ISSN 2079 – 1747

6

Міністерство освіти і науки України
Українська інженерно-педагогічна академія

Машинобудування

Машиностроение

Engineering

Піднімально-транспортні машини
Динаміка та міцність машин
Верстати та інструменти
Технологія машинобудування
Економіка та управління машинобудівними підприємствами

Lifting-and-shifting machines
Dynamics and strength of machines
Machine-tools and instruments
Engineering technology
Economics and management of engineering operations

Збірник наукових праць

Видається 2 рази на рік

Видається з грудня 2007 р.

УПА

2010
Харків

Піднімально-транспортні машини…….

Сичов Ю.І., Лях Б.Г., Неко В.І., Ісьєміні І.І., Самчук В.В.
Дослідження конструкції тупикового упору……

Динаміка та міцність машин…….

Иванов В.Н., Седов И.Б., Иванов А.В.
О причинах и уроках аварии, произошедшей на Саяно-Шушенской ГЭС 17.08.2009……..

Оболенская Т.А., Евсюкова Л.А., Лазаренко В.И., Середа Н.В.
Расчёт трубопроводов на прочность…….

Нестеров А.П., Осипова Т.Н.
Колебательные процессы в линии передачи барабанного шахтного подъемника……...

Верстати та інструменти……

Коваленко В.М., Тарасюк А.П.
Підвищення ефективності вібраційного різання волокнистих полімерних композитів…….....

Маршуба В.П., Чернякова О.В.
Основні напрямки підвищення точності та продуктивності глибокого свердлення спіральними свердлами……..

Мельниченко А. О., Кондратюк О. Л., Скоркін А. О.
Технологічний процес формоутворення різьби методом штампування……

Емец Н.В., Ищенко Г.И., Ищенко М.Г.
Исследование точности фрезерования профиля лопаток паровых турбин».

Холод А.В., Тарасюк А.П.
Исследование процесса обрабатываемости наноструктурных материалов с применением твердых СОТС…….

Технологія машинобудування……

Басова А.Г., Гордеев А.С.
Использование хромистых сталей при восстановлении деталей полиграфических машин……

Кравцов М.К., Акімов О.В., Акімов В.Т., Любов А.В.
Уточнений розрахунок міцності підшипників кочення при індукційно-тепловому складанні підшипникових вузлів ……

Мовшович А.Я., Резниченко Н.К., Ищенко Г.И., Агорков В.В.
Оценка надежности универсально-сборных штампов в условиях дискретно-нестабильных программ выпуска изделий……

Оболенская Т.А., Евсюкова Л.А., Лазаренко В.И., Середа Н.В.
Основные свойства сталей, применяемых для энергетических трубопроводов…….

Резниченко Н.К., Дубовец А.Н.
Методы совершенствования чувствительных элементов весовых плотномеров…….

Ищенко М.Г., Мовшович А.Я.
Перспективные направления развития универсально-сборной, переналаживаемой технологической оснастки в современных условиях….

Економіка та управляння машинобудівними підприємствами.....

Вихристюк М.О., Мамченко В.Г.
Взаємозв'язок кадрової політики і стратегії розвитку машинобудівного підприємства…….

Дуднєва Ю.Е.
Управління іміджем машинобудівного підприємства…….

Лагутцев А.Р., Кір'ян О.І.
Проблеми оптимізації планування на машинобудівних підприємствах……

Ламнауэр Н.Ю.
Обобщенный показатель качества изделия……..

Юхнов Б.Ю., Яшинов О.Л.
Інноваційна інфраструктура та проблеми її розвитку в машинобудівній галузі…….

До уваги авторів……...

УДК 621.873

©Сичов Ю.І., Лях Б.Г., Неко В.І., Ісьєміні І.І., Самчук В.В.

ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТУПИКОВОГО УПОРУ

1. Актуальність

Експлуатація вантажопідіймальної техніки пов’язана з підвищеною аварійністю і травматизмом. Незважаючи на прийняті заходи для збільшення безпеки експлуатації, кількість техногенних аварій, пов’язаних з вантажопідіймальними кранами, не скорочується. Підтвердженням цьому є численні публікації про резонансні аварії, які за статистичними даними відбуваються через низьку надійність захисної системи кранів у тупикових ділянках рейкового шляху та головним чином від фізично і морально застарілих як методу так і пристроїв зупинки, що всупереч усьому продовжують експлуатувати у вітчизняній промисловості.

2. Постановка проблеми

Основне призначення тупикових упорів – надійне забезпечення гасіння залишкової швидкості крана та запобігання його сходу з рейок в аварійних ситуаціях, тому тупикові упори повинні розглядатися як складова і невід’ємна частина системи «тупиковий упор – вантажопідіймальний кран».

В даний час для аварійної зупинки вантажопідіймальних кранів використовують тупикові упори трьох основних типів: ударні (з дерев’яними, гумовими, пружинними, пружинно-фрикційними, гідравлічними і комбінованими буферами), безударні (гравітаційні і фрикційно-гравітаційні) та тупикові упори комбінованого типу, які використовують в залежності від типу та конструкції вантажопідіймального крана.

Незважаючи на те, що існує велика різноманітність складних та простих за конструкцією упорів, аварійність вантажопідіймальних кранів у тупикових ділянках шляху залишається відносно високою через ненадійні конструкції захисних систем та низьку їх можливість гасіння кінетичної енергії.

3. Постановка завдання

Безаварійний рух крана можна представити у вигляді графіка (рис. 1), де ділянка 1 – шлях розгону крана; 2 – шлях сталого руху; 3 – шлях гальмування.

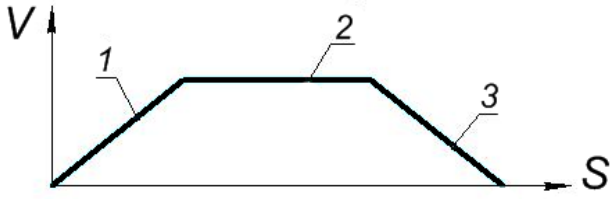


Рис. 1 – Графік безпечного руху вантажопідіймального крана

Захисна система повинна забезпечувати плавну зупинку таким чином, щоб уникнути руйнівної дії кінетичної енергії крана, що рухається. А у випадку аварійної ситуації плавно поглинути швидкість крана, уникнувши удару.

Рух вантажопідіймального крана при аварійному наїзді на ударний тупиковий упор можна показати у вигляді графіка (рис. 2), де 1 – шлях розгону крана, 2 – шлях сталого руху, 3 – шлях гальмування.

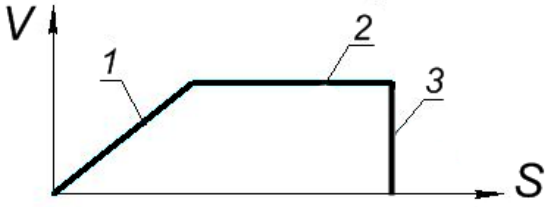


Рис. 2 – Графік аварійного руху вантажопідіймального крана

З цього графіка видно, що основним недоліком ударного тупикового упору є різке гасіння кінетичної енергії крана, що призводить до удару і великих динамічних навантажень на металоконструкцію крана і на тупиковий упор.

Отже, є очевидним, що має сенс дослідження, розробка та подальше створення захисних систем з ударними тупиковими упорами, які б мали високу енергопоглинаючу властивість для ефективного гальмування вантажопідіймальних кранів.

4. Аналіз останніх досліджень і публікацій

У дійсний час при дослідженні різних типів і конструкцій тупикових упорів і в опублікованих роботах, на наш погляд, насамперед розглядаються багатопозиційні системи зупинки вантажопідіймальних кранів, при цьому зовсім недостатньо приділяється уваги удосконаленню ударних тупикових упорів.

5. Основний матеріал

Поставлене завдання пов'язане з теорією удару.

Як відомо, ударом називається особливий вид взаємодії системи матеріальних точок, при якій за малий проміжок часу τ, що називається тривалістю удару, кількість руху точок системи отримує скінченні прирости. Сили, за дії яких відбувається удар, називаються миттєвими або ударними силами. Позначимо їх через $\overline{F}_{уд}$.

При дослідженні удару гіпотеза про абсолютну твердість тіла не має місця. Під час удару основну роль відіграє фізична природа тіл. Оскільки ударні сили дуже великі й за час удару змінюються в значних межах, то в теорії удару за міру взаємодії тіл розглядаються не самі ударні сили, а їх імпульси. Ударний імпульс є величиною скінченною

$$\overline{S}_{уд} = \int_{t_0}^{t_0+\tau} \overline{F}_{уд} dt, \tag{1}$$

де τ – тривалість удару;

t_0 – початковий момент часу. Під час зіткнення твердих тіл τ має порядок $10^{-3}...10^{-4}$ с.

Імпульсами неударних сил, тобто звичайних сил (наприклад, сили ваги, сили опору тощо), при ударі нехтують, тому що за час удару τ вони створюють дуже малі імпульси. У зв'язку з цим у подальших розрахунках ударний імпульс будемо позначати символом S (оскільки неударні сили до уваги не беруться).

Будемо далі позначати швидкість точки на початку удару $\overline{v}$, а швидкість в кінці удару $\overline{u}$. Тоді теорема про зміну кількості руху точки при ударі набуде вигляду

$$m(\overline{u} - \overline{v}) = \sum \overline{S}_k, \tag{2}$$

де $\sum \overline{S}_k$ – сума ударних імпульсів, що діють на точку.

Теорема про зміну кількості руху системи при ударі записується так:

$$\overline{Q}_1 - \overline{Q}_0 = \sum \overline{S}_k^e, \tag{3}$$

де $\sum \overline{S}_k^e$ – сума всіх зовнішніх ударних імпульсів, що діють на систему.

У проекціях на будь-яку координатну вісь *x* рівняння (3) дає:

$$Q_{1x} - Q_{0x} = \sum S_{kx}^e. \tag{4}$$

Як показує досвід, швидкості тіл, що стикаються, після удару менші, ніж до удару. Ньютон увів гіпотезу про те, що відношення модуля проекції на нормаль до поверхні в точці удару відносної швидкості після удару u_n до її значення до удару v_n є деяка фізична стала, що залежить від природи тіл, які стикаються, але не залежить від значень відносної

швидкості та мас цих тіл. Цю сталу, яку позначимо через k, називають коефіцієнтом відновлення. Якщо $k=0$, то удар називають абсолютно непружним або пластичним. Якщо $k=1$, то удар називають абсолютно пружним. Якщо k – правильний дріб, тобто $0<k<1$, то удар називається не зовсім пружним.

Отже,

$$k=\left|\frac{u_n}{v_n}\right|,\ 0\le k\le 1. \tag{5}$$

При прямому ударі тіла об нерухому перешкоду коефіцієнт відновлення k дорівнює відношенню модуля швидкості тіла в кінці удару до модуля швидкості на початку удару:

$$k=\left|\frac{u}{v}\right|. \tag{6}$$

Значення коефіцієнта відновлення для різних тіл визначається дослідним шляхом. За даними експериментів при зміні швидкості $\bar{v}$ не в дуже великих границях величина k залежить тільки від матеріалу тіл, що співударяються.

Розглянемо окремі випадки реалізації аварійного гальмування вантажопідіймального крана, коли має місце так званий прямий удар.

Перший варіант. Кран стикається з перешкодою, виконаною у вигляді бруса (рис. 3). Складемо рівняння (4), маючи на увазі, що $\bar{Q}_0=M\cdot\bar{\upsilon}$, а $\bar{Q}_1=M\cdot\bar{u}$, а також $u_x=u$, $\upsilon_x=-\upsilon$, $S_x=S$, $M(u+\upsilon)=S$.

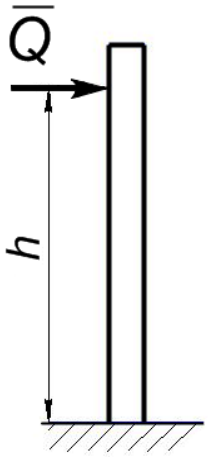


Рис. 3 – Схема ударного тупикового упору

Друге рівняння, яке необхідне для розв'язання задачі, дає рівність (6): $u=k\upsilon$. Тоді вираз для обчислення імпульсу удару буде таким:

$$S=M\upsilon(1+k)=\frac{P}{g}\upsilon(1+k), \tag{7}$$

де P – вага крана.

Якщо термін удару τ, то середня величина ударної реакції Q буде

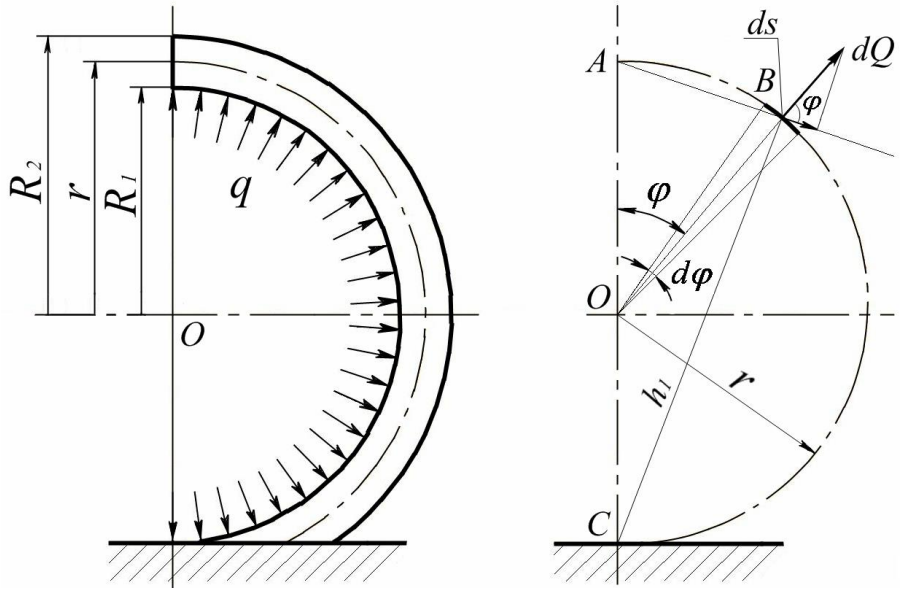
$$Q = \frac{S}{\tau} = \frac{P\upsilon}{g\tau}(1+k). \tag{8}$$

Максимальний згинальний момент в основі перешкоди для подальшого руху крана $M_{зг} = Q \cdot h$, а відповідне напруження

$$\sigma_1 = \frac{Ph\upsilon}{g\tau W_{зг}}(1+k), \tag{9}$$

де $W_{зг}$ – осьовий момент опору небезпечного перерізу бруса перешкоди, або момент опору перерізу в розрахунках на згин.

Другий варіант. Перешкода виконується у вигляді кривого бруса, внутрішній радіус якого R_1 дорівнює радіусу колеса крана (рис. 4, а). Вважаємо, що при стиканні колеса крана з перешкодою ударні сили розподіляються рівномірно по внутрішній поверхні перешкоди. Оскільки брус малої кривини, то з достатнім для даних досліджень ступенем точності можна вважати, що радіус нейтральної лінії конструкції дорівнює (приблизно) радіусу осі бруса, тобто $r = \frac{R_1 + R_2}{2}$. Тоді розрахункова схема конструкції набуває вигляду, показаному на рис. 4, б.



а) б)

Рис. 4 – Тупиковий упор у вигляді кривого бруса

Визначимо згинальний момент у небезпечному перерізі перешкоди, тобто відносно точки C на розрахунковій схемі. Виділимо елементарну дугу ds, на яку діє елементарна сила удару $dQ = qds = qrd\varphi.$ Згинальний момент у перерізі C буде виникати від складової цієї сили, що дорівнює $dQ \cdot Cos\varphi$ (оскільки $\angle ABC$ прямий).

Елементарний згинальний момент у перерізі C: $dM_{зг} = qrh_1 cos\varphi \cdot d\varphi$, де плече h_1 легко визначити з трикутника *ABC* за допомогою теореми косинусів:

$$h_1 = r\sqrt{2(1+cos\varphi)}.$$

Тоді

$$dM_{çã} = \sqrt{2}qr^2 ños\varphi\sqrt{1+ños\varphi}\,d\varphi. \qquad (10)$$

Проінтегруємо вираз $cos\varphi\sqrt{1+cos\varphi}\;d\varphi$:

$$\int_0^{\pi} cos\varphi\sqrt{1+cos\varphi}\;d\varphi = \int_0^{\pi} cos\varphi\sqrt{2cos^2\frac{\varphi}{2}}\;d\varphi = \sqrt{2}\int_0^{\pi}\left(cos^2\frac{\varphi}{2} - \sin^2\frac{\varphi}{2}\right)cos\frac{\varphi}{2}d\varphi =$$

$$= \sqrt{2}\int_0^{\pi}\left(cos^2\frac{\varphi}{2} - 1 + cos^2\frac{\varphi}{2}\right)cos\frac{\varphi}{2}d\varphi = 2\sqrt{2}\int_0^{\pi} cos^2\frac{\varphi}{2}cos\frac{\varphi}{2}d\varphi - \sqrt{2}\int_0^{\pi} cos\frac{\varphi}{2}d\varphi;$$

Візьмемо окремо одержані два інтеграли:

$$\int_0^{\pi} cos^2\frac{\varphi}{2}cos\frac{\varphi}{2}d\varphi = 2\int_0^{\pi}\left(1-\sin^2\frac{\varphi}{2}\right)cos\frac{\varphi}{2}d\frac{\varphi}{2} = 2\int_0^{\pi}\left(1-\sin^2\frac{\varphi}{2}\right)d\sin\frac{\varphi}{2} = 2\int_0^{\pi} d\sin\frac{\varphi}{2} -$$

$$-2\int_0^{\pi}\sin^2\frac{\varphi}{2}d\sin\frac{\varphi}{2} = 2\sin\frac{\varphi}{2}\Big|_0^{\pi} - \frac{2}{3}\sin^3\frac{\varphi}{2}\Big|_0^{\pi} = 2 - \frac{2}{3} = \frac{4}{3};$$

$$\int_0^{\pi} cos\frac{\varphi}{2}d\varphi = 2\int_0^{\pi} cos\frac{\varphi}{2}d\frac{\varphi}{2} = 2\sin\frac{\varphi}{2}\Big|_0^{\pi} = 2.$$

Таким чином, $\int_0^{\pi} cos\varphi\sqrt{1+cos\varphi}\;d\varphi = 2\sqrt{2}\cdot\frac{4}{3} - 2\sqrt{2} = \frac{2\sqrt{2}}{3}$ і за формулою (10) згинальний момент буде $M_{зг} = \frac{4}{3}qr^2$, де $q = \frac{Q}{\pi\cdot r} = \frac{P\upsilon}{\pi rg\tau}(1+k)$. Тоді

$$M_{зг} = \frac{4}{3}\frac{P\upsilon r}{\pi g\tau}(1+k). \qquad (11)$$

Напруження обчислюється за виразом

$$\sigma_2 = \frac{4}{3}\frac{P\upsilon r}{\pi g\tau W_{зг}}(1+k). \qquad (12)$$

Третій варіант. Перешкода виконується такою ж, як показано на рис. 4, а, але внутрішня її сторона покрита пружним матеріалом (наприклад, гумою). Оскільки товщина

шару цього покриття невелика, то в наближених або порівняльних розрахунках можна з достатнім для практики ступенем точності скористатися формулою (12). Треба тільки мати на увазі, що в цьому випадку коефіцієнт відновлення k буде іншим. Якщо позначимо його через k_1, то вираз (12) перепишеться так:

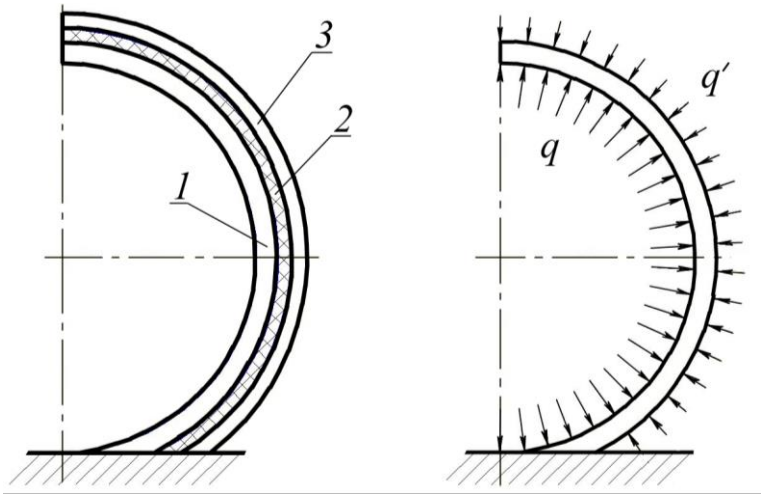
$$\sigma_3 = \frac{4}{3}\frac{P\upsilon r}{\pi g \tau W_{зг}}(1+k_1). \qquad 3)$$

Зрозуміло, що $k_1 < k = 1$, тобто величина напружень у небезпечному перерізі бруса при всіх інших рівних умовах будуть залежати від коефіцієнта відновлення k_1.

Четвертий варіант – передбачає контрнавантаження конструкції перешкоди 1 спеціальним важелем 3, спорядженим прошарком пружного матеріалу 2 (рис. 5, а) до моменту удару. Напруження будуть дорівнювати

$$\sigma_4 = \frac{4}{3}\frac{P\upsilon r}{\pi g \tau W_{зг}}(1+k_2) - \frac{4}{3}\frac{q' r^2}{W_{зг}} = \frac{4r}{3W_{зг}}\left(\frac{P\upsilon}{\pi g \tau}(1+k_2) - q' r\right), \qquad (14)$$

де q' – тиск на перешкоду зі зворотної сторони перешкоди (рис. 5, б); k_2 – коефіцієнт відновлення конструкції перешкоди у розглядуваному варіанті.



а) б)

Рис. 5 – Тупиковий упор у вигляді кривого бруса з прошарком пружного матеріалу

Висновки

Аналізуючи формули (9), (12), (13) та (14) можна зробити висновок, що в останньому випадку зменшення напруження в небезпечному перерізі, тобто підвищення міцності конструкції перешкоди, на відміну від перших двох, можна досягати завдяки двом чинникам (при всіх інших рівних умовах). Крім того, наявність пристрою для контрнавантаження сама по собі збільшує надійність роботи захисної системи крана при екстреному гальмуванні.

Список використаних джерел:

1. Иванов В.Н. Совершенствование защитных систем грузоподъемных кранов в тупиковых участках пути / В.Н. Иванов, И.И. Исьемини, И.Б. Седов // Подъемные сооружения. Специальная техника. 2009. №5 (93), с.13-16.

2. Исьемини И.И. Многокомпонентная защитная система остановки грузоподъемных кранов / И.И. Исьемини, Б.Г. Лях, Ю.И. Сычов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – Харьков: Технологический Центр. 2009. № 1/3 (39), с.47-49.

3. Александров А. В., Потапов В. Д., Державин Б. П. Сопротивление материалов. 7-е изд. – М.: Высшая школа, 2009. — 560с.

4. Писаренко Г. С. та ін. Опір матеріалів / Г. С. Писаренко О. Л. Квітка, Е. С. Уманський. За ред. Г. С. Писаренка – К.: Вища школа, 1993. – 655с.

Сычев Ю.И., Лях Б.Г., Неко В.И., Исьемини И.И., Самчук В.В. «Дослідження конструкції тупикового упору».

В статье показана возможность создания устройства, которое бы обеспечивало плавное торможение грузоподъемного крана в тупиковых участках кранового пути в аварийных ситуациях. Метод заключается в создании предварительного напряжения в защитном устройстве относительно встречного напряжения, возникающего от наезда крана.

Ключевые слова: тупиковый упор, грузоподъемный кран, удар, предварительное напряжение.

Сичов Ю.І., Лях Б.Г., Неко В.І., Ісьєміні І.І., Самчук В.В. «Дослідження конструкції тупикового упору».

У статті показана можливість створення пристрою, який би забезпечував плавне гальмування вантажопідіймального крана у тупикових ділянках кранового шляху в аварійних ситуаціях. Метод полягає в створенні попередньої напруги в захисному пристрої відносно зустрічної напруги, що виникає від наїзду крана.

Ключові слова: тупиковий упор, вантажопідіймальній кран, удар, попередня напруга.

Sychov Y.I., Ljax B.G., Neko V.I., Isyemini I.I., Samchuk V.V. «Research of design of the deadlock stop».

In the article possibility of creation of the device which would provide smooth braking of the load-lifting crane in deadlock sites crane way to emergencies is shown. The method consists in

creation of preliminary pressure in the accident protection device relative to counter stress that appears from tracking crane.

Key words: deadlock stop, hoisting crane, impact, preliminary pressure.

УДК 621.311.21:658.588

©Иванов В.Н., Седов И.Б., Иванов А.В.

О ПРИЧИНАХ И УРОКАХ АВАРИИ, ПРОИЗОШЕДШЕЙ НА САЯНО-ШУШЕНСКОЙ ГЭС 17.08.2009

1. Актуальность

Каждая авария, а тем более такая тяжелая (рис. 1 и рис. 2) с многочисленными жертвами должна подвергаться тщательному техническому расследованию еще и потому, чтобы всесторонне рассмотреть причины ее возникновения, а также изучить уроки, преподанные обществу, с тем, чтобы снизить риск при эксплуатации подобного оборудования, избежать возможных рецидивов и впредь не допускать ошибок в аналогичных ситуациях.

Рис. 1 – Машинный зал СШГЭС до аварии
(фото http://bigpicture.ru/?p=4962)

2. Анализ исследований

Прошло более года с тех трагических событий, но страсти в интернет-сообществе и в специализированных изданиях не утихают. Раздается критика

проведенных официальных расследований, приводятся новые версии случившегося.

