Water Jet machining of engineering materials // Trans Tech Publications, Uetikon, Zuerich. — 2003.
5. Шумопоглощающая панель // патент РФ №2106021, кл. G 10 к 11/16 авт. Максименков В.И. и др. — 2007 г.
6. Salenko, A., Docenko, V., Mana, A., Dudyuk, V., Pilipenko, N. (2009). The application of energetic approach for analysis of form-building at hydroabrasive engraving. Journal of the Technical University of Gabrovo, no. 37, pp. 22—25.
7. Мана, О.М. Запобігання деструкції композитних матеріалів при виконанні операцій струминно-абразивного прошивання малих отворів / О.М. Мана // Промислова гідравліка і пневматика. — 2012. — № 3(37). — С. 107—118.
8. Иванов, Г.М. Оборудование для водоструйного резания / Иванов Г.М., Свешников В.К., Б.И. Черкасов // СТИН, 2000. — №4. — С. 28—32.
9. Bridgman, P. The Physics of High Pressure, First edition, Dover Publications, Inc., New York, 1970.
10. Mendi, Z. Modelling of Abrasive Water Jet turning / Z. Mendi, Z. Imam // Australian Journal of Basic and Applied Sciences. — 2011. - №5(8). — p. 70-79.
11. Vijay M.M. Pulsed jets: fundamentals and applications. — Proc. of the 5th Pacific rim International Conference on Water Jet Technology. New Delhi, India, February 3-5, 1998. — P. 610—627.
12. Salenko A., Kholodnyi V., Gabuzian G. Removal of the defective layer and stresses hubs during of rolled thin sheet specimens of metal cellular panel / Journal of the Technical University of Gabrovo. — vol. 52. — 2015. — p.78-88.

References

1. Shmanev, V.A. Struynaya gidroabrazivnaya obrabotka detaley GTD / V.A. Shmanev. — M.: Mashinostroenie, 1995. — s. 144.
2. Besedin, S.N. Razrabotka i sozdanie novogo klassa avtonomnykh energeticheskikh ustanovok maloy moshchnosti dlya ob'ektov magistralnykh gazoprovodov // S. N. Besedin, V.A. Rassokhin, L.L. Plaksin, N.A. Zabelin, I. S. Kharisov // Nauka i tekhnika v gazovoy promyshlennosti. — 2010. — №4. — S. 99.
3. Piffer, A., Mayer, R. Patent. Russia, MPK F02 C7/045. Shumoglushitel preimushchestvenno dlya aviatsionnykh dvigateley i skladchatye yacheyki kak zvukopogloshchayushchiy element (Russia), DerzhNDIHP, no. 2392462, Declared 28.10.05, Published 10.12.08, Bull. no. 17
4. Wang, J. Abrasive Water Jet machining of engineering materials. Trans Tech Publications, 2003, Uetikon, Zuerich.
5. Maksimenkov, V.I., Tarasov, V.A., Doroshkov, V.P. Patent. Russia, MPK G10 K11/16. Zvukopogloshchayushchaya panel (Russia), DerzhNDIHP, no. 2249258, Declared 27.03.03, Published 27.03.05, Bull. no. 9.
6. Salenko, A. The application of energetic approach for analysis of form-building at waterjet engraving / A. Salenko, V. Docenko, A. Mana, V. Dudyuk, N. Pilipenko // Journal of the Technical University of Gabrovo. № 37. — Gabrovo, 2009. — S. 22—25.
7. Mana, O. M. Preventing the degradation of composite materials during the performing jet-abrasive drilling small holes / O.M. Mana // Promislova gidravlika i pnevmatika. № 3(37). — Vinnitsya, 2012. — S. 107—118.
8. Ivanov, G.M. Oborudovanie dlya vodostruynogo rezaniya / G.M. Ivanov, V.K. Sveshnikov, B.I. Cherkasov // STIN, № 4. — M., 2000. — S. 28—32.
9. Bridgman, P. The Physics of High Pressure, First edition, Dover Publications, Inc., New York, 1970.
10. Mendi, Z. Modelling of Abrasive Water Jet turning / Z. Mendi, Z. Imam // Australian Journal of Basic and Applied Sciences. №5(8). — 2011. — S. 70—79.
11. Vijay, M.M. Pulsed jets: fundamentals and applications. — Proc. of the 5th Pacific rim International Conference on Water Jet Technology. New Delhi, India, February 3—5, 1998. — S. 610—627.
12. Salenko, A. Removal of the defective layer and stresses hubs during of rolled thin sheet specimens of metal cellular panel / A. Salenko, V. Kholodnyi, G. Gabuzian // Journal of the Technical University of Gabrovo. №. 52. — Gabrovo, 2015. — S. 78—88.

Надійшла 5.11.2016 року

УДК 621.924.93

Энергетическая эффективность гидроабразивного перфорирования листовых заготовок и пути ее повышения

**А.Ф.Саленко,
Ю.А. Павлюченко,
М.С. Хорольская**

Представлены результаты исследований энергоэффективности процессов гидроабразивного проширения отверстий методом копирования и показано, что использование традиционных средств для данной технологии является крайне энергетически неэффективным. Отмечается, что потери мощности обуславливаются тем, что в гидросистеме происходят многократные превращения энергии, в результате которых механическая работа электропривода переходит в кинетическую энергию течения струи. Однако излишние потери мощности обуславливаются цикличностью выполнения отверстий, так как время на позиционирование и срабатывание систем автоматики струи намного больше времени операционного (которое для случая перфорирования защитных экранов турбоагрегатов не превышает 0,5 с). Приведен анализ работы типового гидроблока гидрорезного станка, приведены результаты измерений потерь мощности в отдельных контурах. Предложено определять энергоэффективность процесса соответствующим коэффициентом, учитывающим не только энергетические параметры, а и цикличность работы устройства. Предложен принцип работы гидросистемы, в которой потери энергии будут сведены к минимуму за счет соответствующего принципа управления главным насосом.

Ключевые слова: гидроабразивное резание, перфорирование, мощность, энергоэффективность.

UDC 621.924.93

Energy efficiency waterjet punching of sheet blanks and ways of its improvement

**O. Salenko,
Yu. Pavlyuchenko,
M. Khorolska**

As a result of studies found the loss of working capability in the main drive waterjet machine and shows that such losses can be significant and reach 80-90%. It is shown that when the array insertion holes waterjet stream by copying losing power consumption increases even more because most of the time the operation is much smaller in time for jet head orientation and interrupt operation of the jet. To assess the effectiveness of technical solutions to improving waterjet system to use the proposed use-effectiveness ratio power consumption whose value caused conditions of drilling. Considering main drive existing equipment, may concluded that regime change of hydraulic through short on-off when water motor, or the introduction of the scheme optional discharge valve preallows to increase the coefficient of efficiency of power consumption and reduce energy losses. However a substantial increase processing efficiency can be achieved using the pump with the dependent variable supply connected in circuit with accumulator, low pressure, cyclic recurrence of whom agreed with auxiliary time process. First established balance of power losses in the hydraulic system and shown that significant increase energy efficiency can be achieved by efficient control algorithm main hydraulic drive. We have compiled balance of power and analyzed in detail the causes of energy loss and places waterjet equipment. Tested serial waterjet machines shown that existing technical solutions can not be used for punching sheet workpieces.

Keywords: abrasive waterjet cutting, drilling, power, energy efficiency.