Рис. 2 – Машинный зал СШГЭС после аварии (фото Александра Черных)

Владимир Милов – политик, замминистра энергетики РФ в 2002 г. – дает (http://echo.msk.ru/blog/milov/624632-echo/) такую оценку: «Ростехнадзор – на мыло. Уже при первом прочтении видно, что Акт ([1] – *авт*.), уж простите за лексику, – низкокачественное политизированное фуфло. Далее, сам отчет написан ужасно. Это лишний раз подтверждает, насколько советские технари не умеют писать связные, читаемые тексты. По нормальной логике, такого рода акт должен был бы содержать:

• Краткое описание произошедших событий;

• Методологию и логику проверки;

• Основные версии аварии, отрабатывавшиеся при проверке;

• Внятные выводы.

Попробуйте найти в Акте что-нибудь из этого! Нету!».

Конечно, профессиональное и объективное расследование аварии с объяснением механизма разрушения гидроагрегата №2 (ГА-2) и связанных с ним сооружений, указанием основной причины или нескольких основных причин аварии, вместе с квалифицированным изложением событий не дало бы

повода и для многих фантастических версий (точечный подземный удар, некая третья сила неземного происхождения и т.п.).

Официальные лица неоднократно и по-разному озвучивали причины катастрофы на СШГЭС в следующем порядке: гидроудар, порыв водовода, не было никакого гидроудара, взрыв трансформатора, снова гидроудар, взрыв газогидрата, попавшего в водовод ГА №2 со дна водохранилища, бесконтрольный усталостный разрыв шпилек крышки турбины. Последняя версия приведена и в Акте технического расследования причин аварии [1].

Другие заявления, например, бывшего гл. инженера СШГЭС В. А. Стафиевского (проработал в этой должности с 1983 г. по 2006 г.) также не приносили ясности. Вот слова последнего: «Причина очевидна. Авария произошла в результате того, что вода под высоким напором попала в машинный зал через поврежденный узел. Как это могло случиться, не знает никто». Или Н.Г. Кутьин, руководитель Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору (кандидат юридических наук) то отмечал, что «…законы физики были нарушены…», то *з*амечал, что «…следы полета (ГА-2 – *авт*.) видны на конструкции здания. Колонна, подпирающая крановые пути для двух пятисоттонных кранов, стесана снизу доверху неоднократными вращениями конструкции второго агрегата». (http://www.newfresh.name/publ/versii_teorii/sajano_shushenskaja_gehs_versija_3/80-1-0-843). Сам автор этого сайта придерживается версии о какой-то третьей силе неземного происхождения.

Однако при ближайшем рассмотрении колонны (рис. 3), на которую указывал Н.Г. Кутьин, на ней не видно следов от вращения какого-либо тела, а не то, что от «конструкции второго агрегата». И как убедительно показал Б.П. Синюков (http://zhurnal.lib.ru/s/sinjukow_b_p/261gidroudar3.shtm), такое разрушение колонны может быть следствием удара снизу, т.е. землетрясения или гидравлического удара.

Рис. 3 – На переднем плане – фрагмент той самой колонны

(фотоснимок заимствован из http://zhurnal.lib.ru/s/sinjukow_b_p/261gidroudar3.shtml)

Нельзя, конечно, согласиться с мнением автора сайта http://news.vtomske.ru/news/12714.html, который заявляет, что «сейчас, в принципе, не важно, как произошла авария». Нет, это очень и очень важно! Важно потому, что понимание механизма разрушения позволит не только указать и устранить первопричину аварии, снизить риск дальнейшей эксплуатации гидроагрегатов станции, но и объяснит закономерность произошедшего, а также положит конец всяким фантастическим версиям.

И уж, конечно, недопустима фальсификация технического расследования, к сожалению нередкая в наши дни. Оттого уже упомянутый выше опытный Б.П. Синюков, не доверяя Акту [1], в котором записано, что на момент аварии гидроагрегат №2 находился в работе, рассматривает версию гидроудара при неработающем ГА-2.

В Акте технического расследования [1] записано: «Авария произошла из-за совокупности различных причин». Конечно, причин может быть несколько, причем каждая в той или иной степени приводила к увеличению риска аварии. Это неудачные проектные решения в самой плотине, это конструктивные и технологические дефекты, заложенные в ГА-2, это нарушение требований безопасной эксплуатации, нажим «сверху», эксплуатационные дефекты и т.д. В этой связи снова вспоминаются слова известнейшего эксперта, инженера-

механика, ученого Джеймса Гордона: «Причины любой катастрофы лежат на двух уровнях. Первый связан с непосредственными механическими или технологическими факторами, второй – с факторами субъективного характера… Мой опыт привел меня к убеждению, что лишь немногие из катастроф случаются сами по себе на морально нейтральной почве… Причинами гибели людей в авариях являются … грехи: "не знал", "не побеспокоился", "не спросил", "вы ничего мне не сказали", "не подумал", гордыня, зависть и жадность, легкомыслие и бездеятельность» [2]. Заканчивая перечень возможных причин, нельзя не упомянуть дурака – вспомните «дураки и дороги» – и террористический акт, учитывая грандиозность сооружения и возможные последствия.

Однако в Акте любого подобного технического расследования всегда следует выделить основную причину [3], которая непосредственно запустила механизм аварии. Конечно, находясь далеко от места событий и не имея достаточной информации, нельзя с уверенностью указывать основную причину аварии, как это случилось в [4], тем более без описания механизма разрушения, опираясь только на знание слабого звена в турбине. Но иметь свою точку зрения на материалы технического расследования очень даже можно и нужно.

Кроме того, важно отметить, что механические разрушения элементов конструкции гидроагрегатов станции происходили регулярно [4]. В результате рассматриваемой аварии также произошли механические разрушения ГА-2 и сопряженных с ним сооружений. В этой связи особенно странным, является то, что в списке ответственных лиц СШГЭС, приведенном в Акте технического расследования [1] и состоящем из девятнадцати человек, нет ни одного инженера-механика, который бы мог в соответствии со своей компетентностью принять ответственное решение, например, о недопустимости эксплуатации неисправного агрегата. Таких лиц на станции не оказалось. Весьма странная кадровая политика. Все ответственные решения принимались инженерами-электриками (пусть даже самыми квалифицированными), но не механиками. И это происходило несмотря на то, что механика регулярно посылала «приветы»

– опаснейшая авария 13 сентября 1981 г., весьма частый и на протяжении многих лет ремонт направляющего подшипника турбины, усиливающаяся вибрация элементов конструкции ГА-2, в несколько раз превышающая допустимый уровень, и т.п. [4]. Квалифицированный инженер-механик, наделенный соответствующими полномочиями для принятия решений, не только не допустил бы разрушения гидроагрегата, но и не позволил бы эксплуатировать его в таком аварийном режиме и с такой вибрацией.

3. Постановка задачи

Авторы настоящей статьи, хотя не являются специалистами по гидроэнергетике, не могли остаться равнодушными и попытались на основании объективных законов природы оценить достоверность выдвинутых версий. Кроме того, в меру своей компетентности, используя известные материалы, хотели бы не только найти физический смысл произошедших событий, но также извлечь уроки и сделать соответствующие выводы. Уверены, так поступали многие, в ком не иссякла энергия к познанию, не притупилось стремление к совершенствованию, кто хочет постоянно оставаться «в форме». Потому с полок некоторых библиотек на время исчезли доселе не самые популярные книги, например, [5].

4. Основной материал

Остановимся на двух реально возможных версиях причин аварии, а именно:

- усталостное разрушение шпилек крышки крепления турбины и влияние прецессии;

- гидравлический удар.

4.1 Усталостное разрушение шпилек и влияние прецессии

На протяжении всей эксплуатации гидроагрегата №2 из-за систематических колебаний, вызванных вращением ротора (рис. 4 сверху), а также рабочего колеса турбины (см. рис.4 внизу), установленных пусть даже с

допустимой погрешностью, и связанных с этим циклических нагружений, происходил естественный длительный процесс зарождения и развития усталостных трещин в опорных элементах конструкции. Такие усталостные разрушения происходили, в том числе, и в шпильках крепления крышки турбины (80 шт. диаметром 80 мм), установленных по ее периметру. Развитие этих трещин, наряду с износом подшипников, особенно нижнего направляющего подшипника турбины из-за недостатков его конструкции [4], приводило, в свою очередь, к возрастанию радиальных вибраций корпуса турбинного подшипника и биению вала (до 0,6-0,7 мм). В последний месяц работы отмечались и более значительные вибрации. Нередко биение вала турбины составляло 2,0 мм [4]. Подобные отклонения вала (оси вращения) приводят к прецессии и возникновению гироскопических сил, вызывающих так называемые колебания «шимми». Постепенно усталостные трещины достигали критической длины, и происходил долом отдельных шпилек. Причем долом при усталостном разрушении никак не связан с максимальной нагрузкой.

Удивительно, что, наблюдая такой характер работы гидроагрегата, на станции не производилась предремонтная диагностика несущих элементов конструкции и выбраковка тех элементов, которые достигли своего предельного состояния [6]. А иначе как можно было допустить столь значительные усталостные трещины. Например, из приведенного в Акте [1] анализа сорока девяти шпилек, из восьмидесяти установленных на крышке турбины, в двадцати четырех из них усталостные разрушения составляли более половины площади сечения. (Еще одиннадцать шпилек имели усталостные трещины, которые привели к раскрытию сечения не менее чем на 20 %). Принимая во внимание, что на шести шпильках отсутствовали гайки [1], понимаешь не только степень безответственности, но и оцениваешь тот запас прочности конструкции, который был заложен при проектировании гидротурбины.

Важно отметить, что усталостные разрушения шпилек несомненно повлияли на прочность крепления гидроагрегата, но механизм разрушения

шпилек нельзя объяснить только усталостью без анализа пластичного разрушения шпилек крепления. Тем более что вибрация гидроагрегата не могла не передаваться на двухсотметровый столб воды, что при определенных условиях могло привести к резонансу, который мог вызвать пластическое разрушение шпилек.

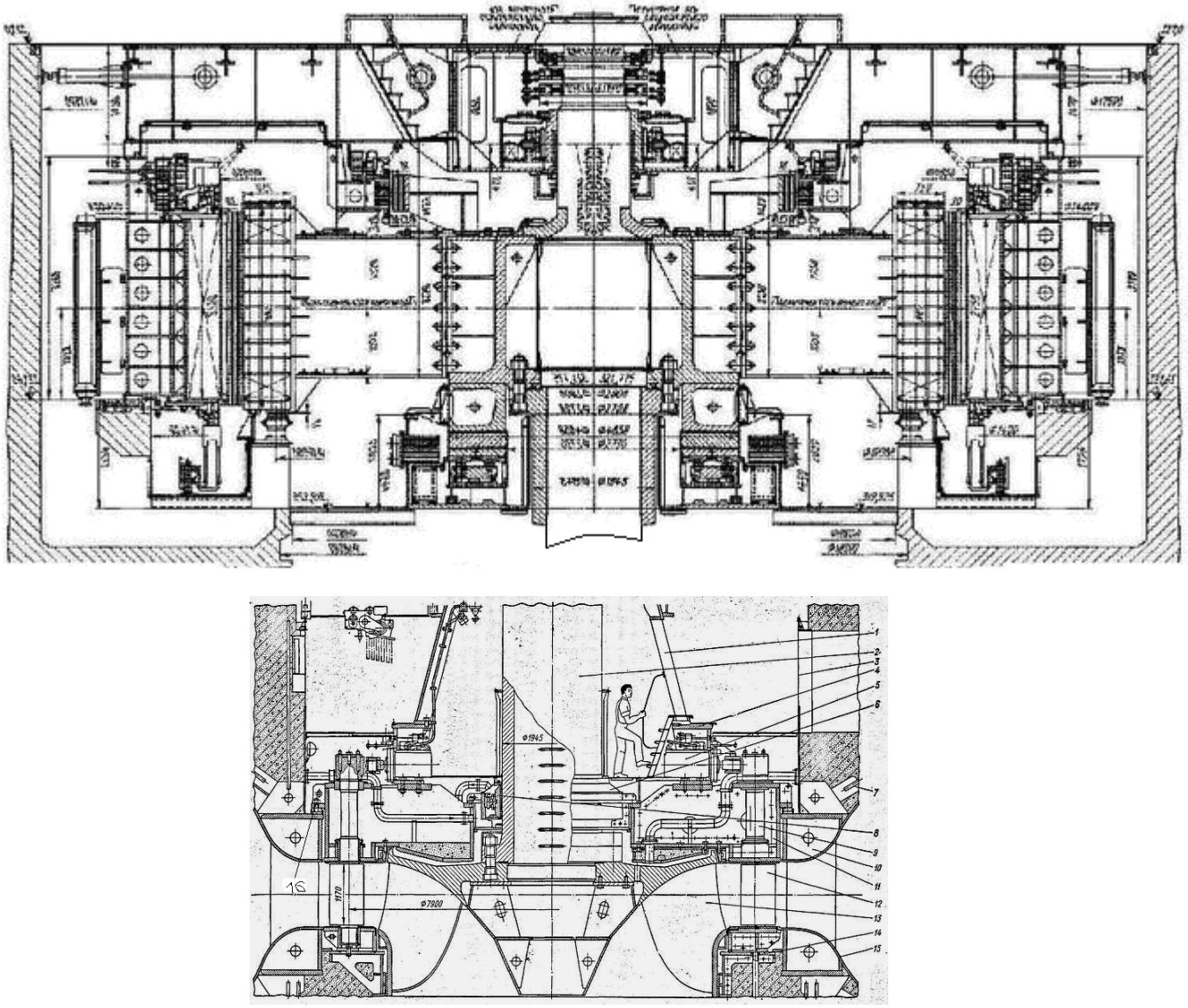


Рис. 4 – Гидроагрегат СШГЭС (сверху – генератор; внизу – турбина)

(8 – направляющий подшипник; 12 - лопатки направляющего аппарата; 13 – рабочее колесо; 16 – шпилька крышки крепления турбины)

Можно предположить, что 17.08.2009 «в 08.13 при очередном снижении мощности гидроагрегата № 2 и входе в зону его эксплуатационной характеристики, не рекомендованной к работе» [1], произошло разрушение

направляющего подшипника и последовавшее затем полное разрушение большой части шпилек крышки турбины. Эти разрушения могут быть связаны с ростом гироскопического момента сил, и возрастанием автоколебаний «вобблинг». Это явление хорошо известно авиаторам, так как часто приводило к разрушению колес и стоек шасси. Знакомы с этим и мотоциклисты, называя неуправляемые колебания руля: кто – «пошел в разнос», кто – «расколбасом». Отличие последних примеров от рассматриваемого нами заключается лишь в том, что моменты инерции «маховиков» несопоставимы да плоскости вращения различны. Но законы физики остаются неизменными для всех подобных случаев.

Оценим возможность влияния момента гироскопических сил на разрушение крепления крышки турбины и разгерметизацию водовода. Для этого найдем усилия, возникающие в подшипниках вала турбины при биении последнего $\Delta = 2$ мм, а также усилия, возникающие при вынужденной прецессии вала (рис. 5). Вал будем рассматривать как 3-х опорную неразрезную балку с внешней нагрузкой в виде сосредоточенного момента M на второй опоре, возникающего из-за смещения оси вала (M^*) и гироскопического момента (M^{**}) вследствие вынужденной прецессии. Приняв расстояние между подшипниками равным 6 м, составим уравнение трех моментов. Тогда получим

$$M_1 \cdot 6 + 2 \cdot M_2(6+6) + M_3 \cdot 6 = 6 \cdot M \cdot 3/2 .$$

Так как пролёты не нагружены, то $M_1 = 0$, $M_3 = 0$. Тогда, решая это уравнение, получаем усилия на нижней и верхней опорах $R_1 = R_3 = M/12$ Н.

Момент силы веса, M^*, возникающий при биении вала турбины $\Delta = 2$ мм, составит

$$M^* = 0.5 \cdot m \cdot g \cdot \Delta = 0.5 \cdot 900 \cdot 10^3 \cdot 9.81 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 8829 \text{ Н·м},$$

где m – масса ротора ГА-2 ($m = 900 \cdot 10^3$ кг).

Усилия, возникающие на верхней и нижней опорах, составят всего $R_1 = R_3 \approx 750$ Н.

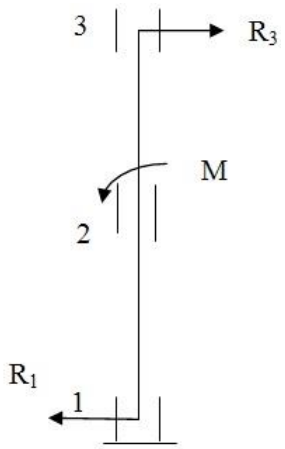


Рис. 5 – Расчетная схема

Рассмотрим случай вынужденной прецессии.

Гироскоп имеет свойство сохранять направление оси своего вращения. При изменении положения оси в пространстве возникает момент гироскопической реакции. Если учесть, что вал турбины вместе с ротором представляет собой гироскоп, то биение вала можно рассматривать как вынужденную прецессию с угловой скоростью ω_2 = 0,2 $с^{-1}$. Угловая скорость собственного вращения гироскопа ω_1 = 15 $с^{-1}$. Момент инерции ротора, считая, что масса последнего равномерно распределена по его объёму, определяется по формуле

$$J = m \cdot D^2 / 8.$$

Подставляя имеющиеся значения, получим

$$J = 900 \cdot 10^3 \cdot D^2 / 8 = 900 \cdot 10^3 \cdot 13^2 / 8 = 190 \cdot 10^5 \text{ кг·м}^2.$$

Учитывая, что вектора ω_1 и ω_2 взаимно перпендикулярны, гироскопический момент M^{**} равен

$$M^{**} = J \cdot \omega_1 \cdot \omega_2 = 190 \cdot 10^5 \cdot 15 \cdot 0{,}2 = 570 \cdot 10^5 \text{ Н·м}.$$

Усилия, возникающие в этом случае на опорах, могут достигать значительных величин $R_1 \approx 50 \cdot 10^5$ Н.

Эти усилия способны повлиять на прочность шпилек крепления, но только не всех сразу. Кроме того, момент гироскопических сил не способен

вызвать подъем всего гидроагрегата на уровень пола машзала станции (рис. 6). Значит, прецессию нельзя считать основной причиной рассматриваемой аварии.

Рис. 6 – ГА-2 после аварии (http://bigpicture.ru/?p=4962)

4.2. Версия гидравлического удара

Гидравлический удар представляет собой кратковременное, но резкое и сильное повышение давления в водоводе при внезапном торможении движущегося по нему потока жидкости. Влияние гидроудара особенно заметно в жёстких трубопроводах при большой скорости потока. В условиях СШГЭС это армированный железобетонный водовод диаметром 7,5 м (в месте стыка со спиральной камерой – 6,5 м) с напором воды в 200 м (рис. 7).

Гидравлический удар при работающем гидроагрегате может быть вызван внезапным препятствием, возникшим перед столь мощным потоком. Такое препятствие может быть образовано, например, лопатками направляющего аппарата (см. рис. 4., поз.12), которые при сбое в работе оказались установленными в положении, перекрывающем поток. Т.е. по аналогии с п. 4.1 можно предположить, что 17.08.2009 «в 08.13 при очередном снижении мощности гидроагрегата № 2 и входе в зону его эксплуатационной характеристики, не рекомендованной к работе» [1], произошло несанкционированное перекрытие потока воды лопатками направляющего аппарата.

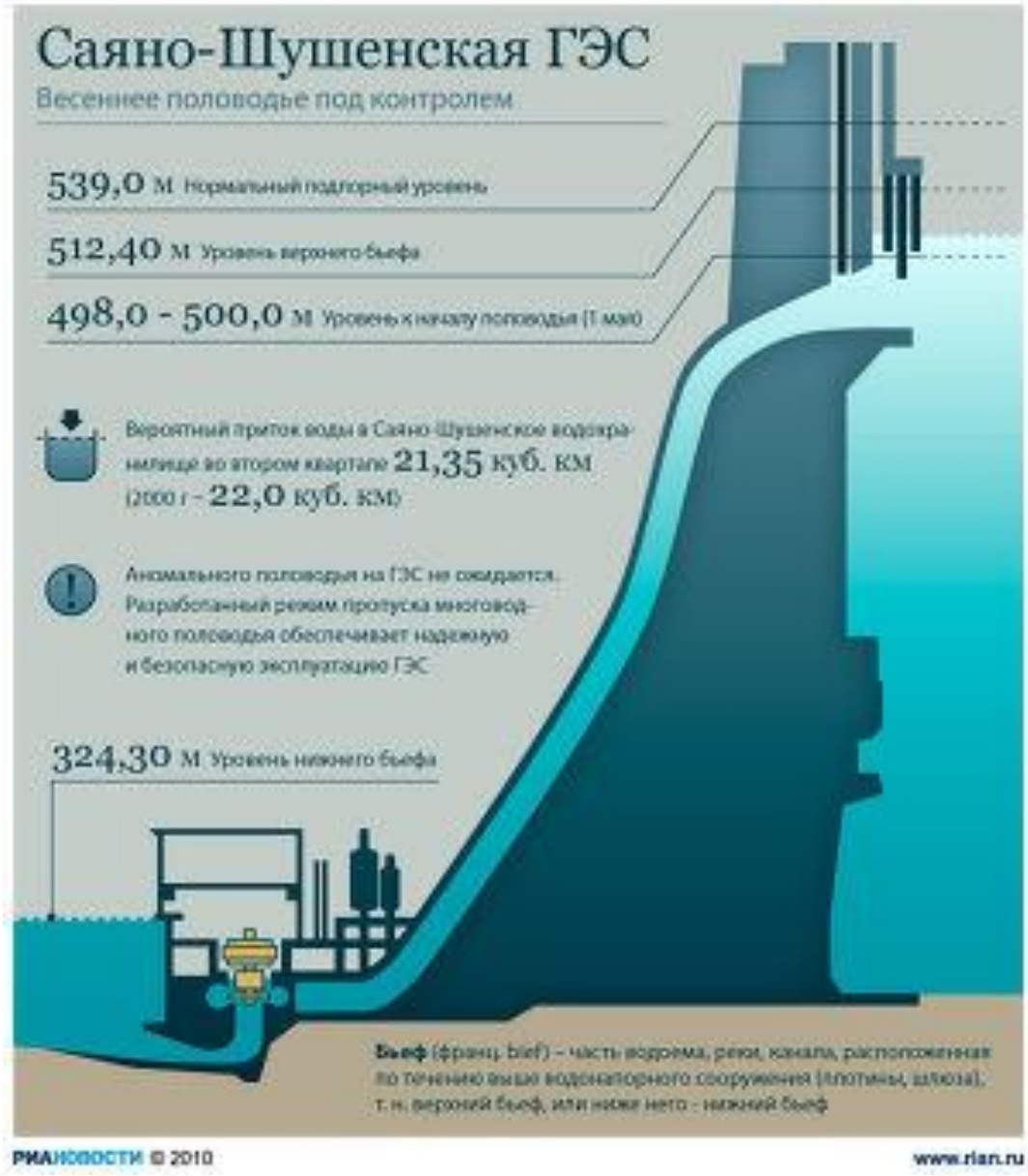


Рис. 7 – Поперечный разрез плотины и станции

http://tayga.info/details/2010/10/27/~100761

Повышение давления при гидравлическом ударе рассчитаем по формуле Жуковского:

$$\Delta P_{уд} = \rho \cdot \Delta v \cdot c,$$

где $\Delta P_{уд}$ – скачок давления;

$\rho = 10^3$ кг/м^3 – удельная плотность жидкости;

$\Delta v = \sqrt{2gh} = \sqrt{2 \cdot 9{,}81 \cdot 200} = 60$ м/с – произошедшее изменение скорости;

$h = 200$ м – высота плотины;

c – скорость распространения ударной волны.

В свою очередь, скорость распространения ударной волны определяется по формуле:

$$c = \frac{1}{\sqrt{\rho\beta + \frac{2\rho r}{\delta E}}},$$

где β – показатель сжимаемости жидкости. Для рассматриваемой задачи принято $\beta = 0$;

$r = 3{,}25$ м – внутренний радиус трубы;

$\delta = 1{,}2$ м – толщина стенок трубы;

$E = 2 \cdot 10^{11}$ Н/м^2 – модуль упругости материала трубы (модуль Юнга).

Тогда $$c = \frac{1}{\sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 \cdot 3{,}25}{1{,}2 \cdot 2 \cdot 10^{11}}}} = 0{,}6 \cdot 10^4 \text{ м/с};$$

$$\Delta P_{уд} = 10^3 \cdot 60 \cdot 0{,}6 \cdot 10^4 = 3{,}64 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2.$$

Такое давление действительно может вызвать небывалые разрушения. А повторяющаяся из-за пульсации потока (вспомните поведение водопровода при неудовлетворительно работающем кране) волна только множит беду.

Конечно, силу гидроудара снижает частичное заполнение трубы, а также утечки вследствие неплотного перекрытия сечения. Но и части расчетного усилия хватит для подобного разрушения. При этом даже не надо учитывать то, что рабочее колесо турбины, погруженное в воду, продолжая вращаться по инерции, превращается в гребной винт с приличной тягой, способной порвать ни одну шпильку крышки крепления турбины.

Выводы

Анализируя произошедшую на СШГЭС аварию и Акт технического расследования [1], можно и важно сделать выводы, которые должны быть полезны для украинской гидроэнергетики и не только:

- Авария высветила весь спектр потенциальных угроз и проблем (в т.ч. связанных с возведением и эксплуатацией гигантских гидросооружений [7]), которые требуют не только постоянного внимания, но и тщательного исследования;

- Авария произошла в соответствии с законами механики, в том числе гидромеханики и механики разрушения, и ничего сверхъестественного при этом не было задействовано;

- Акт расследования [1] не заслуживает положительной оценки. В нем неверно определена основная причина разрушения гидроагрегата, не приведен механизм разрушения, не показана причинно-следственная связь произошедших событий (от возникновения аварийной ситуации до разрушения станции).

- На СШГЭС, несмотря на многочисленные отказы и разрушения механических устройств гидроагрегатов, недостаточно внимания уделялось механике. Так, из всех приведенных в Акте девятнадцати ответственных лиц только один человек (начальник «службы экономической безопасности и режима») имел квалификацию инженера-механика по специальности «автомобильная техника».

- Высококвалифицированный специалист, горный инженер-механик, настоящий (по определению Пола Джонсона [8]) эксперт, Б.П. Синюков за меньший срок сделал в части расследования этой аварии несравненно больше, чем правительственная и парламентская комиссии вместе взятые. Подумать только, как бездарно расходуются средства – деньги налогоплательщиков! Это лишний раз доказывает преимущество и необходимость проведения независимого (без оглядки на властную вертикаль) честного профессионального технического расследования. В этой связи хорошо бы создать Объединение независимых (негосударственных) технических экспертов.

- На каждом объекте повышенной опасности ответственные решения, связанные с эксплуатацией потенциально опасного оборудования, должны

приниматься, в том числе, компетентными инженерами-механиками, хорошо знакомыми с вопросами механики разрушения.

- Для повышения квалификации инженерно-технических работников, связанных с эксплуатацией гидросооружений, необходимо организовать неформальное систематическое изучение основ гидромеханики, механики разрушения и технического диагностирования.

- Включить дисциплины «Гидромеханика», «Основы механики разрушения» и «Основы технического диагностирования» в учебные программы ВУЗов, выпускающих инженеров-электромехаников соответствующих специальностей.

Список использованных источников:

1. Акт технического расследования причин аварии, происшедшей 17 августа 2009 года в филиале Открытого Акционерного Общества «РусГидро» - «Саяно-Шушенская ГЭС имени П.С. Непорожнего»

2. Гордон Дж. Конструкции или почему не ломаются вещи, Пер. к.ф.-м.н. В.Д. Эфроса под ред. д.т.н., проф. С.Т. Милейко // Издательство "Мир", Москва, 1980.– 230 с.

3. Иванов В.Н. и др. Настольная книга работодателя. Руководство по охране труда. Изд. 2-е, перераб. и дополн. Харьков: Изд-во «ФОРТ» 2008 г., 310 с.

4. Мищенко Б.И. Причины аварии на Саяно-Шушенской ГЭС, вытекающие из анализа Акта технического расследования // Гідроенергетика України. № 3, 2010, с. 25-31.

5. Справочник по гидротурбинам / под общ. ред. Н.Н.Ковалева – Л.: Машиностроение, 1984. – 496 с.

6. Іванов В.М. Технічне діагностування підіймально-транспортних машин. Навчальний посібник. – Харків: вид-во «ФОРТ», 2010.– 276 с.

7. Версия профессора Владимира Тетельмина: плотина СШГЭС наползла на машинный зал // Гідроенергетика України. № 3, 2010, с. 40-45.

8. Johnson P.E. What kind of expert should a system be? The Journal of Medicine and Philosophy, vol. 8, pp. 77-97, 1983

P.S. Авторы благодарят студента Дудаша Р.В. за помощь при подготовке рисунков к публикации.

Иванов В.Н., Седов И.Б., Иванов А.В. «О причинах и уроках аварии, произошедшей на Саяно-Шушенской ГЭС 17.08.2009»

Дан анализ возможных причин аварии гидроагрегата СШГЭС, рассмотрены уроки аварии.

Ключевые слова: анализ, авария, плотина, турбина, усталость, прецессия, гидравлический удар.

Іванов В.М., Сєдов І.Б., Іванов А.В. «Про причини та уроки аварії, що відбулася на Саяно-Шушенской ГЕС 17.08.2009»

Наведено аналіз можливих причин аварії гідроагрегата СШГЭС, розглянуті уроки аварії.

Ключові слова: аналіз, аварія, гребля, турбіна, утома, прецесія, гідравлічний удар.

Ivanov V.N., Sedov I.B., Ivanov A.V. “About the reasons and lessons of accident that was happened at the Sayano-Shushenskaya hydroelectric power station”.

The analysis of the possible causes of the accident generating unit of the Sayano-Shushenskaya hydroelectric power station is given, the lessons of accident are considered.

Key words: analysis, accident, dam, turbine, fatigue, precession, hydraulic shock.

Стаття надійшла до редакції 2 листопада 2010 р.

УДК 621.175

©Оболенская Т.А., Евсюкова Л.А., Лазаренко В.И., Середа Н.В.

РАСЧЁТ ТРУБОПРОВОДОВ НА ПРОЧНОСТЬ

1. Актуальность проблемы

В последнее время теплоэнергетика сделала серьёзный шаг в направлении общей мощности и в совершенствовании термодинамического цикла. Повышение параметров пара потребовало применения более толстостенных труб. Это в свою очередь сделало необходимым уточнение методов расчёта на прочность труб и деталей трубопровода.

2. Постановка задачи

При действии внешних нагрузок с учётом совместного действия различных типов нагружения, температуры, применения качественных легированных сталей необходимо разработать методику расчёта для определения толщины стенки трубопровода для соответствующего рабочего давления.

3. Основной материал

По своему происхождению нагрузки, действующие на любую конструкцию, могут быть подразделены на две категории: а) нагрузка, вызываемая внешними силами (гидравлическое давление, вес и т.д.); б) нагрузка, обусловленная деформациями различного происхождения (технологией изготовления, сборки, монтажа, изменением температуры). Разница между этими категориями нагрузок весьма существенна и должна учитываться в расчётах на прочность.

Внешние силы, действующие на конструкцию, не уменьшаются по величине в результате возникающих в конструкции деформаций; превышение

некоторого предела нагрузок первой категории приводит к нарастанию деформаций вплоть до разрушения конструкции. Нагрузки второй категории, обусловленные деформациями ограниченных заранее размеров, не могут вызвать нарастания деформаций и разрушения конструкций, выполненных из пластичного материала. Сказанное в полной мере относится к трубопроводам теплосиловых установок, для изготовления которых используются стали с низким содержанием углерода, обладающие высокой пластичностью.

Трубопроводы теплосиловых установок рассчитываются по Нормам расчёта элементов паровых котлов на прочность. Методы расчёта, принятые Нормами, основаны на принципе оценки прочности по несущей способности (предельной нагрузке).

Во всех деталях, в которых имеют место неравномерно распределённые по сечению напряжения (при изгибе, кручении) или пике местных напряжений (у отверстий и т. д.), по мере приближения детали к предельно нагружённому состоянию происходит относительное перераспределение напряжений и выравнивание их по сечению за счёт возникающих пластических деформаций. Метод расчёта по несущей способности учитывает это перераспределение напряжений и обеспечивает в связи с этим наиболее экономичное использование материала.

При выполнении расчётов оказывается необходимым заменить величины предельных и расчётных нагрузок напряжениями, пропорциональными этим нагрузкам, так как только при такой замене можно учесть совместное действие нагрузок, различных по своей природе, а также применить единую методику расчёта к трубопроводам из различных марок сталей. В предельном состоянии в связи с наличием пластических деформаций, распределение напряжений в конструкции может быть совершенно иным, чем при рабочей (расчётной) нагрузке, когда деформации, как правило, остаются упругими. Следовательно, эпюры напряжений при предельной и расчётной нагрузках не являются подобными, как это и показано на рис. 1. В расчётах по методу предельных нагрузок, в качестве расчётных напряжений

принимаются в *к* раз уменьшенные напряжения предельного состояния, где *к* - отношение фактической (расчётной) нагрузки к предельной.

Следует отметить, что напряжения изгиба в стенке трубы, обусловленные неправильностью ее поперечного сечения (овальностью), не снижают предельной нагрузки, поскольку при наступлении пластического состояния стенок овальность исчезает. При разностенности прочность определяется наименьшей толщиной стенки. В соответствии с теоретическими и экспериментальными данными для расчета деталей, работающих при высоких температурах при многоосном напряженном состоянии, нормами приняты формулы для определения несущей способности с заменой в них предела текучести показателем длительной прочности.

При наличии ползучести металла разница между напряжениями, вызванными внешними нагрузками и обусловленными упругими деформациями, сохраняется полностью. Наличие малых деформаций ползучести практически не меняет величины внешних нагрузок, приложенных к трубопроводу. В связи с тем, что эти деформации являются пластическими, в трубопроводе происходит перераспределение и постепенное выравнивание напряжений, вызванных этими нагрузками. Напряжения, обусловленные упругими деформациями различного происхождения, с течением времени релаксируют, исчезают, так как упругие деформации переходят в пластические.

В качестве основной нагрузки, по которой должна определяться толщина стенок трубы и деталей трубопроводов, принимается рабочее давление.

При учете совместного действия различного вида нагрузок (внутреннего давления, весовой нагрузки) следует исходить из предельного состояния детали при одновременной комбинации нагрузок.

Следовательно, в расчетных формулах, учитывающих изгиб, должны приниматься во внимание напряжения, отвечающие пластическому изгибу (шарниру пластичности) в стенках трубы, находящейся под предельным давлением для данной комбинации нагрузок. Опыты, выполненные ЦКТИ показали следующее:

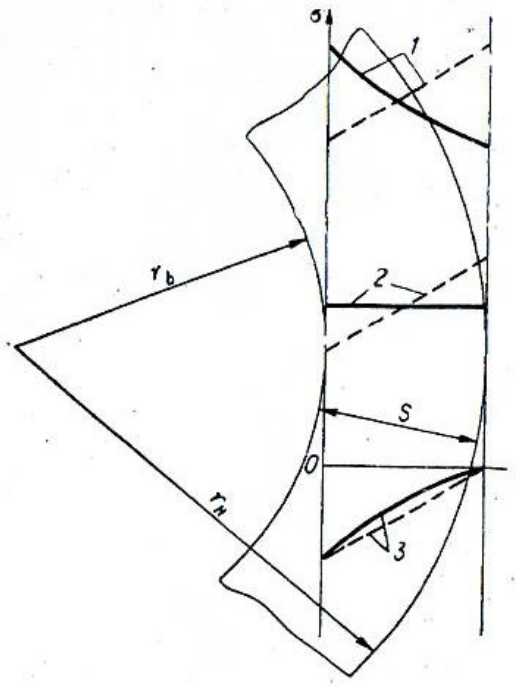


Рис. 1 – Напряжения от внутреннего давления в стенке трубы

1 – кольцевые; 2 – продольные; 3 – радиальные; сплошные линии – напряжения при расчётном давлении, штриховые – при предельном давлении.

1) при совместном действии внутреннего гидравлического давления и изгибающего момента предельная нагрузка (наступление пластического состояния) достаточно хорошо определяется условием пластичности Мизеса-Гувера;

2) наличие изгибающих моментов, включая моменты, вызывающие пластический изгиб, мало сказывается на величине разрушающего гидравлического давления;

3) чувствительными к напряжениям изгиба оказались поперечные сварные соединения, имеющие пониженную пластичность.

С учетом этих данных для оценки влияния изгибающих и крутящих моментов в Нормах приняты формулы, выведенные для предельного состояния по условию пластичности Мизеса.

После суммирования главных напряжений от внутреннего давления с соответствующими напряжениями от дополнительных нагрузок и упрощений условие для предельного состояния может быть приведено к следующему виду:

$$\sigma_T^2 = \sigma_{пр}^2 + (\sigma_p + 0{,}8\sigma_u)^2 + 3\tau^2 \qquad (1)$$

где $\sigma_{пр}$ – приведенное напряжение от внутреннего гидравлического давления;

σ_p и σ_u – аксиальные растягивающие и изгибающие дополнительные напряжения;

τ – скалывающее дополнительное напряжение;

коэффициент 0,8 при σ_u учитывает пластический изгиб (повышение момента сопротивления поперечного сечения трубы на 27% при пластическом изгибе по сравнению с упругим изгибом).

Пониженная сопротивляемость сварных стыков изгибу учитывается при определении напряжений изгиба путем введения коэффициента прочности сварных соединений при изгибе $\varphi_и$.

Приведенное выше условие с различными коэффициентами запаса прочности положено в основу формул, определяющих допустимые величины напряжений от внешних нагрузок и напряжений температурного происхождения.

К дополнительным внешним нагрузкам относятся весовые и прочие внешние нагрузки. Предельные допустимые значения постоянных внешних нагрузок установлены Нормами исходя из снижения на 9,5% запаса прочности по отношению к предельному состоянию.

Дополнительные весовые нагрузки (моменты), возникающие из-за неправильностей монтажа (завышение и просадка опор, неточность регулировки подвесок), в расчетах не учитываются, поскольку при предельной нагрузке эти дополнительные моменты исчезают.

Напряжения от самокомпенсации теплового расширения являются следствием возникающих в трубопроводе упругих деформаций. Поэтому эти напряжения не могут вызвать непосредственного разрушения трубопровода. Появление повторных пластичных деформаций изгиба и кручений является нежелательным по ряду причин, включая и опасность разрушения из-за появления трещин усталости. Нормами ограничиваются температурные напряжения самокомпенсации, но коэффициент запаса прочности снижается

при этом до минимальных величин, включая и опасность разрушения из-за появления трещин усталости.

Нормами ограничиваются температурные напряжения самокомпенсации, но коэффициент запаса прочности снижается при этом до минимальной величины, равной 1,06 по отношению к передельному состоянию. Этот минимальный коэффициент достаточен для обеспечения прочности и по отношению к циклическим напряжениям (переход из нерабочего состояния и обратно), возникающим в трубах прямых и гнутых нормальным радиусом, не имеющих заметной овальности.

При малых радиусах кривизны и малой относительной толщине стенок колен необходимо считаться с большой величиной тангенциальных напряжений изгиба стенок, возникающих в результате упругого сплющивания поперечного сечения кривых труб. У круто загнутых колен радиусом $(1\div1{,}5)D_н$ коэффициент интенсификации напряжений тангенциального изгиба достигает 5-7, а у сварных колен доходит до 15, что делает необходимой специальную проверку таких колен на усталость при ограниченном числе циклов.

К категории напряжений являющихся следствием деформации, надо отнести напряжения, обусловленные упругим удлинением трубопровода, а также напряжения, вызываемые уменьшением центрального угла гнутых колен, имеющих овальность. И та и другая деформации увеличиваю длину трубопровода (в его свободном состоянии) и должны быть скомпенсированы наряду с температурным расширением трубопровода.

Номинальные допускаемые напряжения не рассматриваются Нормами как предел для напряжений местного характера, даже если эти напряжения вызываются основной нагрузкой. Так, например, напряжение на внутренней поверхности стенке трубы при отношении (s-c): $D_н = 0{,}25$ может достигать $1{,}54\sigma_{доп}$.

В этом заключается одна из особенностей метода расчета по предельным нагрузкам, принятого в Нормах. Ими в то же время предусмотрены ограничения, имеющие целью исключить возможность появления заметных

пластических деформаций (ограничение толщины стенок труб отношением 0,25 к диаметру ограничение напряжений самокомпенсаций).

Толщина стенки трубопроводов определяется заданным расчетным давлением, прочие же внешние нагрузки (весовая, ветровая) во внимание при этом не принимаются.

Расчетным давлением называется наибольшее давление, под которым трубопровод может находиться во время работы. Для трубопроводов, защищенных от повышения давления предохранительными клапанами (установленными на самом трубопроводе или оборудовании, к которому присоединён трубопровод), не учитывается повышение давления, необходимое для открытия предохранительного клапана, если эта величина не превосходит предусмотренную Нормами. Для паропроводов, в зависимости от источника получения пара, в качестве расчетного давления принимается:

Источник получения пара	**Расчетное давление для паропровода**
Паровой котел, парогенератор	Номинальное рабочее давление пара на выходе из котла
Регулируемый отбор или противодавление за турбиной	Наивысшее давление в отборе или противодавление, предусмотренные техническими условиями на поставку турбины
Нерегулируемый отбор турбины	Наибольшее возможное давление пара в патрубке отбора (при максимальном расходе пара в последующие ступени за данным отбором).
Редукционная установка	Наивысшее рабочее давление редуцированного пара, принятое в проекте.
Расширители продувок и дренажей	Рабочее давление расширителя

Для трубопроводов, находящихся под давлением насосов, в качестве расчетного принимается наивысшее давление по характеристике насоса с учетом подпора на всасывающем патрубке. В тех случаях, когда после насоса устанавливаются предохранительные клапаны, за расчетное давление берется давление, на которые установлены предохранительные клапана, а для участка

от насоса до места установки предохранительных клапанов к этому давлению должны быть добавлены гидравлические потери давления на этом участке.

Для питательных насосов с турбоприводом или электроприводом с гидромуфтой в качестве расчетного принимается 1,05 номинального давления.

Для тренажных и продувочных трубопроводов за расчетное берется давление в основных трубопроводах.

В выхлопных трубопроводах давление за предохранительным клапаном должно определяться гидравлическим расчетом. Для проводов, присоединенных к бакам, за расчетное принимается гидравлическое давление столба воды над трубопроводом плюс давление пара в баке над поверхностью воды.

Расчетная температура стенки трубопроводов согласно пунктам 1.4.8. Норм равна температуре протекающей в них среды.

В качестве расчетной температуры пара для паропроводов берется номинальная температура пара за пароперегревателем парового котла или парогенератора, причем, согласно пункту 1.4.1. Норм, не учитываются отклонения температуры пара от номинальной в пределах допусков, предусмотренных ГОСТом.

В качестве расчетной температуры пара, поступающего из отборов или противодавления турбины, принимается наивысшая возможная температура с учетом особенностей схем регулирования турбины. Наивысшей температуры пар в регулированных отборах достигает при малых расходах пара через турбину в режимах, когда применяется дроссельное регулирование расхода пара первым клапаном. Наивысшей температуры пар в нерегулируемых отборах конденсационных турбин достигается при максимальных расходах пара через турбину, когда тепловой перепад на регулирующей ступени становится минимальным.

Для изготовления станционных трубопроводов трубы берутся по сортаментам отраслевых стандартов, в соответствии с предельными параметрами, указанными в таблицах. Пользоваться расчетными формулами необходимо при определении толщины стенки для параметров, не

предусмотренных МВН, а также для решения вопроса о возможности использования труб, не предусмотренными сортаментами.

Номинальная толщина стенки бесшовных труб определяется условием:

$$s \geq \frac{D_н \cdot p}{200\sigma_{доп} + p} + c_1 \text{мм} \qquad (2)$$

где $D_н$ – номинальный наружный диаметр трубы, мм;

c_1 – прибавка к расчетной толщине стенки, мм ;

p – расчетное гидравлическое давление, кг/см^2;

$\sigma_{доп}$ – допускаемое напряжение, кг/мм^2.

Формула (1) справедлива при условии

$$\frac{s - c_1}{D_H} \leq 0{,}25. \qquad (3)$$

Расчетная формула получается путем подстановки в условие третьей теории прочности усредненных по толщине стенки значений наибольшего и наименьшего главных напряжений:

$$\sigma_{доп} \geq \sigma_{макс} - \sigma_{мин} = \frac{D_н - 2s}{200s} p - \left(- \frac{p}{200} \right). \text{кг/мм}^2 \qquad (4)$$

Ограничение расчетной формулы предельной относительной толщиной стенки 0,25 имеет целью избежать заметных пластических деформаций на внутренней поверхности стенок.

Прибавка к толщине стенки определяется из соотношения:

$$c_1 = A(s - c_1) = \frac{A}{1 + A} s \geq 0{,}5 \text{ мм} \qquad (3)$$

Величина коэффициентов A и $\frac{A}{1+A}$ в зависимости от величины минусового допуска к толщине стенки и радиуса изгиба находится по табл. 1. Междуведомственными нормалями радиусы изгибов для трубопроводов предусмотрены более 3,5$D_н$.

Таблица 1 – Наибольший минусовый допуск по толщине стенки

Показатели	**Наибольший минусовый допуск по толщине стенки, %**				
	15	12,5	10	5	0
Коэффициент А: для прямых труб	0,18	0,14	0,11	0,05	-
для труб гнутых радиусом $R>3,5\ D_н$	0,18	0,15	0,12	0,06	0,03
Для труб гнутых радиусом $1,9D_н \le R \le 3,5D_н$	0,20	0,17	0,15	0,10	0,08
Коэффициент А/(1+А): для прямых труб	0,15	0,125	0,10	0,05	-
для труб гнутых радиусом $R > 3,5D_н$	0,15	0,13	0,11	0,056	0,03
Для труб гнутых радиусом $1,9D_н \le R \le 3,5D_н$	0,17	0,145	0,13	0,09	0,075

Величина прибавки к толщине стенки во всех случаях должна приниматься не менее 0,5 *мм*. Вычисленная по формуле (1) толщина стенки округляется до ближайшей большей толщины, имеющейся в сортаменте. Допускается округление в меньшую сторону не более 3 % номинальной толщины:

Номинальная толщина стенок сварных труб определяется условием:

$$s \ge \frac{D_н p}{200\varphi\sigma_{доп} + p} + c_1 \text{ мм}, \qquad (4)$$

где φ – коэффициент прочности продольного или спирального сварного шва. Остальные обозначения те же, что и в формуле (2).

Прибавка c_1 берется равной наибольшему минусовому допуску по толщине стенки, предусмотренному ГОСТ на сварные трубы или листовую сталь, применяемую для изготовления этих труб. Этот минусовый допуск задается в миллиметрах (0,6 мм для листов толщиной 7 мм, 0,8 мм для листов толщиной от 8 до 25 мм и т.д.).

Для стыковых сварных соединений трубопроводов, выполненных любым допущенным способом автоматической, полуавтоматической или ручной сварки, обеспечивающим полный провар по всей толщине стыкуемых элементов, при условиях:

а) проведения в необходимых случаях термитной обработки;

б) контроля качества шва по всей его длине не разрушающими методами;

коэффициент прочности принимается:

а) для углеродистой, низколегированной марганцовистой и хромомолибденовой стали и аустенитной стали φ = 1,0;

б) для хромомолибденованадиевой стали и высоко хромистой стали φ = 0,8.

Коэффициент прочности швов углерод истой и низколегированной марганцовистой стали, контроль качества которых не разрушающими методами выполняется не по всей длине, принимается в зависимости от способа сварки:

а) при автоматической двухсторонней сварке под флюсом, электрошлаковой сварке, контактной сварке; односторонней ручной и автоматической сварке под флюсом на подкладной планке или с подваркой основания шва; ручной сварке в атмосфере углекислого газа и аргонодуговой сварке φ = 0,85;

б) при всех других, не указанных выше видах ручной электрической и газовой сварки φ = 0,7.

Соответственно сказанному коэффициент прочности продольного сварного шва для труб, поставляемых по ГОСТам с двусторонним швом и контролем качества шва не разрушающими методами по всей длине, φ = 1. Для труб с односторонним швом и контролем физическими методами не по всей длине шва φ = 0,7.

Для труб с двусторонним спиральным сварным швом, поставляемых по ГОСТ 8696-67, с учетом допускаемого этим стандартом смещения кромок до 25% номинальной толщины листа и стопроцентного контроля шва физическими методами φ = 0,75.

Если размеры ($D_н$, s) труб и марка стали известны, то допустимое рабочее давление может быть определено по формуле:

$$p_{доп} = \frac{200(s - c_1)\sigma_{доп}\varphi}{D_н - (s - c_1)} \text{ кг/см}^2 \qquad (5)$$

где $\sigma_{доп}$ – определяется в соответствии с заданной расчетной температурой;

c_1 – прибавка в соответствии с допусками на толщину стенки, предусмотренными условиями поставки.

Данные о допускаемых стандартами и техническими условиями отклонениях от номинальной толщины стенки указаны в соответствующих нормативах.

Список использованных источников:

1. Б.В. Рудамино; Ю.Н. Ремжин «Проектирование трубопроводов тепловых электростанций». 1990 г.

2. Камерштейн А.Г., Ручимский М.Н. «Расчет заводских трубопроводов на прочность». Гостоптехиздат, 1989 г.

3. Волошин А.А. «Расчет трубопроводов на внешние нагрузки» Энергомашиностроение, 1988г., № 3.

4. Зверьков Б.В. «Предельная нагрузка трубы под действием давления и изгиба». «Энергомашиностроение», 1988г. № 3.

5. Кузнецов Л.А., Рудами но «Конструирование и расчет трубопроводов теплосиловых установок». Машгиз, 1989 г.

Оболенская Т.А., Евсюкова Л.А., Лазаренко В.И., Середа Н.В. «Расчёт трубопроводов на прочность».

Статья посвящена анализу нагрузок, действующих на трубопроводы, влиянию температур на показатели прочности и пластичности, определению толщины стенки трубопровода в зависимости от расчётного давления. Приведены графики изменения прочностных характеристик стали 20 в зависимости от температуры, деформации ползучести при различных растягивающих напряжениях. Приведены зависимости для определения толщины стенки трубы, а также величина рабочего давления.

Оболенська Т.О., Евсюкова Л.О., Лазаренко В.І., Середа В.І. «Розрахунок трубопроводів на міцність».

Стаття присвячена аналізу навантажень, діючих на трубопровід, вплив температур на показники міцності та пластичності, визначенню товщини стінки трубопроводу в залежності від розрахункового тиску. Наведено графіки зміни характеристик міцності сталі 20 в залежності від температури, деформації повзучості при різних розтягуючи напруженнях. Наведено залежності для визначення товщини стінки труби, а також величина робочого тиску.

Obolenskaya T.A., Yevsjukova L.A., Lazarenko V.I., Sereda N.V. “The strength calculation of pipelines”

The article is devoted to the analysis of loads, acting on the tubing, to the influence of temperatures on the strength and plasticity index, determination of the wall thickness tubing depending on calculated pressure. The diagrams for changing of strength characteristic for steel 20 depending on temperature, creep deformations for different stretch stresses are presented. The formulas for determination of the wall thickness tubing and size of calculated pressure are determinate.

Стаття надійшла до редакції 24 листопада 2010 року

УДК 621.86

©Нестеров А.П., Осипова Т.Н.

КОЛЕБАТЕЛЬНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ЛИНИИ ПЕРЕДАЧИ БАРАБАННОГО ШАХТНОГО ПОДЪЕМНИКА

1. Постановка задачи

Рассмотрим клетевой двухдвигательный барабанный канатный подъемник с двумя валопроводами и канатопроводами как многомассовую систему с упругими звеньями и исследуем парциальные звенья, образующие подъемник с позиции перекачки энергии [1, 2] и связи канатопровода с валопроводом.

2. Содержание исследования

На рис. 1 приведена эквивалентная крутильная схема шестимассового подъемника с упругими звеньями.

Система подъемника «электродвигатель *1* – редуктор *3* – электродвигатель *2*» будет иметь сильную связь [1] при равных парциальных частотах. Двигатели, валопроводы и редуктор конструктивно одинаковые, поэтому в рассматриваемой парциальной системе всегда будет ″сильная связь″. Парциальные звенья, образующие канатопровод, будут иметь ″сильную связь″, когда в клетях будут одинаковые по массе грузы, а канаты будут иметь одинаковую длину [2].

Система дифференциальных уравнений собственных колебаний шести дискретных масс подъемника (см. рис. 1) без учета диссипативных сил получена в виде:

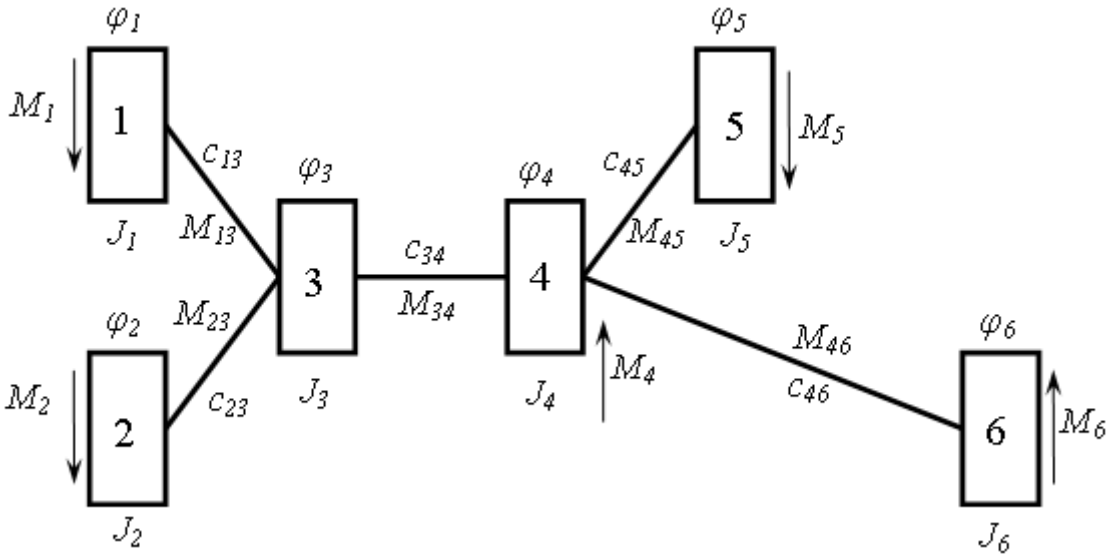
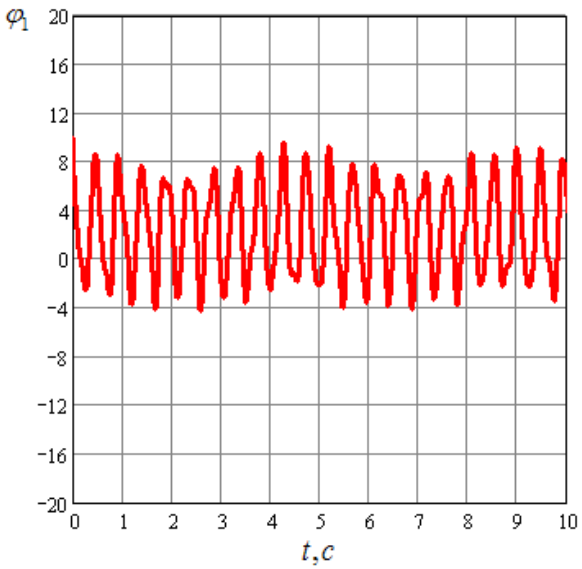
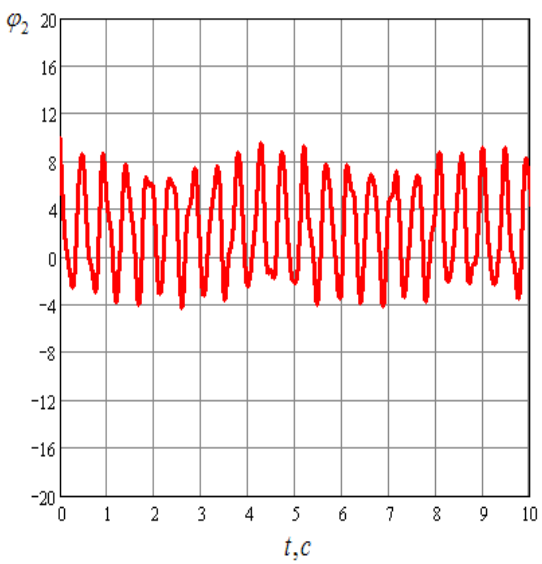


Рис. 1 – Эквивалентная динамическая крутильная схема рассматриваемого подъемника: *1*, *2* – электродвигатели; *3* – редуктор; *4* – барабан; *5*, *6* – клети; φ_1, φ_2, φ_3, φ_4, φ_5, φ_6 – углы поворота соответствующих дискретных масс; J_1, J_2, J_3, J_4, J_5, J_6 – приведенные к барабану моменты инерции соответствующих дискретных масс; c_{13}, c_{23}, c_{34}, c_{45}, c_{46} – жесткости упругих звеньев; M_{13}, M_{23}, M_{34}, M_{45}, M_{46} – упругие моменты силовой линии передач; M_1, M_2, M_4, M_5, M_6 – внешние моменты соответствующих масс

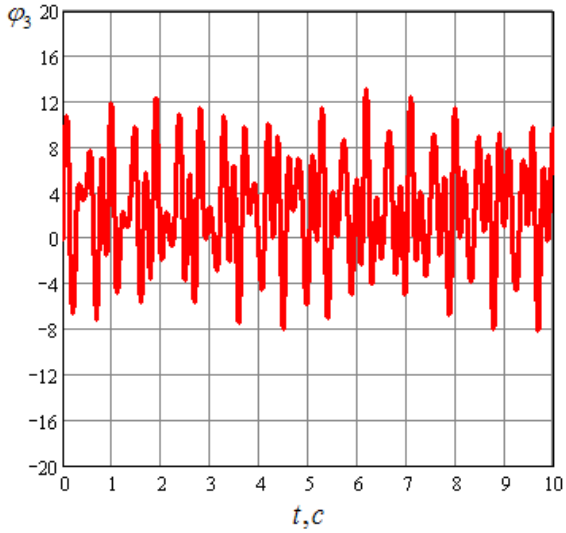
$$
\left.
\begin{aligned}
&\ddot{\varphi}_1 + \frac{c_{13}}{J_1}\varphi_1 - \frac{c_{13}}{J_1}\varphi_3 = 0;\\
&\ddot{\varphi}_2 + \frac{c_{23}}{J_2}\varphi_2 - \frac{c_{23}}{J_2}\varphi_3 = 0;\\
&\ddot{\varphi}_3 + \frac{c_{13}+c_{23}+c_{34}}{J_3}\varphi_3 - \frac{c_{13}}{J_3}\varphi_1 - \frac{c_{23}}{J_3}\varphi_2 - \frac{c_{34}}{J_3}\varphi_4 = 0;\\
&\ddot{\varphi}_4 + \frac{c_{34}+c_{45}+c_{46}}{J_4}\varphi_4 - \frac{c_{34}}{J_4}\varphi_3 - \frac{c_{45}}{J_4}\varphi_5 - \frac{c_{46}}{J_4}\varphi_6 = 0;\\
&\ddot{\varphi}_5 + \frac{c_{45}}{J_5}\varphi_5 - \frac{c_{45}}{J_5}\varphi_4 = 0;\\
&\ddot{\varphi}_6 + \frac{c_{46}}{J_6}\varphi_6 - \frac{c_{46}}{J_6}\varphi_4 = 0.
\end{aligned}
\right\} \qquad (1)
$$



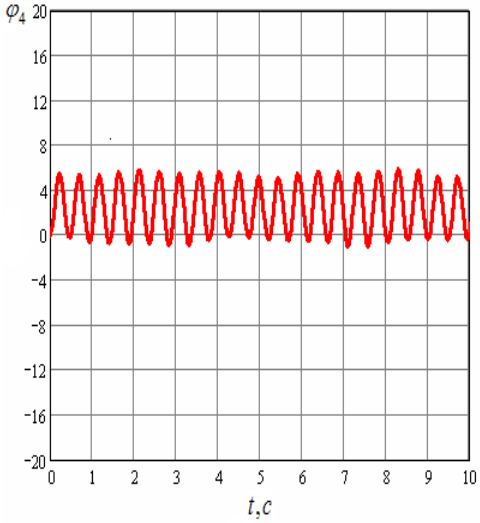
а)



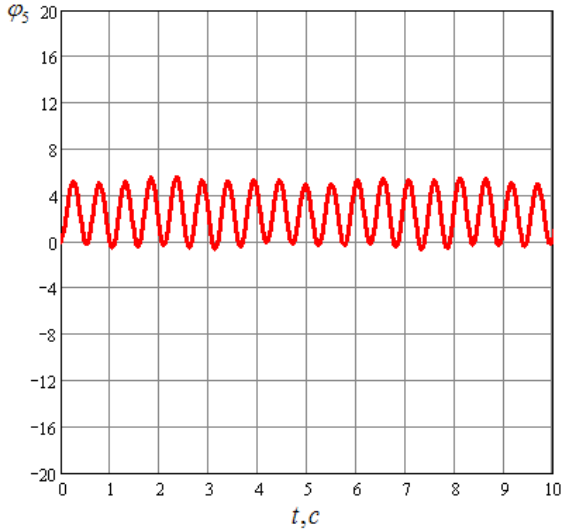
б)



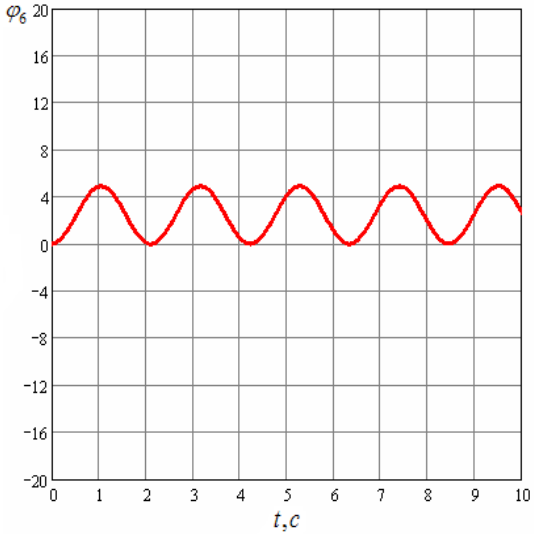
в)



г)



д)



е)

Рис. 2 – Графики колебаний дискретных масс подъемника при ненулевых начальных условиях: а) двигатель *1*; б) двигатель *2*; в) редуктор *3*; г) барабан *4*; д) клеть *5*; е) клеть *6*

Исходные данные исследуемой шестимассовой подъемной установки следующие: $J_1=J_2=$ 108,559т·м^2; J_3=70т·м^2; J_4=466,077т·м^2; J_5=59,826т·м^2; J_6=71,453т·м^2; $c_{13}=c_{23}$=1,088·10^{6}кНм/рад; c_{34}=0,496·10^{6}кНм/рад; c_{45}=9383,491кНм/рад; c_{46}=491,075кНм/рад.

На рис. 2 представлены графики свободных колебаний дискретных масс при начальных условиях t=0; $\varphi_1=\varphi_1(0)$; $\dot{\varphi}_1=0$; $\varphi_2=\varphi_2(0)$; $\dot{\varphi}_2=0$; φ_3=0; $\dot{\varphi}_3=0$; φ_4=0; $\dot{\varphi}_4=0$; φ_5=0; $\dot{\varphi}_5=0$; φ_6=0; $\dot{\varphi}_6=0$.

Из рис. 2 а, б, в видно, что двигатели и редуктор колеблются с одинаковыми частотами (период колебаний 0,5 с и 4 с), но с разными амплитудами. Здесь происходит перекачка энергии от двигателей к редуктору в виде биения. Максимальному значению амплитуды двигателей соответствует минимальное значение амплитуды редуктора и наоборот.

На рис. 2г показаны колебания барабана практически с одной частотой валопровода (период 0,5 с). Из рис. 2д,е видно, что клеть на коротком канате колеблется со своей частотой (период 0,5 с), а на длинном канате – со своей (период 2,2 с). Их колебания не зависят от частот колебаний дискретных масс двигателей и редуктора. Поэтому можно рассматривать колебания клетей независимо от колебаний валопровода по трехмассовой схеме, так как жесткость валопровода гораздо больше жесткости канатопровода.

На рис. 3 представлена эквивалентная трехмассовая схема колебания клетей на канатах. Здесь к моменту инерции барабана присоединены приведенные моменты инерции редуктора и двух двигателей.

Рассмотрим пример динамики трехмассовой механической системы со следующими параметрами, приведенными к оси органа навивки: H_1=1122м; J_1=59,826т·м^2; J_2=733,2т·м^2; J_3=71,453т·м^2; c_{12}=9383,491кНм/рад; c_{23}=491,075кНм/рад.

Дифференциальные уравнения собственных колебаний трехмассовой механической системы (см. рис. 3) имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} &J_1\ddot{\varphi}_1 + c_{12}\varphi_1 - c_{12}\varphi_2 = 0; \\ &J_2\ddot{\varphi}_2 + c_{12}\varphi_2 - c_{12}\varphi_2 + c_{23}\varphi_2 - c_{23}\varphi_3 = 0; \\ &J_3\ddot{\varphi}_3 + c_{23}\varphi_3 - c_{23}\varphi_2 = 0. \end{aligned}\right\} \qquad 2)$$

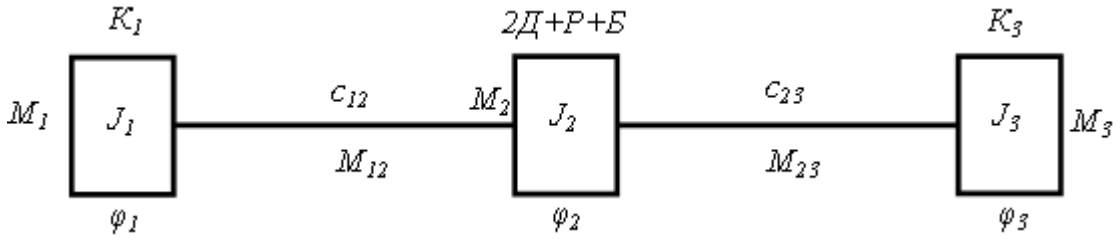


Рис. 3 – Эквивалентная динамическая схема подъемника: K_1, K_3 – клети; *Д, Р, Б* – соответственно двигатель, редуктор и барабан; φ_1, φ_2, φ_3 – углы поворота дискретных масс; J_1, J_3 – приведенные моменты инерции клетей; J_2 – суммарный момент инерции двух двигателей, редуктора и барабана; c_{12}, c_{23} – жесткости канатов; M_{12}, M_{23} – моменты сил упругости канатов; M_1, M_2, M_3 – внешние моменты

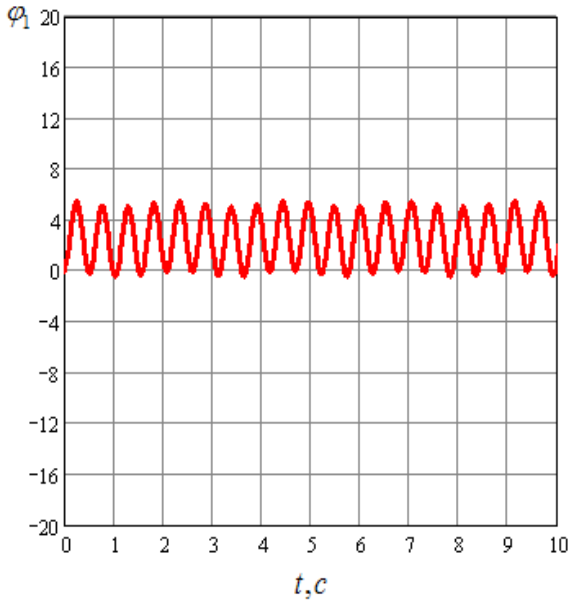
На рис. 4 приведены графики колебаний дискретных масс эквивалентной схеме рис. 3 со следующими начальными условиями: t=0; φ_1=0; $\dot{\varphi}_1 = 0$; φ_2=φ_2(0); $\dot{\varphi}_2 = 0$; φ_3=0; $\dot{\varphi}_3 = 0$.

Из рис. 4 видно, что характер колебаний клетей трехмассовой системы адекватен исходной шестимассовой системе (см. рис. 2) как по частоте, так и по амплитуде (см. табл. 1).

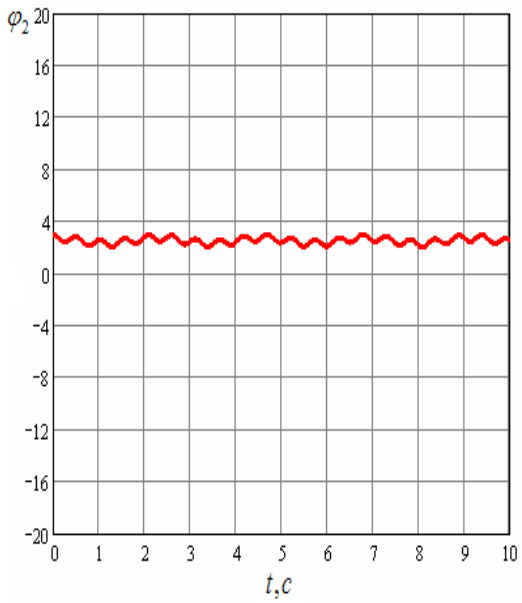
Таблица 1 – Параметры колебаний дискретных масс

Система	Период колебаний, с		Угол поворота, рад	
	T_1	T_2	$\varphi_1(\varphi_6)$	$\varphi_3(\varphi_5)$
Шестимассовая	0,5	2,3 … 2,4	5	5,5
Трехмассовая	0,5	2,0	5,5	5

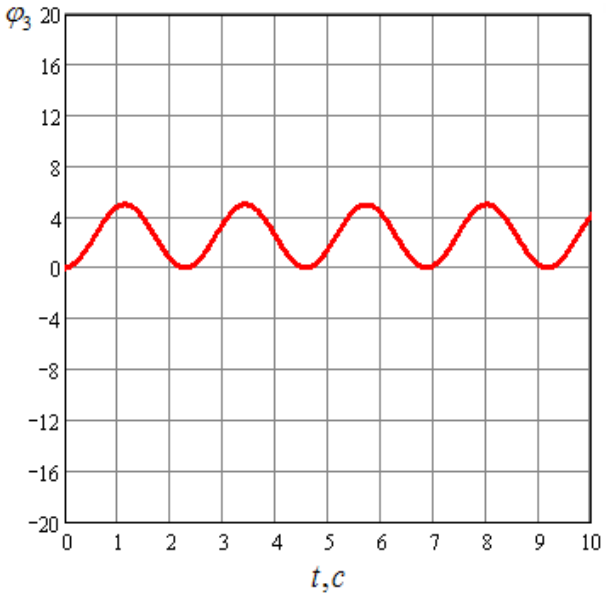
Рассмотрим влияние моментов сил упругости валопровода на моменты в канатопроводе.



а)



б)



в)

Рис. 4 – Графики колебаний дискретных масс подъемника при ненулевых начальных условиях: а) клеть *1*; б) барабан *2*; в) клеть *3*

Уравнения моментов сил упругости в шестимассовой механической системе с упругими связями (см. рис. 1) имеют вид

$$\left.\begin{aligned}
&\ddot{M}_{13}+\beta_{13}^2 M_{13}+\frac{c_{13}}{J_3}M_{23}-\frac{c_{13}}{J_3}M_{34}=\frac{c_{13}}{J_3}M_1;\\
&\ddot{M}_{23}+\beta_{23}^2 M_{23}+\frac{c_{23}}{J_3}M_{13}-\frac{c_{23}}{J_3}M_{34}=\frac{c_{23}}{J_2}M_2;\\
&\ddot{M}_{34}+\beta_{34}^2 M_{34}+\frac{c_{34}}{J_3}M_{13}-\frac{c_{34}}{J_3}M_{23}-\frac{c_{34}}{J_4}M_{45}-\frac{c_{34}}{J_4}M_{46}=\frac{c_{34}}{J_4}M_4;\\
&\ddot{M}_{45}+\beta_{45}^2 M_{45}-\frac{c_{45}}{J_4}M_{45}+\frac{c_{45}}{J_4}M_{46}=-\frac{c_{45}}{J_4}M_4-\frac{c_{45}}{J_5}M_5;\\
&\ddot{M}_{46}+\beta_{46}^2 M_{46}-\frac{c_{46}}{J_4}M_{34}+\frac{c_{46}}{J_4}M_{45}=-\frac{c_{46}}{J_4}M_4+\frac{c_{46}}{J_6}M_6,
\end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

где $\beta_{13}^2=c_{12}\left(\frac{1}{J_1}+\frac{1}{J_3}\right)$; $\beta_{23}^2=c_{23}\left(\frac{1}{J_2}+\frac{1}{J_3}\right)$; $\beta_{34}^2=c_{34}\left(\frac{1}{J_3}+\frac{1}{J_4}\right)$;

$\beta_{45}^2=c_{45}\left(\frac{1}{J_4}+\frac{1}{J_5}\right)$; $\beta_{46}^2=c_{46}\left(\frac{1}{J_4}+\frac{1}{J_6}\right)$ – квадраты парциальных частот.

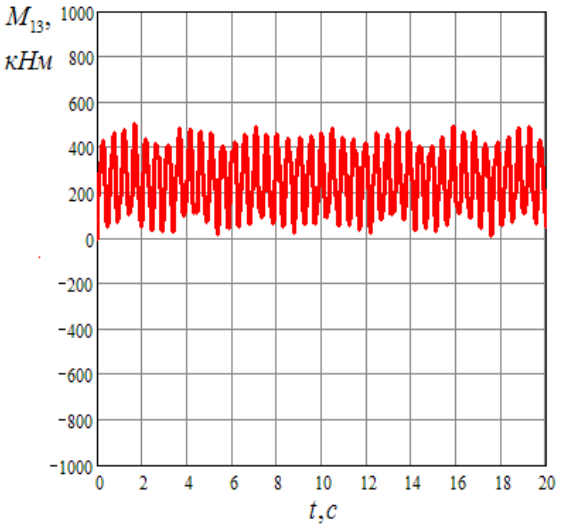
На рис. 5 представлены графики моментов сил упругости схемы рис. 1 при следующих внешних моментах: M_1 = 337,24 кНм; M_2 = 337,24 кНм; M_3 = 0; M_4 = 0; M_5 = 0; M_6 = 0 и нулевых начальных условиях.

Из графиков видно, что колебания канатов происходит с частотами, близкими к их парциальным частотам. Это указывает на то, что колебания валопровода не влияют на колебания канатов и их можно определять трехмассовой системе (см. рис. 3).

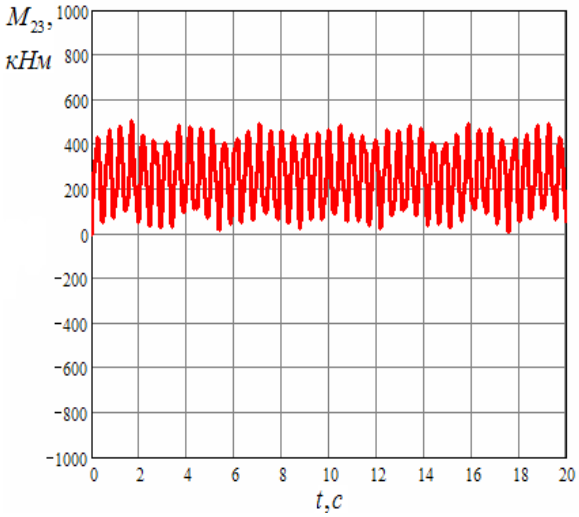
Колебания моментов сил упругости в трехмассовой системе (см. рис. 3) описаются следующими уравнениями:

$$\left.\begin{aligned}
&\ddot{M}_{21}+\beta_{21}^2 M_{21}+\frac{c_{21}}{J_2}M_{23}=\frac{c_{21}}{J_2}M_2-\frac{c_{21}}{J_1}M_1;\\
&\ddot{M}_{23}+\beta_{23}^2 M_{23}+\frac{c_{23}}{J_2}M_{21}=\frac{c_{23}}{J_2}M_3-\frac{c_{23}}{J_2}M_2,
\end{aligned}\right\} \qquad (4)$$

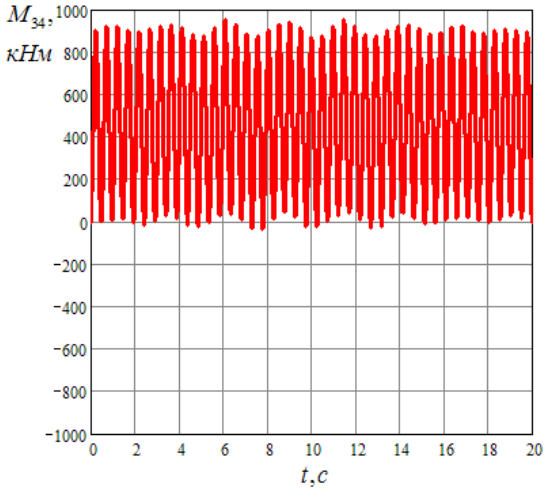
где $\beta_{21}^2=c_{21}\left(\frac{1}{J_1}+\frac{1}{J_2}\right)$; $\beta_{23}^2=c_{23}\left(\frac{1}{J_2}+\frac{1}{J_3}\right)$ – квадраты парциальных частот трехмассовой механической системы.



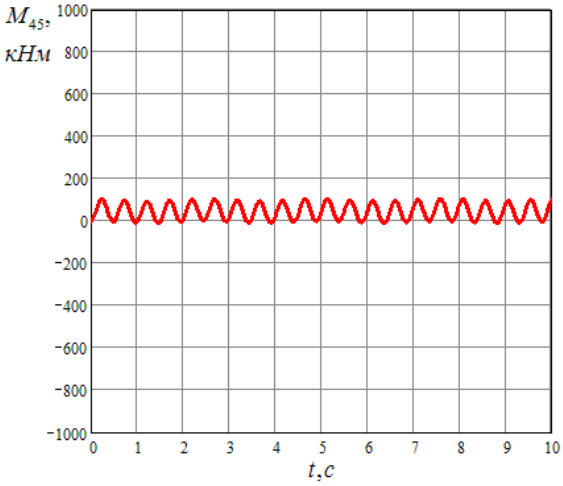
а)



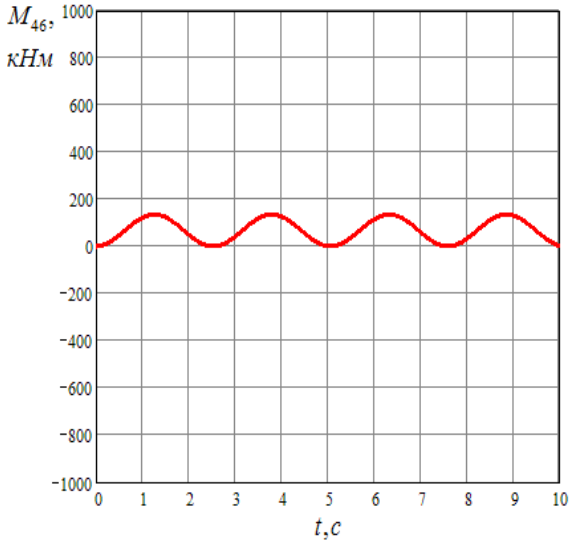
б)



в)



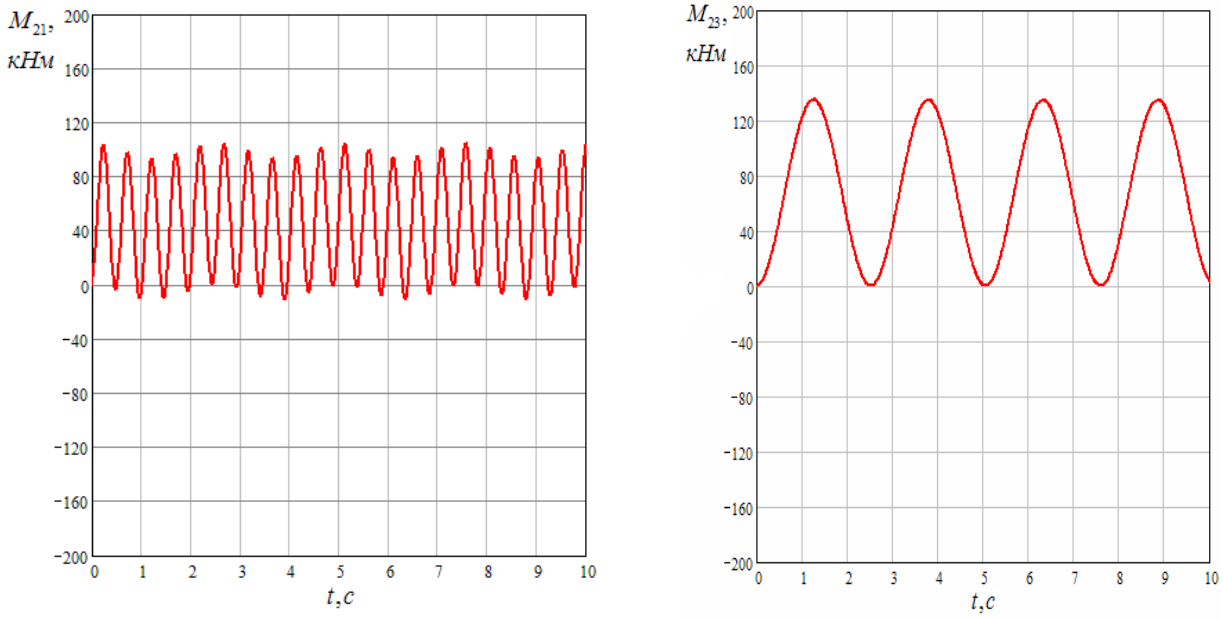
г)



д)

Рис. 5 – Графики колебаний моментов сил упругости канатов механической системы подъемника с шестью массами: а) M_{13}; б) M_{23}; в) M_{34}; г) M_{45}; д) M_{46}

На рис. 6 даны графики моментов сил упругости (4) при приложении внешнего момента M_2=674,471кНм.



а) б)

Рис. 6 – Графики колебаний моментов сил упругости канатов трехмассовой механической системы: а) M_{21}; б) M_{23}

Из них видно, что колебания сил упругости канатов в трехмассовой и шестимассовой системах практически одинаковы. Расхождения по частотам и амплитудам составляет 10 % (см. табл. 2).

Таблица 2 – Параметры колебаний упругих моментов

Система	Период колебаний, с		Максимальный момент, кНм	
	T_1	T_2	$M_{21}(M_{45})$	$M_{23}(M_{46})$
Шестимассовая	0,42 … 0,44	2,5	110,67	174,87
Трехмассовая	0,42	2,3 … 2,5	101,02	74,47

Выводы

В работе показано, что в шахтной подъемной установке, рассматриваемой как многомассовая система с упругими звеньями, колебания валопровода практически не влияют на колебания канатопровода и его можно рассчитывать по трехмассовой эквивалентной схеме, где к моменту инерции барабана

прибавлены приведенные моменты инерции двигателей и редуктора. Такое допущение возможно в связи с тем, что жесткость валопровода во много раз больше жесткости канатов, и моменты инерции дискретных масс валовпровода можно объединить в одну массу, считая валопровод абсолютно жестким. При этом погрешность ее не превышает 10 %.

Список использованных источников:

1. Мандельштам Л.И. Лекции по теории колебаний. – М.: Наука, 1972. – 470 с.
2. Нестеров А.П., Осипова Т.Н. Перекачка энергии в грузоподъемных установках // Науковий вісник будівництва. – Харків: ХДТУБА, ХОТВ АБУ 2007, Вип. 40. С. 123 – 128.

Нестеров А.П., Осипова Т.Н. «Колебательные процессы в линии передачи барабанного шахтного подъемника».

В статье рассматривается связь колебательных процессов в канатопроводе и валопроводе шахтного подъемника.

Ключевые слова: шахтный подъемник, эквивалентные динамические схемы, колебательные процессы, частота и период колебаний, погрешность.

Нестеров А.П., Осипова Т.М. «Коливальні процеси у лінії передачі барабанного шахтного підйомника».

У статті розглядається зв’язок коливальних процесів у канатопроводі й валопроводі шахтного підйомника.

Ключові слова: шахтний підйомник, еквівалентні динамічні схеми, коливальні процеси, частота й період коливань, погрішність.

Nesterov A.P., Osypova T.N. «Oscillatory processes in the transmission line drum mine hoist».

In the article considers the relationship of oscillatory processes in kanatoprovodi and mine hoist shafting.

Key words: lifting setting, the equivalent dynamic circuit dynamic, frequency and period of oscillation, error.

Стаття надійшла до редакції 18 жовтня 2010 р.

УДК 621.9.048

©Коваленко В.М., Тарасюк А.П.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВІБРАЦІЙНОГО РІЗАННЯ ВОЛОКНИСТИХ ПОЛІМЕРНИХ КОМПОЗИТІВ

1. Постановка проблеми в загальному виді

Приводиться результати дослідження вібраційного різання волокнистих полімерних композитів з врахуванням особливостей. Дано практичні рекомендації для дослідників.

2. Постановка завдання

Концепція ефективності вібраційного різання волокнистих полімерних композитів, що ґрунтується на врахуванні особливостей структурної побудови, фізико-механічних та теплофізичних властивостей, була запропонована на основі розроблених положень механіки різання композитів [1]. Згідно цієї концепції частота слідування циклів коливання w залежить від структури композита, величини швидкості різання і напряму армування відносно вектора головного руху різання.

3. Обґрунтування наукових результатів

Характер змін швидкості різання при цьому представлено на рис. 1.

Величина миттєвої швидкості різання визначається рівнянням:

$$V = V_0 + V_a \cdot \sin w\tau, \tag{1}$$

де V_a – величина амплітуди коливань змінної швидкості різання;

w – циклічна частота коливань, рад/с;

τ – час, с.

Амплітуда коливань швидкості різання визначається через лінійну довжину армувальних елементів та елементів матриці.

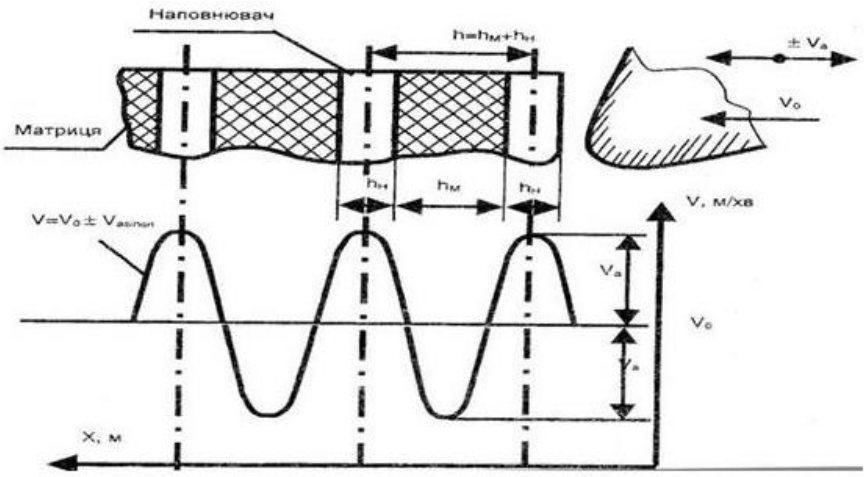


Рис. 1 – Характер зміни швидкості різання при вібраційній обробці

$$V_a = V_0 \frac{f_э h_н - h_м}{f_э h_н + h_м}, \tag{2}$$

де $f_э$ – енергетичний коефіцієнт, що визначається відношенням сил різання на ділянці обробки наповнювача композита і на ділянці обробки матриці. Рівняння переміщення інструменту одержимо, проінтегрувавши вираз (1)

$$X_{інстр} = \int (V_0 + V_a \cdot \sin w\tau) d\tau \tag{3}$$

або

$$X_{інстр} = V_0 \tau - A \cdot \cos w\tau, \tag{4}$$

де $A = V_a / w = V_a / 2\pi v$ – амплітуда коливань інструменту.

Враховуючи, що $v = V_0/h$, отримуємо:

$$A = \frac{V_a \cdot h}{2\pi V_0}. \tag{5}$$

Підставляючи замість V_a вираз (2) отримаємо:

$$A = \frac{(f_э h_н - h_м)(h_н + h_м)}{2\pi (f_э h_н + h_м)}. \tag{6}$$

Вібраційне різання з параметрами, що визначаються представленими вище залежностями ефективне для полімерів армованих окремими волокнами, тобто для нетканих волокнистих композитів. Однак, значно більше розповсюдження зараз мають волокнисті полімерні композити на тканинній основі (див. рис. 2), що мають слоїсту структуру

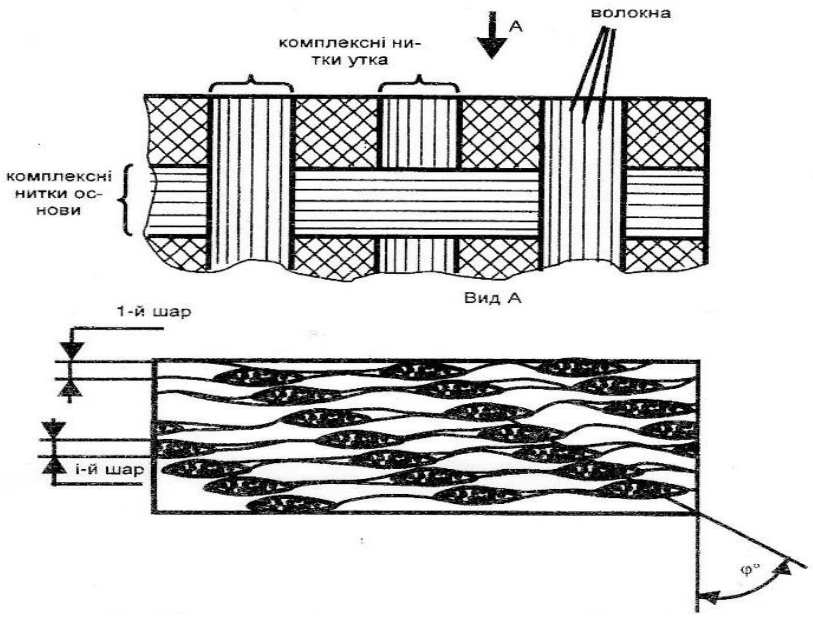


Рис. 2 – Структура слоїстого композита на тканинній основі

Для даного виду композиційних матеріалів запропоновані вище параметри вібраційного різання не дають такої ефективності процесу, як для нетканих, оскільки не враховується в повній мірі структурна будова матеріалу.

Для розрахунку параметрів вібраційного різання волокнистих полімерних композиційних матеріалів на тканинній основі нами запропонована розрахункова схема (див. рис. 3).

Ефект досягається за рахунок накладення коливань з частотою $V_h = V_0/H$ на коливання з частотою $V_h = V_0/h$ на ділянці H_H і відключення коливань з частотою V_h на ділянці $H_м$.

Спрощена схема технічного пристрою для вібраційного різання представлена на рис. 4.

Величина миттєвої швидкості різання на ділянках H_H визначиться рівнянням

$$V_\Sigma = V_0 + V_a \cdot \sin(2\pi V_0/H)\tau \quad (7)$$

На ділянці H_H

$$V_\Sigma = V_0 + V_a \cdot \sin(2\pi V_0/H)\tau + V_a \cdot \sin(2\pi V_0/h)\tau \quad (8)$$

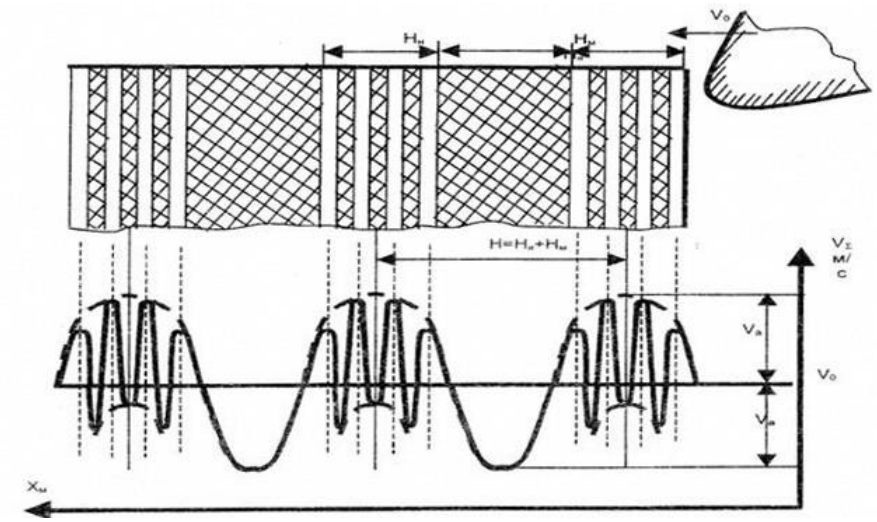


Рис. 3 – Характер зміни швидкості різання при вібраційній обробці волокнистих композитів на тканинній основі.

Амплітуда коливань швидкості різання на ділянці $H_{\text{м}}$ визначається за формулою (2), а на ділянці H_H

$$V_a = [V_0 + V_a \cdot \sin(2\pi V_0 / H)\tau] \cdot \frac{f_э h_н - h_м}{f h_н + h_м}. \quad (9)$$

Амплітуда коливань інструменту з частотою V_n визначається аналогічно формулі (6), тобто

$$A_н = \frac{(f_э H_н - H_м)(H_н + H_м)}{2\pi(f_э H_н + H_м)} \quad (10)$$

Очевидно, що запропонований спосіб вібраційного різання може бути ефективним тільки в випадку, коли кут нахилу головної ріжучої кромки λ дорівнює куту φ (див. рис. 2). Однак кут φ може не знаходитись в межах оптимальних значень кута нахилу головної ріжучої кромки, в такому випадку застосовують інструменти зі складною формою різальної частини.

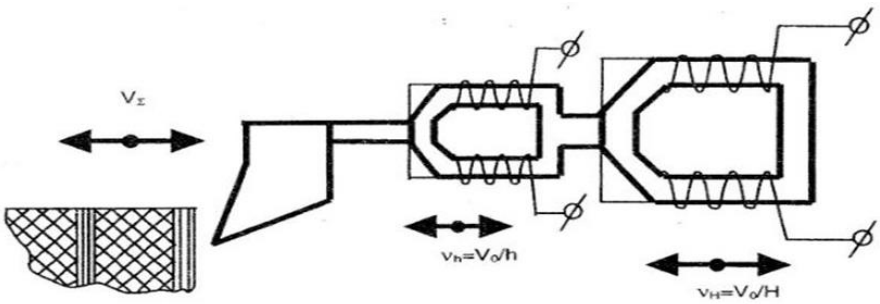


Рис. 4 – Спрощена схема вібраційного різання волокнистих полімерних композитів на тканинній основі

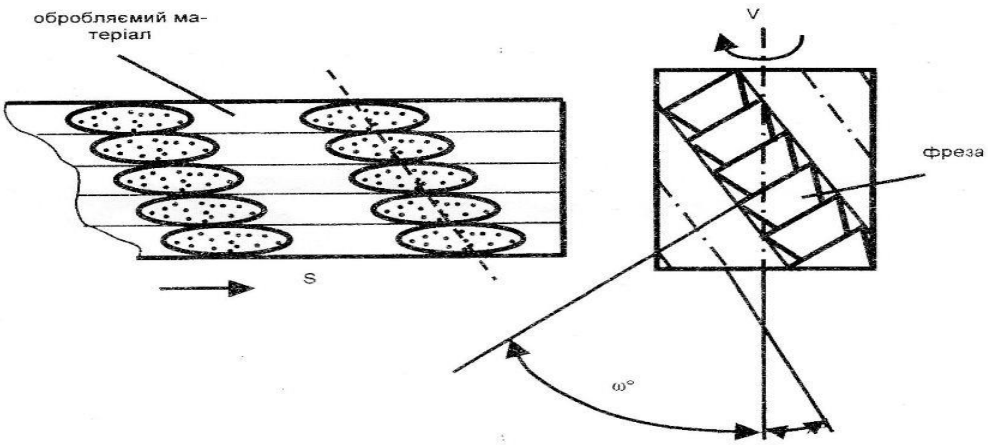


Рис. 5 – Приклад рахування структури композиту при виборі кута нахилу стружкової канавки для циліндричної фрези

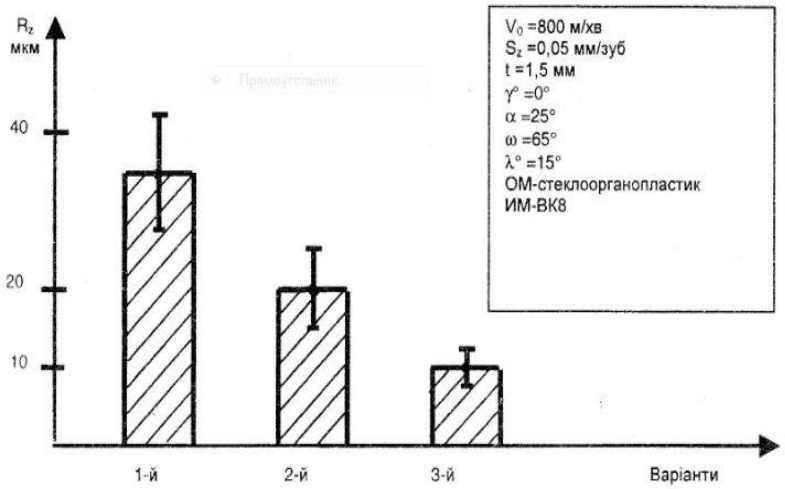


Рис. 6 – Шорсткість обробленої поверхні скло органопластики при трьох різних варіантах обробки

Приклад для циліндричної фрези приведено на рис. 5.

Порівняльні результати по якості обробленої поверхні для трьох різних варіантів обробки приведені на рис. 6.

Висновки і перспективи подальших досліджень

Кут нахилу гвинтового зуба ω визначається шляхом досліджень по встановленню його оптимального значення, а кут нахилу стружкової канавки λ з врахуванням структури матеріалу для забезпечення ефективності вібраційного різання.

Перший варіант – циліндричне фрезерування, другий варіант – циліндричне фрезерування з накладенням коливань по закону згідно рис. 1, третій – циліндричне фрезерування з накладенням коливань по закону, згідно рис. 3.

Застосування запропонованої схеми вібраційного різання волокнистих полімерних композитів на тканинній основі для свердлування та точіння дають аналогічний результат.

Список використаних джерел:

1. Верезуб Н.В. Научные основы высокоэффективных процессов механической обработки полимерных композитов. Дисс. на соиск. учен. степ. докт. техн. наук. Харьков, 1991. 560 с.

2. Кумабэ Д. Вибрационное резание. Машиностроение, 1985. 424 с.

3. Верезуб Н.В. Тарасюк А.П. Механическая обработка волокнистых полимерных композитов. Харьков, 2001. 180 с.

Коваленко В.Н., Тарасюк А.П. «Повышение эффективности вибрационного резания волокнистых полимерных композитов».

В данной статье определено, что угол наклона винтового зуба определяется путем исследований по установлению его оптимального значения, а угол наклона стружечной канавки с учетом структуры материала для обеспечения эффективности вибрационного резания.

Ключевые слова: эффективность, вибрационное резание, полимерный композит, структура материала, винтовой зуб.

Коваленко В.М., Тарасюк А.П. «Підвищення ефективності вібраційного різання волокнистих полімерних композитів».

В даній статі визначено, що кут нахилу гвинтового зуба визначається шляхом досліджень по встановленню його оптимального значення, а кут нахилу стружкової канавки, з врахуванням структури матеріалу для забезпечення ефективності вібраційного різання.

Ключові слова: ефективність, вібраційне різання, полімерний композит, структура матеріалу, гвинтовий зуб.

Kovalenko V.N., Tarasyuk A.P. “Increasing of the efficiency of vibratory cutting the fibrous polymer compounds”

This article stipulates that the helical tooth angle is determined by research to establish the optimum value and angle of flutes, based on the structure of the material to ensure the effectiveness of vibration cutting.

Key words: efficiency, vibratory cutting, polymer compound, material structure, helical tooth.

Стаття надійшла до редакції 24 листопада 2010 р.

УДК 621.91

©**Маршуба В.П., Чернякова О.В.**

ОСНОВНІ НАПРЯМКИ ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ТА ПРОДУКТИВНОСТІ ГЛИБОКОГО СВЕРДЛІННЯ СПІРАЛЬНИМИ СВЕРДЛАМИ

1. Постановка проблеми

Основними показниками, що визначають конкурентоспроможність продукції, являються її високі споживчі властивості і мала собівартість. Тоді, як високу якість нової продукції і швидкий перехід на її випуск забезпечують багатоопераційні агрегатні верстати і гнучкі виробничі системи або автоматичні лінії. Але ж велика вартість устаткування цієї групи верстатів веде до зростання собівартості продукції, тобто, робить її не конкурентоспроможною. Крім того при обробці деталей на автоматичних лініях з жорстким зв'язком, особливо при великій кількості устаткування, що вбудовується в лінію, знижується їх надійність, що збільшує собівартість продукції. Тому необхідно врахувати недоліки обробки деталей на цієї групі верстатів та зменшувати необхідні затрати при виготовленні продукції.

Вивчення стану експлуатації мірних кінцевих інструментів, на прикладі спіральних свердел в машинобудуванні при глибокому свердлінні на агрегатних верстатах, автоматичних лініях та гнучких виробничих системах показало, що свердління отворів ($L/d \leq 15$) складає до 70 % від усіх робіт по обробці отворів. Підвищення глибини і точності обробки отворів спіральними свердлами досягається шляхом, оптимізації геометричних і конструктивних параметрів ріжучого інструменту [1], тобто використанням спеціальних форм їх конструкції або заточування при обробці окремих матеріалів або груп матеріалів, які мають близькі фізико-механічні властивості.

Крім того існують напрямки підвищення ефективності процесу обробки глибоких отворів за рахунок керування алгоритмами, заснованими на вивченні механіки процесу свердління, а також управління динамікою процесу на основі зниження дестабілізуючих чинників, що супроводжують процес різання.

2. Аналіз досліджень

Обробка отворів на агрегатних верстатах та автоматичних лініях з кондукторними втулками, пред'являє до свердел додаткові вимоги, які пов'язані з підвищенням міцності ріжучого інструмента та точності виконання технологічної операції свердління. Так як за звичай на верстатах цих груп виконується обробка досить складних та вельми коштовних деталей (різноманітні корпусні деталі) і, зокрема, з розташуванням досить великих груп отворів з точними координатами відносно контуру деталей, та одно від одного.

Точність розташування отворів зазвичай, забезпечується шляхом попереднього центрування свердел в кондукторних втулках з наступним виконанням технологічної операції обробки отворів. Але ж це накладає певні проблеми, що до обробки глибоких отворів ($L/d \leq 15$) спіральними свердлами, з-за виникнення проблеми з пакуванням стружки в каналах отвору, що приводить до раптової відмови ріжучого інструменту.

Розбивка безперервної обробки отворів на окремі частини з виконанням на різних позиціях верстатів, стикається з іншою проблемою. При цьому методі зростає ускладнення конструкції верстатів за рахунок розбивки глибини обробки отворів для виконання на різних позиціях цього обладнання та підвищення собівартості обробки корпусних деталей.

Обробка за один прохід всього каналу отвору без покращення умов праці свердла, як показувалось вище, неможлива з-за виникнення проблеми утворення пакетів стружки в стружкових канавках свердла, та неможливості використання циклу багаторазової обробки на однієї позиції, так як зазвичай одночасно на агрегатних верстатах та автоматичних лініях виконуються і інші види обробки (нарізання різьблення, розгортання, торцеве зенкерування та

інше). Для усунення цих недоліків нині використовуються новітні методи заточування свердел, що покращують умови дроблення безперервних потоків стружки на окремі фрагменти та застосовують конструкції свердел, що відрізняються від стандартних інструментів. Ці фактори зменшують осьове навантаження на свердло, стабілізують вібрації при обробці та зменшують величину початкового зміщення, що дозволяє при обробці отворів з точними координатами відмовитися у ряді випадків від використання складних (багаторазових) циклів обробки на верстатах, тобто розбивання обробки каналу одного отвору між різними позиціями верстатів.

Раніше вже розглядалися питання, присвячені створенню устаткування для автоматизації процесу свердління глибоких отворів малого діаметру, але тут необхідно відмітити, що таке устаткування було надзвичайно складним, громіздким і не мало достатньої надійності. Більше того, існуючі конструкції верстатів далеко не вичерпали резерви продуктивності і якості при високої собівартості. З цих причин це устаткування не отримало масового застосування.

Тоді як гнучкі виробничі системи при високої їх собівартості мають де коли переваги над жорсткими по циклу обробки агрегатними верстатами та автоматичними лініями. Як відмітимо, що сучасна електроніка має високу швидкодію і надійність. Саме цей факт дозволив наново поглянути на поставлені завдання, оскільки з’явилася можливість впровадження складних математичних алгоритмів управління нестаціонарними процесами. Необхідно відмітити і ту обставину, що сучасна обчислювальна техніка має високий потенціал для вирішення завдань математичного моделювання складних динамічних процесів. Тобто застосування сучасної електроніки в конструкціях агрегатних верстатів та автоматичних ліній робить їх більш гнучкими та пристосованими для обробки глибоких отворів ($L/d \leq 15$). Такий підхід дозволяє вирішувати чисельні завдання, що не мають аналітичного рішення. Останнє відкриває сферу в науково-дослідній роботі. Саме визначення алгоритмів, заснованих на вивченні механіки процесу свердління, а також управління динамікою процесу на основі зниження дестабілізуючих чинників

дозволяє сформулювати і вирішити завдання синтезу системи оптимізації продуктивності обробки отворів.

Крім того застосування електроніки для керівництва процесом обробки на агрегатних верстатах та автоматичних лініях досить ускладнено з-за характерних особливостей існуючих моделей верстатів цей категорії. Проте є відомості, що вже існують такі конструкції верстатів. Значно краще це реалізується в конструкціях автоматичних ліній, так як там можливо застосування на окремих позиціях систем електронного керування процесом різання.

Тому намітилась нова тенденція по точному виконанню каналів отворів та їх розташування відносно контуру деталі, спіральними свердлами, що забезпечується шляхом утворення елементів на ріжучої частині інструменту та додаткових рухів, що накладаються на нього для дроблення стружки в зоні різання, що суттєво покращує умови праці спіральних свердел.

Вивчення перетворень траєкторій формотворних рухів за рахунок виявлення їх особливостей у взаємозв'язку з процесом різання і створення раціональних алгоритмів діагностування процесів характеризує, з одного боку подальший зміст досліджень в області автоматизації свердління глибоких отворів малого діаметру, а з іншою, визначає актуальність виконаних досліджень для верстатобудування. Також відмітимо те, що принципи, що розглядаються в цій роботі, можуть бути використані в інших галузях техніки і технологіях, де має місце прояв не стаціонарності параметрів процесу різання.

3. Виклад основного матеріалу

Вдосконалення технологічного процесу обробки глибоких отворів спіральними свердлами на агрегатних верстатах, автоматичних лініях та гнучких виробничих системах з метою підвищення точності і продуктивності обробки отворів, проводиться по різним напрямкам:

- Оптимізація конструкції ріжучого інструменту, як по геометричним параметрам, так і конструктивним елементам;

- Вдосконалення існуючого парку верстатів та проектування нових конструкцій з урахуванням нових досягнень по механіці процесу свердління і з застосуванням новітніх технологій та електронному керуванню;

- Керування динамікою процесу різання на підставі накладення додаткових вібрацій на ріжучий інструмент та змащувально-охолоджувальне технологічне середовище (ЗОТС) з метою покращення умов дроблення безперервного потоку стружки.

Врахувати всі нові розробки по цій темі в обсязі статті неможливо, тому будуть розглянуті основі напрямки розробок на прикладах, що вирішуються в наступних роботах:

Першим напрямком досліджень по оптимізації геометричних параметрів стандартних спіральних свердел було розробка більш вдосконаленого заточування робочої частини свердла [1], що відрізняється від стандартного. Тобто на базі стандартного свердла була створена спеціалізована конструкція, в якої за рахунок оптимізації геометричних параметрів ріжучого інструменту. В цій розробці була приділена велика увага створенню умов безперервного дроблення потоку стружки на окремі фрагменти, та відведення цих фрагментів стружки із зони різання та зони обробки. Відмітними особливостями цієї заточки спеціалізованого свердла було виготовлення радіусної головної ріжучої кромки з розмірами $R=(2...3)d$, де d – діаметр свердла, виконання уступів по задній поверхні за рахунок підточування вишиною $a = (0,1…0,15)d$, та з довжиною $l = 1/3$ (довжини головної різальної окрайки), а також підгострювання серцевини по передній поверхні до розміру перемички $c = 0,2d$.

Другим напрямком – було подальше вдосконалення конструкції спірального свердла, за рахунок застосування різноманітних змін в конструкції інструменту. Ці дослідження проводяться в двох напрямках:

- ***по-перше***, зміна форми поперечного перерізу свердла, що відрізняється від стандартного [3], з метою збільшення товщини серцевини інструменту та об’єму стружкових канавок. Цей напрям досліджень широко висвітлено зарубіжній літературі останнім часом. По каталогах фірм виробників

інструменту, з’явилися повідомлення про створення нових принципово відмінних конструкцій швидкорізальних спіральних свердел для обробки глибоких отворів, що відрізняються від стандартних формою профілю поперечного і подовжнього перерізу (відносно осі свердла), завтовшки серцевини. Тобто ці свердла, за даними каталогів, дозволяють вести обробку глибоких отворів (до *15d*) за один прохід, тобто за схемою глибокого безвівидного свердлення. Але ж цей напрям не вирішує точності розташування висей отворів, та їх взаємне розташування одно відносно іншого та контуру деталі.

- ***по-друге***, з’явився напрям вдосконалення конструкцій ріжучих інструментів, тобто розробка свердел підвищеної жорсткості, що відрізняються від звичайних свердел наявністю чотирьох направляючих стрічечок і потовщеною серцевиною в 1,5…2 разу. Висока жорсткість свердла і хороший напрям його значно зменшують відхилення від прямолінійності осі отвору.

При виготовленні чотирьох стрічкових свердел підвищеної жорсткості особливо обумовлюються вимоги, від яких залежить точність обробки глибокого отвору. Осьове биття різальних кромок в периферійній точці має бути не більше 0,002…0,005 мм, а різниця в довжині різальних кромок не повинна перевищувати 0,01 мм. Ці вимоги виконуються при заточуванні і доведенні свердел в спеціальному пристосуванні із забезпеченням параметра шорсткості поверхонь, що заточені до Ra = 0,16...0,32 мкм.

Поліпшення напряму свердел в кондукторних втулках досягається виконанням у них відособлених направляючих стрічечок. У таких свердел виконується дві пари стрічечок - по дві на кожній із стружкових канавок. На відміну від свердел з чотирма однаковими по розмірах і геометрії направляючими стрічечками, в цьому випадку друга пара стрічечок має більший діаметр в порівнянні з діаметром різальної частини свердла. Доцільність такої конструкції свердла полягає в тому, що між двома парами стрічечок розмежовуються функції. Перша пара стрічечок виконує функції тільки допоміжних задніх поверхонь, а друга пара відособлених стрічечок

служить тільки для напряму свердла в кондукторній втулці. Тому розміри і геометрія кожної пари стрічечок задаються з розрахунком на найкраще виконання функцій, для яких кожна з них призначена. Ширина відособлених направляючих стрічечок в кондукторній втулці (для кращого напряму) виконується не менше половини ширини пера свердла. Різниця діаметрів по обох стрічечках приймається від 0,1 до декількох міліметрів. Мінімальна величина різниці діаметрів виконується у свердел тільки для свердління отворів, а максимальна у свердел для одночасного свердління і зняття фаски.

Третім напрямком досліджень є напрям вдосконалення конструкцій металорізальних верстатів [4], які швидко розвиваються. Вдосконалення конструкцій верстатів пов'язано з об'єднанням власне верстата і ЕОМ, яка стає невід'ємною його частиною. Причому, між координатами стану верстата і ЕОМ здійснюється обмін текучою інформацією, і на ЕОМ формуються дії, що управляють положеннями елементів верстатів, тобто ЕОМ змінює координати елементів верстатів в залежності від умов роботи ріжучого інструменту.

Саме за таким принципом, в основному, будуються існуючі у світі системи ЧПУ на основі індустріальної ЕОМ, що керує ними. В даному випадку обмін інформацією між ЕОМ і верстатом полягає в тому, що з боку верстата в ЕОМ поступає інформація про поточні координати і в окремих випадках швидкості виконавчих елементів верстата. Для верстатів, призначених для свердління глибоких отворів малого діаметру спіральними свердлами, головна увага приділялася забезпеченню обробки без раптової відмови різального інструменту. В цьому випадку системи управління процесом мають вимірювальні перетворювачі, що дозволяють в процесі різання визначати сили (осьове зусилля і момент, що крутить) і у функції сил формувати управління швидкістю подачі і частоти обертання шпинделя. При цьому вирішуються завдання вибору траєкторій і координат перемикання циклів обробки, що мінімізують приведені витрати на виготовлення партії виробів. У створення різного класу таких систем внесли великий вклад дослідження В.Л. Заковоротного, Л.Ю. Лищинского, Ю.М. Соломенцева М.М. Тверского, та

ін. При цьому в останніх розробках широко використовуються ЕОМ. Проте практика показує, що використання таких систем не дозволяє забезпечити необхідні показники геометричної якості отворів. Необхідно відмітити, що проблема забезпечення необхідних геометричних показників якості отворів є комплексною. Вона включає розкриття питань динаміки свердління, динамічної діагностики поточних характеристик якості в ході обробки, вибір раціональних параметрів геометрії інструменту і ін. Проблеми динаміки свердління при вирішенні питання забезпечення необхідних характеристик геометричної якості є визначальний, оскільки обробка отворів ведеться інструментом, вигиниста жорсткість якого на декілька порядків менша, ніж характеристики жорсткості підсистем верстата, що його несуть. Окрім цього необхідно враховувати, що можливості швидко ЕОМ, що розвиваються, по швидкодії і об'єму пам'яті дозволяють сьогодні істотно ускладнювати наявні закони діагностування і управління, у тому числі засновані на аналізі координат стани, пов'язаних з особливостями динаміки процесу.

Четвертим напрямком досліджень є вдосконалення методу накладення додаткових коливань на ріжучій інструмент або на ЗОТС. У роботі [5], теоретично оцінена і експериментально визначена проникаюча здатність ЗОТС при глибокому свердлінні. Виконані теоретико-експериментальні дослідження теплосилової напруженості і точності процесу свердління. Усе це дозволило запропонувати нову високоефективну економічну інтенсифікацію процесу глибокого свердління на основі використання енергії модульованих ультразвукових коливань (УЗК). Встановлено, що застосування нової техніки накладення ультразвукових коливань призводить до істотного зниження теплосилової напруженості процесу глибокого свердління, підвищення періоду стійкості і точності обробки, зниження моменту, що крутить, і складових сил різання, збільшенню про проникаючій здатності ЗОТС. На основі виконаних досліджень запропоновані нові способи свердління з накладенням УЗК, що модулюються по частоті і амплітуді, на осьовий інструмент в радіальному і

радіально-осьовому напрямах шляхом передачі енергії УЗК на напрямну (кондукторну) втулку.

Висновки

Рішення більшості завдань по збільшенню продуктивності праці, ефективності виробництва, підвищення якості продукції, що випускається, тісно пов'язано з точністю обробки отворів мірними кінцевими інструментами, які широко використовуються в машинобудуванні, особливо це важливо для обробки глибоких отворів свердлами малого діаметру.

Виходячи з цього проблема підвищення точності обробки деталей при глибокому свердленні отворів вирішується в наступних напрямах:

- поліпшення якості системи ВПІД, тобто усунення чинників, що породжують погрішність обробки, адаптивне керування процесом обробки;

- поліпшення якості шляхом підвищення жорсткості, вібростійкої, зносостійкості і оптимізації геометричних параметрів і конструктивних елементів інструменту.

- поліпшення умов роботи ріжучого інструменту шляхом застосування додаткових коливань, що накладені на ріжучій інструмент або на ЗОТС.

Розглянуті напрямки розвитку сучасного машинобудування у напрямку збільшення продуктивності і якості продукції можуть досягатись і іншими методами або способами, чім вказано в даній статті, так наприклад застосування принципово новітніх матеріалів для виготовлення свердел.

Список використаних джерел:

1. Холмогорцев Ю.П. Оптимизация процессов обработки отверстий. - М.: Машиностроение, 1984. – 184с.

2. Маршуба В.П. Причины внезапного отказа (поломки) спиральных сверл при обработке глубоких отверстий в алюминиевых сплавах и методы его устранения. // Резание и инструмент в технологичных системах. – Междунар. научн.-техн. сб. – Х.: ХГПУ, 1998. Вып. №52, – С. 154-157.

3. Маслов А.Р. и др. Прогрессивный инструмент для обработки отверстий. – М.: ВНИИТЭРМ, 1990. – №4, – С. 56.

4. Ханукаев, М.Г. Повышение эффективности глубокого сверления отверстий малого диаметра поликристаллическими алмазными инструментами на основе динамического мониторинга процесса резания. // Диссер. на соиск. ученой степени кандидат технических наук. – Ростов-на-Дону, 2006 г. с. 220.

5. Табеев М.В. Повышение эффективности глубокого сверления маломерных отверстий путем использования энергии УЗ-поля. // Диссер. на соиск. ученой степени кандидат технических наук. – Ульяновск, 2005 г. с. 221.

Маршуба В.П., Чернякова О.В. «Основные направления повышения точности и производительности глубокого сверления спиральными сверлами».

В статье рассматривается вопросы посвященные исследованию повышения эффективности процесса обработки глубоких отверстий спиральными сверлами на базе существующих разработок в разных направлениях. То есть в настоящей статье рассмотрено совершенствование технологического процесса обработки глубоких отверстий спиральными сверлами на агрегатных станках, автоматических линиях и гибких производственных системах.

Ключевые слова: обработка глубоких отверстий; инструмент; станок; процесс резания; вибрации.

Маршуба В.П., Чернякова О.В. «Основні напрямки підвищення точності та продуктивності глибокого свердлення спіральними свердлами».

У статті розглядається питання присвячені дослідженню підвищення ефективності процесу обробки глибоких отворів спіральними свердлами на базі існуючих розробок в різних напрямах. Тобто в цій статті розглянуто вдосконалення технологічного процесу обробки глибоких отворів спіральними свердлами на агрегатних верстатах, автоматичних лініях та гнучких виробничих системах.

Ключові слова: обробка глибоких отворів; інструмент; верстат; процес різання; вібрації.

Marshuba V.R., Chernyakova O.V. "Basic directions of increase of accuracy and productivity of the deep boring spiral drills".

The article examines on sacred to research of increasing of efficiency of processing deep holes by spiral drills on the base of existent developments in various directions. The article concerns the perfection of technological process inq deep holes by spiral drills on aggregate machine-tools, automatic transfer lines and flexible productive systems.

Key words: processing deep holes; tool; machine-tool; cutting process; vibrations.

Стаття надійшла до редакції 19 жовтня 2010 р.

УДК 621.993.2

©Мельниченко О. А., Кондратюк О. Л., Скоркин А. О.

ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС ФОРМОУТВОРЕННЯ РІЗЬБИ МЕТОДОМ ШТАМПУВАННЯ

1. Актуальність

У цей час різьби на деталях виготовляються переважно обробкою різанням. Однак відомо, що різьба, виготовлена методом пластичної деформації має ряд більш високі показники зносостійкості й міцності.

Серед методів виготовлення різьб пластичним деформуванням найпоширенішим є метод накатки. Однак для деталей з малою відносною товщиною стінки існує небезпека втрати стійкості стінки й правильності геометричної форми під дією високого деформуючого зусилля з боку роликів накатної головки, що обмежує область застосування накатки.

У цьому зв’язку було поставлене завдання досліджувати можливість виготовлення різьби іншим методом пластичного деформування, зокрема методом штампування.

2. Основна частина

Завдання вирішувалося стосовно до переводників насосно-компресорних труб, що мають внутрішню та зовнішню різьбу (див. рис. 1).

а) б)

Рис. 1 – Зовнішній вигляд (а), поздовжній перетин переводника (б)

Конструктивно переводник є втулкою, на одному кінці якої нарізана зовнішня, а на іншому кінці внутрішня конічна різьба. За допомогою різьби переводник з'єднує елементи бурильної колони й труб.

Досвід експлуатації показав, що слабким місцем переводників є приєднувальна різьба. Наявність двох ділянок з нарізною зовнішньою і внутрішньою різьбами значно знижує механічні характеристики виробу.

Таким чином, міцність і довговічність переводника багато в чому залежить від якості різьби. Різьба, отримана різанням, є концентратором напруг, структура металу в зоні різьби має перерізані волокна, що знижує міцнісні характеристики деталі.

Для підвищення експлуатаційних характеристик переводника, поставлена мета зміни технології виготовлення різьби, а саме – заміна нарізування різьби процесом формоутворення різьби методом пластичного деформування без зняття стружки.

Схема процесу штампування різьби на переводнику показаний на рис. 2.

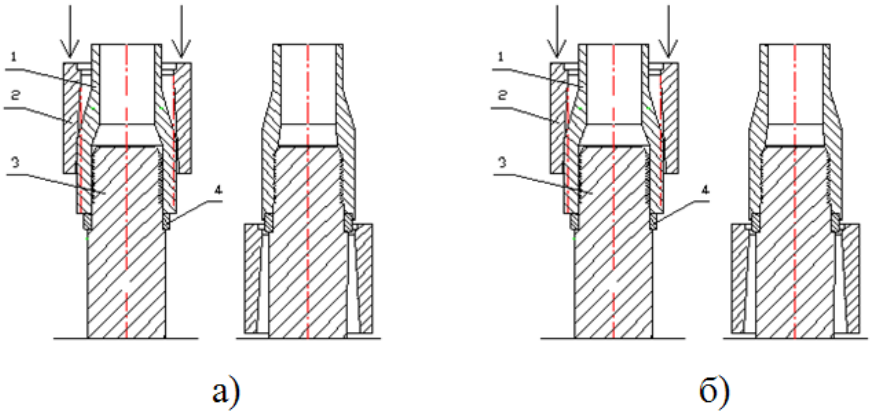


Рис. 2 – Схема штампування зовнішньої різьби (а), внутрішньої різьби (б)

При штампуванні зовнішньої різьби корпус 1 переводника встановлюється в штамп із різьбовою матрицею *2* так, що його ніпельна частина розміщається усередині цієї матриці з мінімальним зазором. Конічний пуансон 3 має циліндричний пасок, що калібрує, діаметр якого більше внутрішнього діаметра отвору ніпельної частини переводника. Тому при русі пуансона вниз відбувається роздача стінки заготівки та деформований метал

заповнює канавки профілю різьби матриці. Інакше кажучи, у результаті пластичної деформації стінки ніпельної частини переводника на ній «відбивається» необхідний профіль різьби.

На рис. 2 а ліворуч показане вихідне положення заготівки та інструмента, праворуч – положення після виконання операції. Підпірне кільце *4* перешкоджає вільному витіканню металу в осьовому напрямку та утворює із поверхнею пуансона кільцеву щілину змінного перетину, що зменшується в міру опускання пуансона.

Утворена торцева задирка, з одного боку, створює опір, що сприяє кращому заповненню канавок різьби, з іншого боку – служить компенсатором надлишку металу.

При штампуванні внутрішньої різьби на муфтовій частині переводника (див. рис. 2 б) корпус переводника *1* установлюється на різьбове оправлення *3* з мінімальним зазором між внутрішнім отвором заготівки та зовнішнім діаметром різьбового оправлення. Конічна матриця *2* має діаметр циліндричного калібрувального паска менше, ніж зовнішній діаметр заготівки. Тому при русі матриці вниз відбувається обтиск стінки муфтової частини та метал, що деформується, заповнює канавки профілю різьби оправки, інакше кажучи, на внутрішній поверхні заготівки «відбивається» необхідний профіль різьби. Підпірне кільце *4* перешкоджає вільному плину металу вниз і утворює із конічною поверхнею матриці змінний кільцевий зазор, у який випливає задирка, що компенсує надлишок металу. На рис. 2 б, ліворуч показане вихідне положення заготівки та інструмента, праворуч – кінцеве положення після виконання операції.

Експериментальному дослідженню процесу формоутворення зовнішньої різьби на ніпельній частині переводника передувало математичне моделювання цього процесу. Заповнення профілю різьби та лінії плину металу на різних стадіях процесу показані на рис. 3.

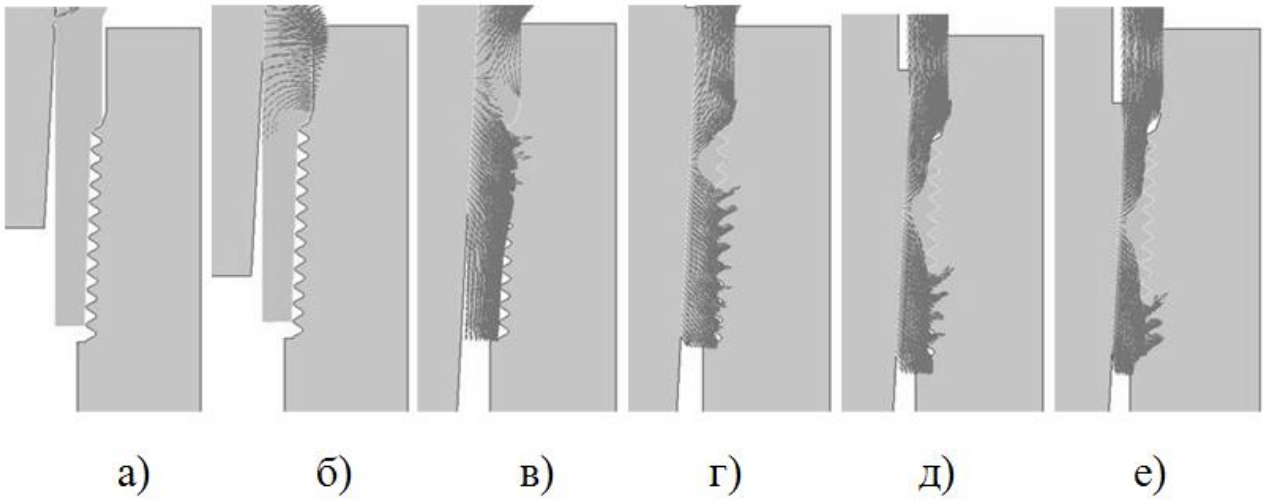


Рис. 3 – Стадії послідовного формоутворення зовнішнього різьблення

Моделювання процесу показало, що при формоутворенні різьби на ніпелі крім радіального плину металу в профільні канавки різьби має місце й осьовий плин у двох напрямках: убік руху пуансона (попутній плин) і проти руху пуансона (зустрічний рух). Попутний плин може бути обмежено установкою на різьбовій матриці торцевого підпору або вільним (при відсутності підпору). Зустрічний плин обмежується тільки опором металу корпусної частини заготівлі.

Позиція «а» відповідає вихідному перед штампуванням відносному положенню пуансона, заготівки та матриці. Видно, що на початковому етапі деформування відбувається роздача циліндричної ділянки заготівки із заповненням зазору між заготівкою та стінкою матриці. Затікання металу в різьбі на цьому етапі не відбувається (позиція «б»).

Після повного заповнення зазору при подальшому русі пуансона починається формоутворення різьби з послідовним заповненням витків різьби, починаючи від верхнього (позиція «в»). При цьому в місці переходу від циліндричної частини до різьби утворюється застійна зона, відносно якої метал тече як у попутно – радіальному напрямку, заповнюючи профіль різьби та збільшуючи висоту ніпельної частини, так і в зустрічному напрямку, у корпус заготівки.

У міру просування пуансона відбувається послідовне заповнення витків і, відповідно, збільшення висоти застійної зони, де деформація вже закінчилася.

Оскільки стінка заготівки при просуванні пуансона продовжує деформуватися в радіальному напрямку, метал витісняється як у попутному так і в зустрічному напрямках, причому границя переділу, що перебуває приблизно посередині застійної зони, зміщається в міру збільшення застійної зони по ходу руху пуансона (позиції «г», «д», «е»).

При заповненні крайніх нижніх витків різьби, метал, що тече в попутному напрямку, зустрічає опір з боку торцевого підпору матриці та витісняється в кільцева задирка, а метал, що тече в зустрічному напрямку, зміщує муфтову частину корпуса нагору за рахунок збільшення висоти верхньої частини ніпеля (видна втрата контакту задирки з матрицею, див. позицію «е»)

На рис. 4 показані лінії плину металу на різних стадіях процесу штампування внутрішньої різьби на муфтовій частині переводника. Поступове заповнення профілю різьби в міру переміщення конічної матриці відбувається аналогічно розглянутому раніше.

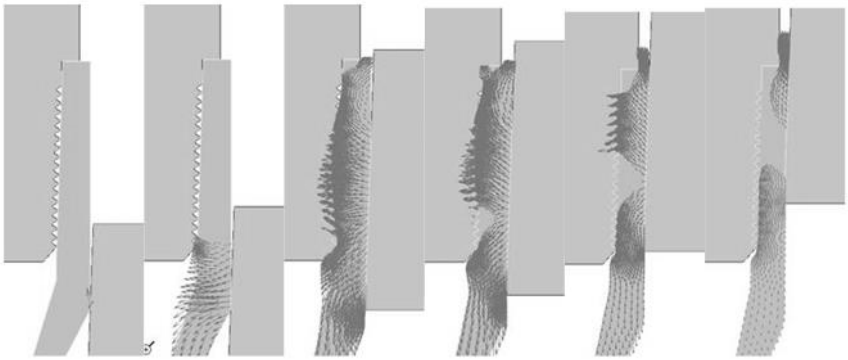


Рис. 4 – Стадії послідовного формоутворення внутрішньої різьби, де:
а – вихідне положення, б–г – заповнення профілю,
д–е – утворення торцевої задирки

Були проведені натурні експерименти на гідравлічному пресі УІМ-50 силою 1,6 МН.

Для реєстрації параметрів процесу прес був оснащений засобами виміру: датчик сили, датчики тиску, установлені на трубопроводах верхньої та нижньої порожнини робочого циліндра преса, датчик переміщення (ходограф), датчик струму.

Вихідні сигнали всіх датчиків подавалися на реєструвальний прилад Spider-8, що є аналого-цифровим перетворювачем, і далі, у персональний комп'ютер, де записувалися в табличному виді програми Exell .

Засобами цієї програми за числовим значенням параметрів будувалися графіки досліджуваних параметрів у функції часу.

Спеціально створена програма перебудовувала ці графіки у функції переміщення, розраховувала роботу деформування, спожиту електричну потужність і КПД процесу.

Приклад вихідного запису параметрів процесу у функції часу показаний на рис. 5, де позначено: 1 – графік сили деформування, 2 – графік переміщення пуансона, 3 – графік тиску у верхній порожнині циліндра преса, 4 – графік тиску в нижній порожнині циліндра преса, 5 – графік фазового струму електродвигуна (для наступного розрахунку потужності). Для показаного процесу час деформування зовнішньої різьби становив 87 с при швидкості пуансона 2,7 мм/с.

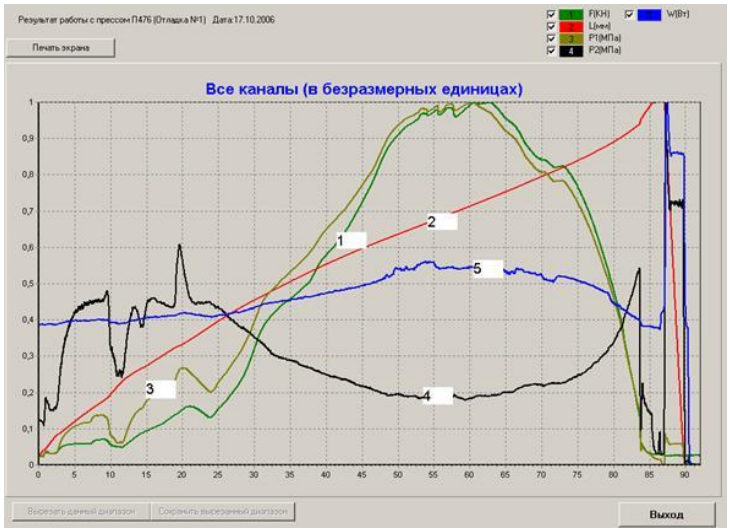


Рис. 5 – Осцилограма процесу

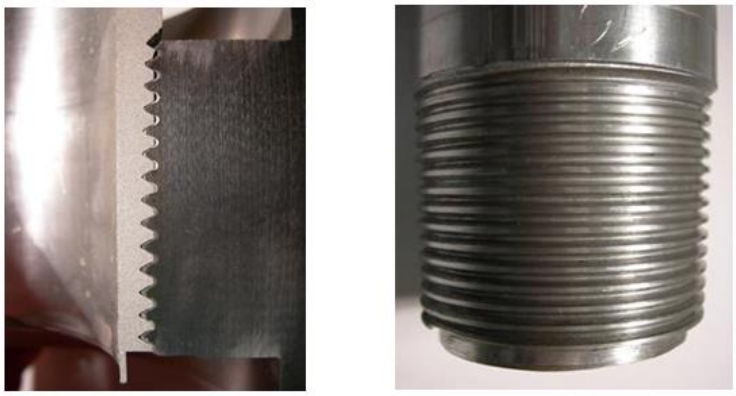
Кінцеві результати штампування зовнішньої та внутрішньої різьби показані на рис. 6 та на рис. 7. Експеримент проводився над заготівками з матеріалу АД0.

Варійованими параметрами при штампуванні зовнішньої різьби були: кут конусності пуансона (5°, 3°, 2°), форма пуансона (гладкий конічний, з

кільцевими канавками, із гвинтовою канавкою), наявність або відсутність торцевого підпору плину металу, внутрішній діаметр і висота ніпельної частини заготівки, що визначають обсяг металу, що деформується.

Експериментальне оснащення для штампування внутрішньої різьби не передбачало можливості проведення експериментів з різними кутами конуса обтискної матриці.

Тому єдиним варійованим параметром для внутрішньої різьби була товщина стінки заготівки. Досліджувалося формоутворення різьби в процесі деформування, а також вплив товщини стінки на заповнюваність профілю різьби та силу деформування при куті конуса обтискної матриці 3^0.



а) б)

Рис. 6 – Ніпельний кінець переводника з відштампованою зовнішньою різьбою, де: а – заповнення профілю різьбової матриці в розрізі, б – зовнішній вигляд

За результатами проведених експериментів і проведеного моделювання встановлене наступне. *При штампуванні зовнішньої різьби:*

Встановлено, що деформування заготівки починається з роздачі конічної частини ніпеля та заповнення зазору, з яким ця частина ніпеля вставлена в матрицю. Тільки після цього відбувається формування різьби, що починається з верхніх витків і поширюється вниз по мірі пуансона.

а) б)

Рис. 7 – Муфтовий кінець переводника з відштампованою внутрішньою різьбою (розріз): а – заповнення профілю різьбового пуансона, б – зовнішній вигляд

При мінімальному розрахунковому обсязі металу, рівному обсягу різьби та обсягу зазору між заготівкою та матрицею, верхні 3-4 витки різьби не заповнюються повністю, тому що опір осьовому плину металу менше опору затікання в різьбі (очевидно йде заповнення зазору між заготівкою та матрицею). У міру збільшення обсягу металу, що зміщається в осьовому напрямку та заповнення зазору, опір осьовому плину збільшується, що приводить до більшого радіального плину й заповнення наступних канавок різьби.

Заповнені канавки різьби утворять застійну зону та, якщо деформація стінки на околицях цієї зони триває, метал витісняється із шарів, приконтактних до пуансона, і обтікає застійну зону витків, що сформувалися, переміщаючись як у попутному (вниз), так і в зустрічному (нагору) напрямках.

Попутний плин металу сприяє формуванню розташованих нижче витків різьби та збільшує висоту ніпельної частини (при відсутності торцевого підпору). Зустрічний плин обтікає вже сформовані витки, збільшує опір деформуванню, загальну висоту заготівки, тобто відіграє негативну роль.

Для зменшення впливу зустрічного плину металу, у конструкції технологічного оснащення необхідно передбачати верхній притиск заготівлі.

Зменшення кута конуса пуансона поліпшує заповнюваність профілю різьби та силу деформування.

Наявність торцевого підпору забезпечує заповнюваність нижніх витків різьби та точність висоти ніпельної частини заготівки. У конструкції технологічного оснащення бажано мати набір кілець, що формують торцевий підпір, для підбора величини торцевої задирки.

Експерименти показали, що пуансон із гвинтовою канавкою забезпечує кращу заповнюваність профілю й меншу силу деформування, чим пуансон з кільцевими канавками. Переваг профільних пуансонів у порівнянні із гладким конічним пуансоном не виявлено.

Оптимальною формою ніпельного кінця заготівки під штампування зовнішньої різьби, що забезпечує заповнюваність профілю при мінімальному обсязі деформованої частини є форма з висотою, на 5-7 мм меншої висоти різьби при відповідному збільшенні товщини стінки. Інакше кажучи, оптимальним рішенням є мінімальний обсяг при збільшеній товщині та укороченій висоті стінки ніпельної частини заготівки.

Висновки

За результатами проведеного моделювання та експериментальних робіт можна затверджувати, що процес штампування за запропонованою схемою забезпечує одержання зовнішнього й внутрішнього різьблення повного профілю на переводнику дослідженого типорозміру. Основним фактором, що обмежує застосування даного процесу, є міцність різьбового інструмента й необхідність створення більших моментів для вигвинчування відштампованої деталі.

Список використаних джерел:

1. Рене И.П. Анализ процесса вытяжки цилиндрических полых тел с утонением стенки. – «Труды Тульского механического института». – М.:1951.- Вып.5. – С.111-151.

2. Миропольский Ю.А. Луговой Э.Л. Накатывание резьб и профилей.- М.: Машиностроение, 1976.-173 с.

Мельниченко А. А., Кондратюк О. Л., Скоркин А. О. «Технологический процесс формообразования резьбы методом штамповки».

В данной статье рассмотрен вопрос формообразования резьбы методом штамповки. Проведены эксперименты и сформированы выводы.

Ключевые слова: штамповка, резьба, пуансон, резьбовая матрица.

Мельниченко А. О., Кондратюк О. Л., Скоркін А. О. «Технологічний процес формоутворення різьби методом штампування».

В даній статті розглянуто питання формоутворення різьби методом штампування. Проведено експерименти та сформовані висновки.

Ключові слова: штамповка, різьба, пуансон, різьбова матриця.

Melnichenko A. O., Kondratyuk O. L., Skorkin A. O. „The technological process of forming thread stamped”.

In this article the question of forming the thread by stamping. Experiments were conducted and formed conclusions.

Keywords: stamping, carving, punch, threaded matrix.

Стаття надійшла до редакції 25 листопада 2010 р.

УДК 621

©Емец Н.В., Ищенко Г.И., Ищенко М.Г.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ФРЕЗЕРОВАНИЯ ПРОФИЛЯ ЛОПАТОК ПАРОВЫХ ТУРБИН

1. Актуальность вопроса

Лопаточный аппарат паровых турбин характеризуется, кроме сложности конструкции, большой трудоемкостью изготовления. В среднем его трудоемкость составляет 30-35% общей трудоемкости изготовления турбины. Поэтому совершенствованию операций изготовления элементов лопатки (рабочего профиля, хвоста и головки) уделялось ранее и в настоящее время, повышенное внимание технологов и исследователей. В настоящее время для обработки рабочего профиля лопаток используется различное технологическое оборудование, в частности, фрезерные станки, работающие с применением копиров, или станки, в которых управление обработкой выполняют системы ЧПУ. Вопросы точности обработки в обеих вариантах ввиду многофакторности процесса еще до конца не изучены. В связи с этим тему в указанной постановке следует считать актуальной. Для лопаток больших габаритов паровых турбин вопрос изучается впервые.

2. Постановка задачи

Цель исследования – статистическими методами установить точность фрезерования рабочего профиля лопаток на станках разных конструкций и на этой основе оптимизировать операцию и выдать рекомендации по модернизации оборудования.

3. Изложение основного материала

Ниже описаны результаты статистического исследования точности рабочего профиля лопаток паровых турбин после фрезерной операции. Лопатки изготавливаются на Харьковском турбинном заводе. Материал лопаток – легированная сталь 15Х11МФШ по ГОСТ 18968-83.

Контрольные партии лопаток (в каждой по 20 штук) обрабатывались на различных фрезерных станках – моделей «Starrag» и «Forest». Длина лопатки – 1103 мм.

Станок модели «Starrag» является горизонтально-фрезерным станком. Одновременно обрабатываются пять лопаток. Радиальное и осевое движение шпиндельной группы осуществляется по жесткому копиру – эталонной лопатке.

Станок модели «Forest» обрабатывает одновременно четыре лопатки, установленные в вертикальном положении. Движение шпинделей с фрезами на этих станках выполняется по командам системы ЧПУ.

Технологический процесс обработки названных лопаток предусматривает (до фрезерования рабочего профиля) ряд операций подготовки технологических баз для фрезерной операции. Базами на обеих фрезерных станках являются кольцевые трапецеидального вида поверхности хвоста лопатки «елочные пазы», они же и являются конструкторскими базами при установке лопатки на ротор и центровые отверстия в головке лопатки.

При подготовке этих баз на токарных операциях в качестве исходных баз используется фрезерованные площадки у хвоста и на торце головки заготовки лопатки.

В исследуемых партиях лопаток контролировались следующие параметры сечений рабочего профиля (рис. 1):

С – максимальная толщина рабочего профиля;

д – толщина выходной кромки профиля;

З – зазоры между профилем и шаблонами, характеризующие пространственное расположение профиля.

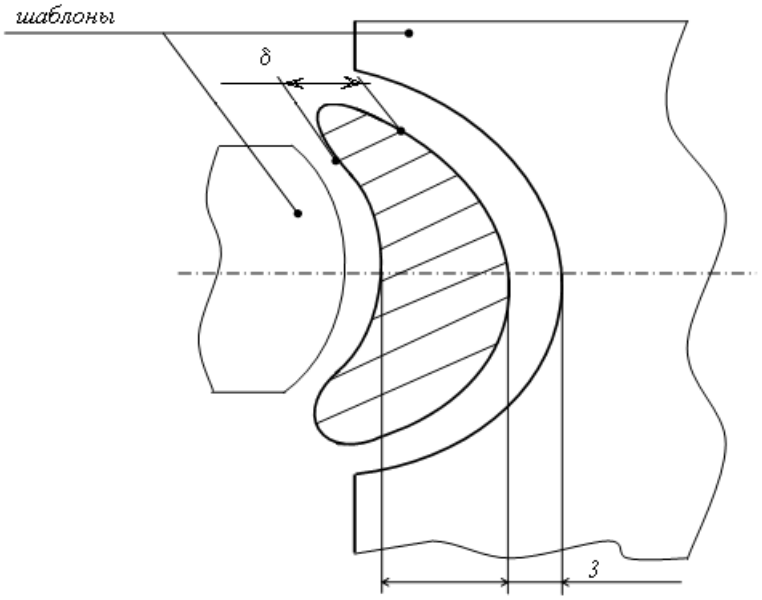


Рис. 1 – Контролируемые размеры профилей

При измерениях лопатка устанавливалась в специальном приспособлении в базах «хвост и центр»; размеры «*C*» и «д» определялись штангенциркулем, а зазоры – щупом.

При обработке опытных данных по двум станкам были выполнены следующие операции:

– определены отклонения величин «*C*» и «д» от их теоретических (окончательных после операции шлифования) значений, средние значения этих отклонений ΔC и $\Delta\delta$ и их размах (табл. 1, табл. 2);

– определены значения размахов величин зазоров между рабочим профилем и шаблонами (см. табл. 1, табл. 2);

– построены графики отклонений ΔC и $\Delta\delta$ в различных сечениях одной лопатки (выполнено для нескольких лопаток) (рис. 2, рис. 3).

Установлено, что:

– среднее значение величины ΔC и $\Delta\delta$ (фактический припуск на две стороны под последующую операцию шлифования) составляет: для данных по станку «Forest» – $\Delta C = 1{,}51$ мм, $\Delta\delta = 1{,}33$ мм, а по станку «Starrag» – $\Delta C = 0{,}96$ мм, $\Delta\delta = 1{,}39$ мм;

– колебание ΔC в пределах рабочего профиля (рассматривались данные для всех сечений): по станку «Starrag» – от 0,5 до 1,05 мм; по станку «Forest» – от 0,43 до 1,17 мм;

– по периметру сечений профиля припуск на шлифование неодинаков и составляет: по станку «Starrag» минимальная величина – 0,3 мм, максимальная – 1,2 мм, а по станку «Forest» минимальная величина –0,45 мм, максимальная – 0,8 мм;

– среднее значение размаха величины ΔC составляет: при фрезеровании на «Starrag» – 0,792 мм; при фрезеровании на «Forest» –0,7 мм;

– разброс величин ΔC и $\Delta\delta$ не связан с расположением сечений профиля вдоль от лопатки.

Как видно из расчетов, после фрезерной операции припуск на шлифование профиля неравномерен по периметру сечений и вдоль оси лопатки, что, исходя из теории формирования размеров при механической обработке, является результатом неточности заготовки и погрешностей работы систем управления.

Таблица 1 – Статистические характеристики отклонений размеров рабочего профиля после фрезерования на станке «Starrag»

№ лопатки	Среднее значение ΔC	Размах значений ΔC	Среднее значение $\Delta\delta$	Размах значений $\Delta\delta$	Размах зазоров
197	1,04	1,05	1,375	1,1	0,5
198	1,05	0,90	1,49	1,2	0,5
199	0,93	0,80	1,275	0,90	0
200	0,92	0,80	1,337	1,30	0,50
201	0,90	0,60	1,425	1,10	0
202	1,09	0,60	1,331	0,85	0
203	0,94	0,90	1,56	1,65	0,50
204	0,85	0,85	1,17	1,25	0,50
205	0,85	0,70	1,42	0,85	0
206	1,0	0,90	1,54	1,45	0
207	1,02	0,70	1,34	0,90	0
208	0,90	0,80	1,35	1,20	0,50
209	1,05	0,70	1,40	1,10	0
210	1,09	0,50	1,325	1,40	0,50
211	0,97	0,60	1,44	1,0	0,50
212	0,89	0,90	1,33	1,25	0
213	0,86	0,95	1,52	1,45	0,50
214	0,90	0,80	1,27	1,25	0

215	0,87	0,90	1,36	1,40	0
216	1,08	0,90	1,61	1,50	0,50
Среднее значение по партии	0,96	0,792	1,39	1,20	

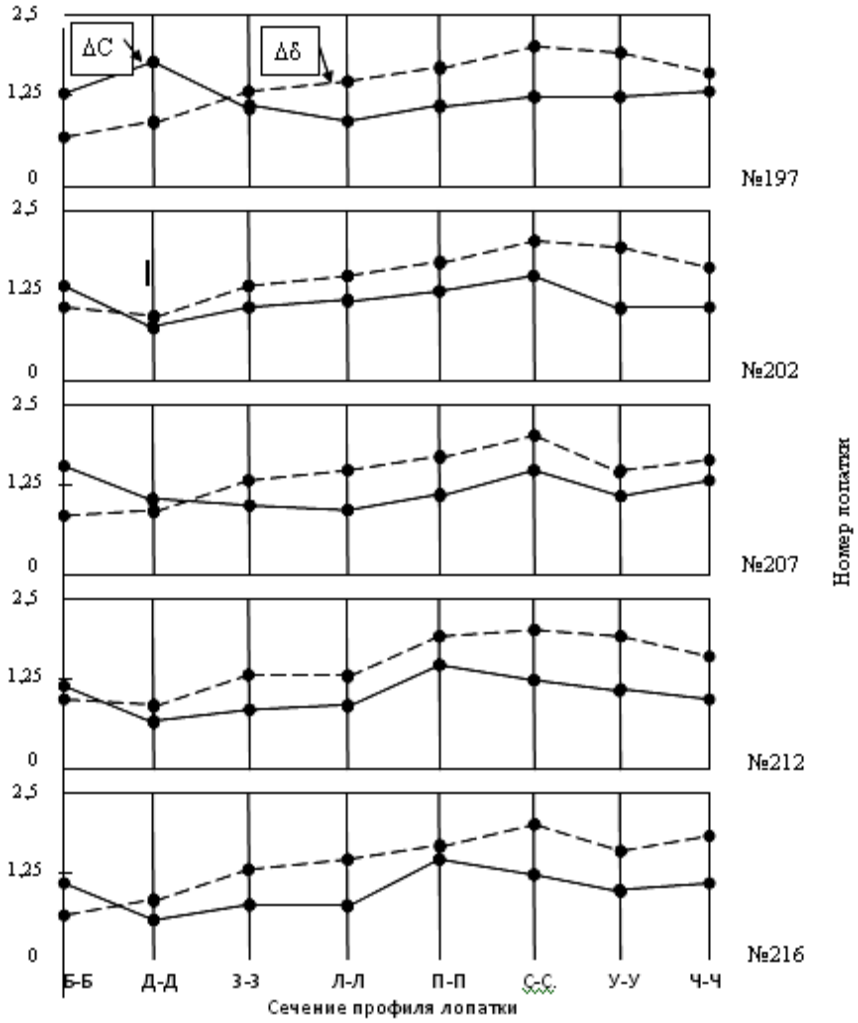


Рис. 2 – Изменение отклонений размеров «C» и «δ» от теоретических после фрезерования рабочего профиля на станке «Starrag»

Таблица 2 – Статистические характеристики отклонений размеров рабочего профиля после фрезерования на станке «Forest»

№ лопатки	Среднее значение ΔC	Размах значений ΔC	Среднее значение $\Delta\delta$	Размах значений $\Delta\delta$	Размах зазоров
122	1,37	0,47	1,29	0,44	0,50
121	1,34	1,17	1,19	0,46	0,50
124	1,56	1,11	1,39	0,40	0,70
125	1,42	0,76	1,24	0,36	0,50
127	1,46	037	1,30	0,48	1,0
126	1,48	0,77	1,30	0,46	0,50

128	1,59	0,54	1,38	0,58	0,50
123	1,58	0,64	1,40	0,46	0,50
345	1,34	0,57	1,10	0,42	0,50
347	1,43	0,50	1,28	0,48	0,50
348	1,58	0,57	1,34	0,54	0,50
346	1,48	0,84	1,39	0,60	0,50
344	1,36	0,43	1,30	0,68	0,50
343	1,53	0,54	1,33	0,48	0,50
342	1,70	0,52	1,33	0,58	0,50
341	1,57	0,47	1,37	0,66	0
42	1,44	0,46	1,47	0,55	0,50
41	1,68	0,72	1,50	0,51	1,10
39	1,66	1,30	1,40	0,36	1,10
40	1,64	1,15	1,43	0,46	0,60
Среднее значение по партии	1,51	0,7	1,33	0,498	

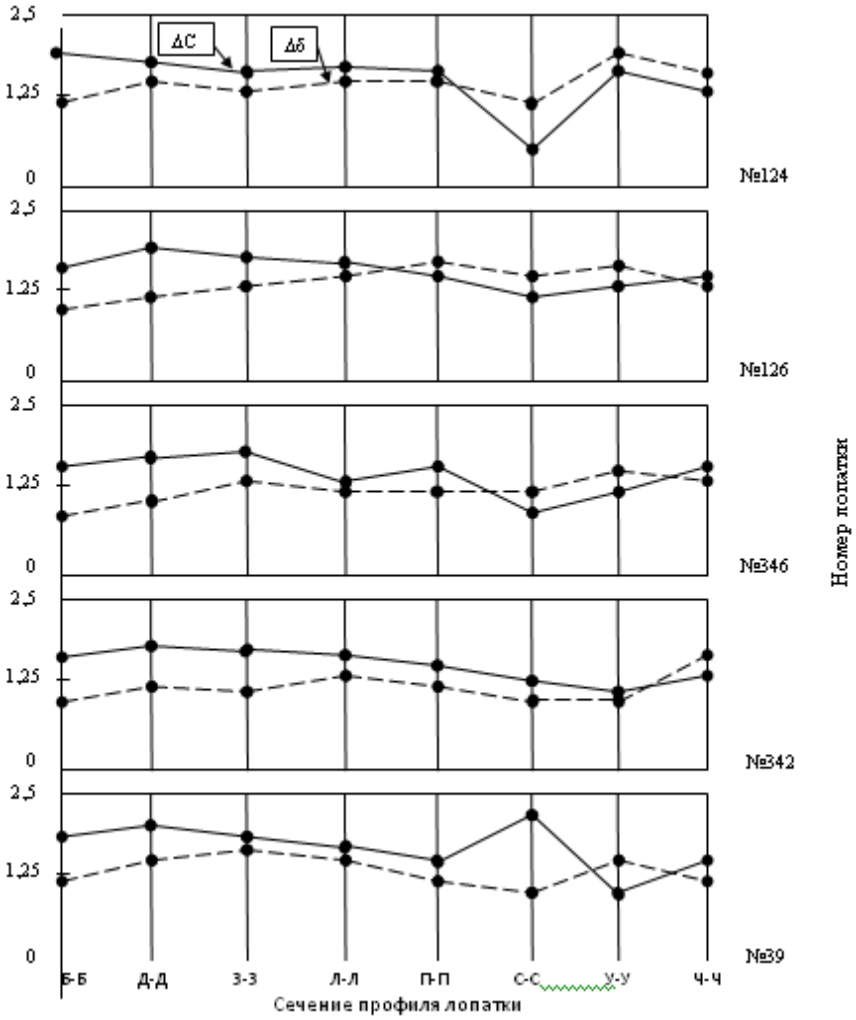


Рис. 3 – Изменение отклонений размеров «C» и «δ» от теоретических после фрезерования рабочего профиля на станке «Forest»

Выводы

1. Припуск, остающийся после фрезерования рабочего профиля, под шлифовальную операцию не равномерен. Его колебание доходит до 52% от среднего значения (станок «Starrag») и до 28% от среднего значения (станок «Forest»).

2. Точность операции фрезерования рабочего профиля выше при использовании модернизированных фрезерных станков с ЧПУ;

Резервом повышения точности фрезерования профиля является пересмотр и оптимизации подготовки баз «елочного паза» и центрового отверстия) под рассматриваемую операцию.

3. Таким образом, более качественная обработка установочных баз и модернизация копировально-фрезерных станков на управление от систем ЧПУ позволяет улучить точность и качество фрезерования под шлифовальную операцию и уменьшить припуски на шлифовку.

Список использованных источников:

1. Косилова А.Г., Мещеряков Р.К., Справочник технолога-машиностроителя. – том II, 4-е издание, перераб. и доп. – М. Машиностроение, 1985. – 568 с.

2. ООО «Прамет», Пособие по прогрессивной фрезерной обработке. – М.: Прамет, 2009. – 344с.: ил.

3. Долматовский Г.А., Справочник технолога по обработке металлов резанием. – 3-е издание, перераб. и доп. – М.: МАШГИЗ, 1962. – 1240с.

Емец Н.В., Ищенко Г.И., Ищенко М.Г. «Исследование точности фрезерования профиля лопаток паровых турбин».

В статье приведены результаты статистического исследования точности размеров рабочего профиля лопаток паровых турбин, в частности – максимальной толщины профиля, толщины выходной кромки и криволинейных

участков профиля (по величине зазоров между шаблоном и профилем) после операции фрезерования.

Показано, что указанные размеры выполняются с отклонением от номинальных (средних) значений.

Определены величины отклонений при использовании во фрезерной операции фрезерных станков фирм «Starrag» и «Forest». Первые работают по копиру, вторые – с управлением от ЧПУ.

Отмечено, что перспективным направлением повышения точности фрезерования рабочего профиля является совершенствование операций подготовки баз под рассматриваемую операцию.

Ключевые слова: лопатка, рабочий профиль, установочные базы, станок «Starrag», станок «Forest», система ЧПУ, обработка профиля.

Ємець Н.В., Іщенко Г.І., Іщенко М.Г. «Дослідження точності фрезерування профілю лопаток парових турбін».

У статті наведені результати статистичного дослідження точності розмірів робочого профілю лопаток парових турбін, зокрема – максимальної товщини профілю, товщини вихідної кромки та криволінійних ділянок профілю (за величиною зазорів між шаблоном і профілем) після операції фрезерування.

Показано, що зазначені розміри виконуються з відхиленням від номінальних (середніх) значень.

Визначено величини відхилень при використанні для фрезерної операції фрезерних верстатів фірм «Starrag» і «Forest». Перші працюють по копіру, другі – з управлінням від ЧПК.

Відзначено, що перспективним напрямком підвищення точності фрезерування робочого профілю є вдосконалення операцій підготовки баз під розглянуту операцію.

Ключові слова: лопатка, робочий профіль, установочні бази, верстат «Starrag», верстат «Forest», система ЧПК, обробка профілю.

Yemets N.V, Ishchenko G.I., Ishchenko M.G. "Investigation of precision milling profile steam turbine blades.

The results of statistical analysis of dimensional accuracy of the working profile of the blades of steam turbines, in particular - with a maximum thickness profile, the thickness of the output edges and curved sections of the profile (for the gap between the pattern and profile), after the milling operation.

Shown that these dimensions are satisfied with the deviation from the nominal (average) values.

The values of deviations in the use of a milling operation of milling machines companies «Starrag» and «Forest». The first work on the copy machine, the second – controlled by the CNC.

It was noted that a promising direction to improve the accuracy of milling work profile is to improve operations, training bases for the operation in question.

Key words: blade, working profile, mounting base, the «Starrag» machine, the «Forest» machine, CNC, the profile’s milling.

Стаття надійшла до редакції 24 листопада 2010 року

УДК 621.923

©Холод А.В., Тарасюк А.П.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОБРАБАТЫВАЕМОСТИ НАНОСТРУКТУРНЫХ МАТЕРИАЛОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ ТВЕРДЫХ СОТС

1. Постановка проблемы

Развитие современного машиностроения, тесно связано с появлением новых материалов. Все большим интересом пользуются наноструктурные инструментальные материалы. К наноструктурным материалам можно отнести материалы с размерами зерен до 100 нм. Нанотехнологии являются наиболее перспективным направлением развития науки в настоящее время. Они включают в себя технологии, оборудование и средства контроля полученной продукции. В связи с появлением в промышленности все большего количества труднообрабатываемых материалов, актуальной становится проблема эффективной обрабатываемости этих материалов. К таким материалам можно отнести «Волькар».

2. Цель исследования

Целью исследования было выявить: при каких СОТС обработка «Волькара» будет наиболее эффективной, а износ обрабатывающего инструмента минимальным, с сохранением рабочих параметров.

3. Основное содержание

На кафедре НТУ «ХПИ» было проведено исследование обрабатываемости нового наноструктурного инструментального материала «Волькар». В качестве метода обработки было выбрано алмазно-искровое шлифование.

Для оценки обрабатываемости материала был использован критерий, который отражает силовые зависимости и напряженность процесса шлифования. Данный критерий может быть рассчитан по формуле:

$$K_{\omega} = \frac{P_z}{P_y} \quad (1)$$

Он отражает процесс резания в динамике, влияние температурно-скоростного фактора, свойств обрабатываемого материала, состояние рабочей поверхности круга.

Коэффициент шлифования, как правило, меньше единицы, а при определенных условиях его значение может приближаться к коэффициенту трения пары – притупленный круг и обрабатываемый материал.

При больших значениях коэффициента шлифования взаимодействие абразивного инструмента с материалом более эффективно.

Изучение влияния различных СОТС на процесс алмазно-искрового шлифования позволило оценить коэффициент шлифования для наноструктурного инструментального материала «Волькар», что позволило определить наиболее благоприятные условия его обработки.

Данные, полученные в результате эксперимента были обработаны на ЭВМ с применением математического пакета MathCad и представлены ниже в виде табл. 1.

Как видно из обработанных данных, обработка наноструктурного материала «Волькар» с применением различных СОТС имеет очень близкие значения обрабатываемости. В данном исследовании применялись твердые СОТС, это было обусловлено условиями обработки, т.к. применение жидких СОТС затрудняет вести процесс наблюдения за процессом обработки, в результате разбрызгивания. Что может привести в свою очередь к травматизму на производстве. Наиболее высокие показатели обрабатываемости и сохранение профиля рабочей поверхности алмазного круга, были достигнуты при использовании стеарина, как видно из диаграммы. Применение

себациновой кислоты и их смеси показало немного худшую обрабатываемость и засоление профиля алмазного круга.

Таблица 1 – Определение коэффициента шлифования при различных СОТС

Нагрузка *P*, МПа	Коэффициент шлифования, $K_ш$		
	Стеарин	Себациновая кислота	Смесь
1	0,8	0,5	0,7
2	0,5	0,4	0,5
3	0,65	0,33	0,65

Графически данные эксперимента представлены на рис.1:

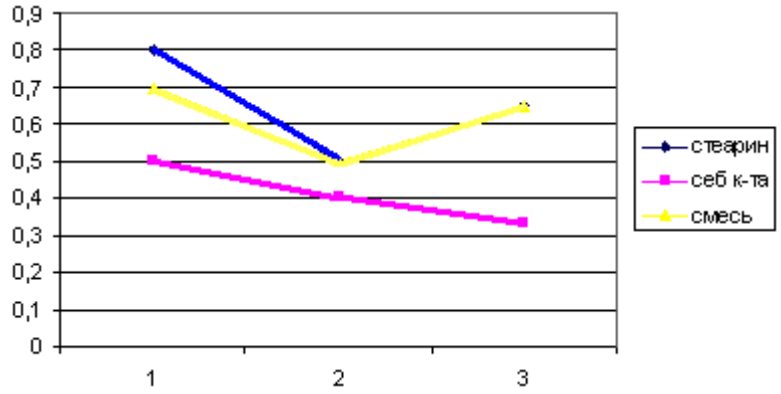


Рис. 1 – Коэффициент шлифования при использовании различных СОТС

Выводы

1. Обработка труднообрабатываемых материалов сопровождается значительным износом режущей части инструмента. Применение СОТС позволяет намного снизить износ режущего инструмента, и более долгое сохранение рабочего профиля.

2. Применение твердых СОТС позволяет уменьшить использование расходных материалов, но при этом позволяет подавать СОТС в зону резания в дозированном количестве без перерасхода.

3. Правильный подбор СОТС, позволяет значительно снизить износ обрабатывающего инструмента и повысить производительность обработки труднообрабатываемых материалов.

Список использованных источников:

1. Семко М.Ф. Интенсифицированные методы алмазно-абразивной обработки инструментами из сверхтвёрдых материалов // Пути повышения производительности, качества и эффективности процессов абразивной, алмазной и эльборной обработки в машиностроении (Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции. Москва, 23-25 ноября 1976г.). – М.: НИИМАШ, 1976. – С. 21-24.

2. Андриевский Р. А., Урбанович В. С. Нанокомпозиты на основе тугоплавких соединений // 1-я Всероссийская конференция по наноматериалам «НАНО-2004», Москва, 17-21 декабря 2004 г.: Сб. докл. - М.: ИМЕТ РАН, 2004. -С. 23-27.

3. McCandlish L.E., Kear B.N., Kim B.K., Processing and properties of nanostructured WC-Co // Nanostr. Mat. – 1992. – V. 1. - №2. – С 119-124.

Холод А.В., Тарасюк А.П. «Исследование процесса обрабатываемости наноструктурных материалов с применением твердых СОТС».

В статье рассматривается применение твердых СОТС для обработки труднообрабатываемых материалов типа «Волькар».

Ключевые слова: наноматериалы, алмазный круг, шлифование, режущий инструмент, износостойкость.

Холод А.В., Тарасюк А.П. «Дослідження процесу оброблюваності наноструктурних матеріалів з використанням твердих СОТС».

У статті розглядається застосування твердих СОТС для обробки важкооброблюваних матеріалів типу «Волькар».

Ключові слова: наноматеріали, алмазний круг, шліфування, ріжучий інструмент, зносостійкість.

Kholod A.V., Tarasyuk A.P. “Investigation of nanostructured materials mashinability using solid SOTS”.

The article discusses the use of hard SOTS to handle hard to nanostructured materials, such as “Volkar”.

Keywords: nanomaterials, diamond wheel, grinding, cutting tool wear.

Стаття надійшла до редакції 2 грудня 2010 р.

УДК 621.941.0.15

©Басова А.Г., Гордеев А.С.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ХРОМИСТЫХ СТАЛЕЙ ПРИ ВОССТАНОВЛЕНИИ ДЕТАЛЕЙ ПОЛИГРАФИЧЕСКИХ МАШИН

1. Постановка проблемы

Качество печатной продукции зависит от решения сложных технических, экономических и организационных задач. Технической основой обеспечения качества любой продукции, в том числе и полиграфической, является необходимая точность работы оборудования, качества сырья и полуфабрикатов, квалификация обслуживающего персонала, организация производства, включая и организацию контроля производственных процессов и готовой продукции. В связи с этим по уровню качества продукции можно судить об уровне почти всех аспектов производственного процесса.

На качество печати большое влияние оказывают динамические нагрузки. При высоких динамических и вибрационных нагрузках в ротационной печатной машине возникают такие дефекты печати, как полошение, дробление изображения, кроме того, на печатных машинах с высокими динамическими нагрузками часто происходят обрывы бумажного полотна. Динамические нагрузки вызывают высокий уровень вибрации, который передается на системы галерей и лестниц, фундамент, строительные перекрытия и влияют на обслуживающий машину персонал.

Основными факторами, которые определяют динамические и вибрационные нагрузки в печатной машине, является несбалансированность офсетных и формных цилиндров, вибрация зубчатых передач, пространственные отклонения посадочных отверстий. Поэтому точность изготовления печатных секций приобретает особое значение. Однако их

изготовление и ремонт при существующих технологиях – очень трудоемкий и сложный процесс, требующий больших затрат труда и средств.

Эффективное повышение производительности труда при ремонте цилиндров с использованием существующих технологических процессов практически невозможно. Необходимы качественно новые технологические процессы. К ним, прежде всего, следует отнести применение газотермического нанесения покрытий, позволяющее получать высокую точность и чистоту поверхности цилиндров без механической обработки.

При восстановлении деталей методом газоплазменного напыления порошковых материалов необходимо точно обозначится с типом порошкового материала, чтобы восстановление детали полиграфических машин не изменяло механических свойств и прочностных характеристик самой детали и работы в узлах, это и определяет цель статьи.

2. Анализ исследований и публикаций

Отдельные аспекты повышения качества восстановления деталей рассматривались в работах отечественных и зарубежных ученых. Среди них, прежде всего, можно выделить работы Молодык Н.В., Зенкин А.С., Шестаков А.И., Катц Н.В., Беленов А.С., Питер Ф., Пузряков А.Ф., Беграмбеков Л.Б., Балдаев Л.Х., Карабасов Ю.С., Хасуи А., Моригаки О., Кудинов В.В., Борисов Ю.С., Харламов Ю.А., Кардонина Н.И., Лялякин В.П. и др. Однако, научные труды, посвященные восстановлению и защите деталей в полиграфической промышленности от износа и коррозии методом газотермического напыления покрытий, практически отсутствуют.

3. Основной материал исследования

По запасу усталостной прочности многие дорогостоящие детали (полиграфические валы, печатные цилиндры, зубчатые колеса, подшипники качения и др.) отвечают требованиям надежности и, при условии восстановления начальных размеров, вполне работоспособны. Выход из строя

этих изделий обычно связан с износом контактных поверхностей (или нарушением размеров вследствие неквалифицированной механической обработки новых деталей), отличающихся простой геометрией и легко восстанавливаемых газотермическим (плазменным и газоплазменным) напылением. Соотношение стоимости новой детали и затрат на восстановление изношенной делают такой ремонт целесообразным (особенно учитывая затраты времени на изготовление и транспортировку крупных деталей). Плазменное напыление на сегодняшний момент представляет собой наиболее предпочтительный и уже доступный способ проведения ремонтно-восстановительных работ по сравнению с другими методами. К достоинствам данного метода можно отнести: сравнительно короткое время ремонтно-восстановительных работ; возможность производить напыление непосредственно на месте эксплуатации изделия (современные установки плазменного напыления достаточно компактны); отсутствие коробления деталей; возможность напыления широкого спектра материалов и т.д. [2, 3].

Эффективное повышение производительности труда при ремонте цилиндров с использованием существующих технологических процессов практически невозможно. Необходимы качественно новые технологические процессы. К ним, прежде всего, следует отнести применение газотермического нанесения покрытий, позволяющее получать высокую точность и чистоту поверхности цилиндров без механической обработки [2].

К основным факторам, влияющим на прочность сцепления покрытия с основой, относятся: способ подготовки поверхности и используемый при этом абразивный материал, параметры струйной обработки поверхности, время выдержки после обработки, наличие предварительного подогрева, применение подслоя и использование термореагирующих порошков, способ распыления, эффективная мощность пламени, параметры процесса распыления, состав материала покрытия (наличие поверхностно-активных добавок в покрытии зависит от применяемого оборудования и от присадочных материалов) [1].

Учитывая, что большинство изделий, подвергаемых восстановлению, выполнены из конструкционных сталей или чугунов, целесообразно было бы использовать в качестве напыляемых материалов порошковые стали. Однако в настоящее время в качестве базового материала для плазменного напыления в основном используют дорогостоящие сплавы на основе никеля типа колмоноев или высоколегированные сплавы железа, чаще всего порошковые нержавеющие стали. Традиционное решение задачи ремонта напылением сплавов на основе никеля и высоколегированных сплавов железа связано с рядом отрицательных моментов. Эти сплавы дороги и качественно меняют весь комплекс физико-механических свойств поверхности по отношению к исходному изделию. При этом возникают проблемы не только при нанесении покрытия (усадочные трещины при перегреве) и его механической обработке (плохая шлифуемость, «засаливание» шлифовального инструмента), но и при эксплуатации отремонтированного изделия (развитие первичных трещин). Напыление покрытий из этих материалов толщиной более 1 мм на конструкционные стали невозможно без нанесения дополнительных подслоев.

Таким образом, работы по выводу на рынок широкого спектра порошковых сталей с высокой адгезионной способностью, безусловно, актуальны. В нашем исследовании мы использовали 13% хромистую сталь – трудноокисляемая твёрдая сталь с превосходными антифрикционными свойствами, низкий коэффициент усадки, поэтому пригодна для толстых слоёв. Используется для цилиндров, валов вентиляторов, плунжеров, цапф коленчатых валов, водяных затворов, навивочных оправок, барабанов волочьиных станов, прессовых насадок, рольгангов и т.д. Используется при высокой нагрузке, обладая твёрдостью 49-52 HRC и высокой прочностью сцепления 30-40 кг/см^2.

Выводы

В результате выполненных исследований восстановления поврежденных деталей полиграфических машин газоплазменным напылением порошковых

материалов целесообразным является использование 13% хромистой стали с высокой адгезионной способностью и низким коэффициентом усадки.

Список использованных источников:

1. Борисов Ю.С., Харламов Ю.А., Сидоренко Ю.А., Ардатовская Е.Н. Газотермические покрытия из порошковых материалов. – Киев: Наук. Думка, 1987. – 544 с.

2. Кудинов В.В. Плазменные покрытия. – М.: Наука, 1977. – 184 с.

3. Молодык Н.В., Зенкин А.С. Восстановление деталей машин. Справочник. – М.: Машиностроение, 1989. – 480 с.

4. Пантелеенко Ф.И.. Лялякин В.П., Иванов В.П., Константинов .М. Восстановление деталей машин. Справочник. – М.: Машиностроение, 2003. – 672 с.

Басова А.Г., Гордеев А.С. «Использование хромистых сталей при восстановлении деталей полиграфических машин».

В статье обоснован способ восстановления деталей полиграфических машин методом газоплазменного напыления порошковых материалов, а также обоснован выбор порошкового материала для напыления.

Ключевые слова: восстановление деталей, газоплазменное напыление, прочность сцепления, порошковые стали, высокая адгезионная способность, низкий коэффициент усадки.

Басова Г.Г., Гордєєв А.С. «Використання хромистих сталей при відновленні деталей поліграфічних машин».

У публікації розглядається спосіб відновлення деталей поліграфічних машин методом газоплазмового нанесення порошкових матеріалів, а також обґрунтовано вибір порошкового матеріалу для напилення.

Ключові слова: відновлення деталей, газоплазмове напилення, міцність зчеплення, порошкові сталі, висока адгезійна можливість, низький коефіцієнт усадки.

Basova A.G., Gordeev A.S. « The use of chromium steels in the recovery of printing machines parts»

In the article the method of renewal polygrafic machine details is grounded by the method of flame powder sprayed, and also the choice of powder material is grounded for flame powder.

Key words: restoration of parts, gas-plasma spraying, the adhesion strength, powdered steel, high adhesive strength, low shrinkage factor.

Стаття надійшла до редакції 29 листопада 2010 р.

УДК 621.753.792

©Кравцов М.К., Акімов О.В., Акімов В.Т., Любов О.В.

УТОЧНЕНИЙ РОЗРАХУНОК МІЦНОСТІ ПІДШИПНИКІВ ПРИ ІНДУКЦІЙНО-ТЕПЛОВОМУ СКЛАДАННІ ПІДШИПНИКОВИХ ВУЛІВ

1. Постановка проблеми

Удосконалення процесу складання вузлів підшипників кочення є актуальним питанням, якому приділяється значна увага, як у вітчизняних, так і в зарубіжних дослідженнях. Посадка внутрішнього кільця підшипника на вал у більшості випадків здійснюється з натягом. При складальних операціях користуються ручними, гідравлічними та пневматичними пристроями. Істотним недоліком складання із вживанням осьового зусилля є можливий відносний перекіс спряжених елементів з'єднання, який спричинює пошкодження поверхонь стичних тіл (задирки, риски, ум'ятини)

Для усунення пошкоджень поверхонь контакту, а також для підвищення міцності з'єднань, при складальних операціях із натягом намагаються застосовувати поперечно пресове складання із певним зазором, який виникає при охолодженні деталі, що охоплюється, або при нагріванні деталі, яка охоплює.

2. Аналіз досліджень

Індукційне нагрівання підшипників перед складальною операцією є одним із прогресивних напрямків тому, що підвищує продуктивність праці, поліпшує культуру складального виробництва і забезпечує можливість комплексної механізації процесу складання. Ефективність використання електроіндукційного нагрівання у значній мірі залежить від будови нагрівача [1, 2].

Проблема розподілення енергії між зовнішнім та внутрішнім кільцями підшипника має як економічний, так і технічний аспекти:

- Недостатнє нагрівання внутрішнього кільця при надмірному перегрівання зовнішнього приводить до зайвих витрат енергії на нагрівання тому, що необхідно при посадці забезпечити необхідну температуру на внутрішньому кільці підшипника;
- значний перекіс температур (градієнт температур) внутрішнього і зовнішнього кілець спричинює порушення технічних характеристик підшипника.

Щоб уникнути заклинювання тіл кочення і появи температурних деформацій в елементах підшипників хотілося б забезпечити однакове нагрівання внутрішнього та зовнішнього кілець, однак внаслідок різниці геометричних параметрів кільця в нагрівачу нагріваються по різному. Конструкція нагрівача повинна бути такою, щоб забезпечувати, в першу чергу при посадці на вал, нагрівання внутрішнього кільця; зовнішнє кільце підшипника нагрівається до більш низької температури.

3. Постановка задачі

Аналіз напруженого стану матеріалу кілець в місцях контакту стичних елементів підшипника при індукційному нагріванні; оцінка граничних значень виникаючих зусиль.

4. Виклад основного матеріалу

Нагрівання підшипників кочення звичайно виконували до температури, яка не перевищувала 100 °С. Вважалося, що нагрівання до більш високої температури може спричинити змінення структури і фізично-механічних характеристик підшипникової сталі і отже до погіршення експлуатаційних властивостей підшипника (довговічність, зносостійкість, міцність).

Однак, виконані в УІПА дослідження [1] показали, що на змінення структури і фізично-механічних характеристик впливає не лише температура,

але й швидкість нагрівання тому, що у разі нетривалого нагріву структурні перетворення в сталі не встигають відбутися. Скорочення тривалості нагрівання за рахунок його швидкості є резервом підвищення допустимої температури нагрівання підшипників перед складальною операцією. При індукційно-тепловому складанні швидкість нагрівання досягає 200÷230 °С/хв.

Лабораторні випробування індукційних нагрівачів, які були розроблені в МНДЛ СП УІПА і впроваджені на протязі кількох років у виробництво дали можливість судити про закономірності змінення температури кілець підшипника при індукційному нагрівання. Встановлено, що інтенсивність нагрівання зовнішнього і внутрішнього кілець різниться – внутрішнє кільце нагрівається, як правило, сильніше (див. рис. 1)

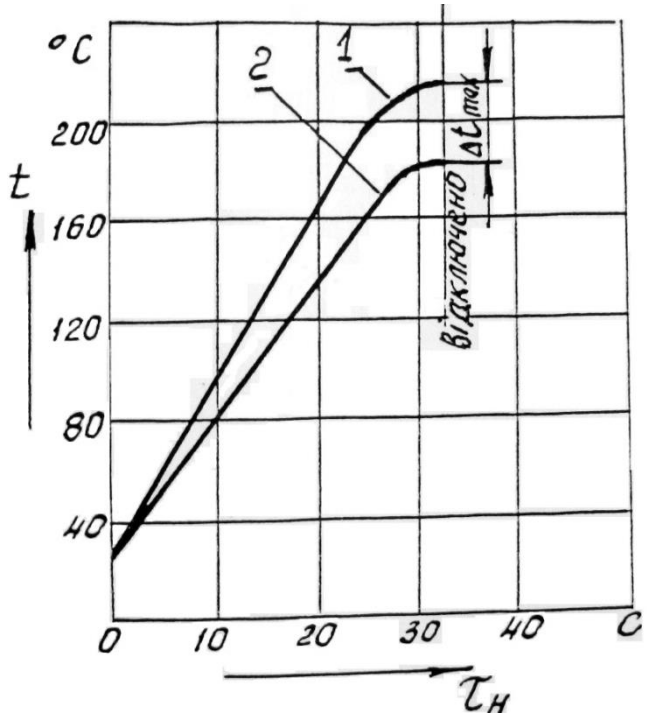


Рис. 1 – Змінення температури кілець підшипника в процесі індукційного нагрівання:1 – внутрішнє кільце; 2 – зовнішнє кільце

Температура по поперечному перерізу кілець змінювалася незначно. Перепад температур Δt (градієнт температури) кілець в кінці нагрівання становив $\Delta t_{max}=20\div40$ °С.

Наявність градієнта температури кілець підшипника та їх термопружні деформації у безпроміжковому підшипнику є причиною виникнення зусиль *P* (див. рис. 2), які діють в місцях контакту тіл кочення із біговими доріжками кілець.

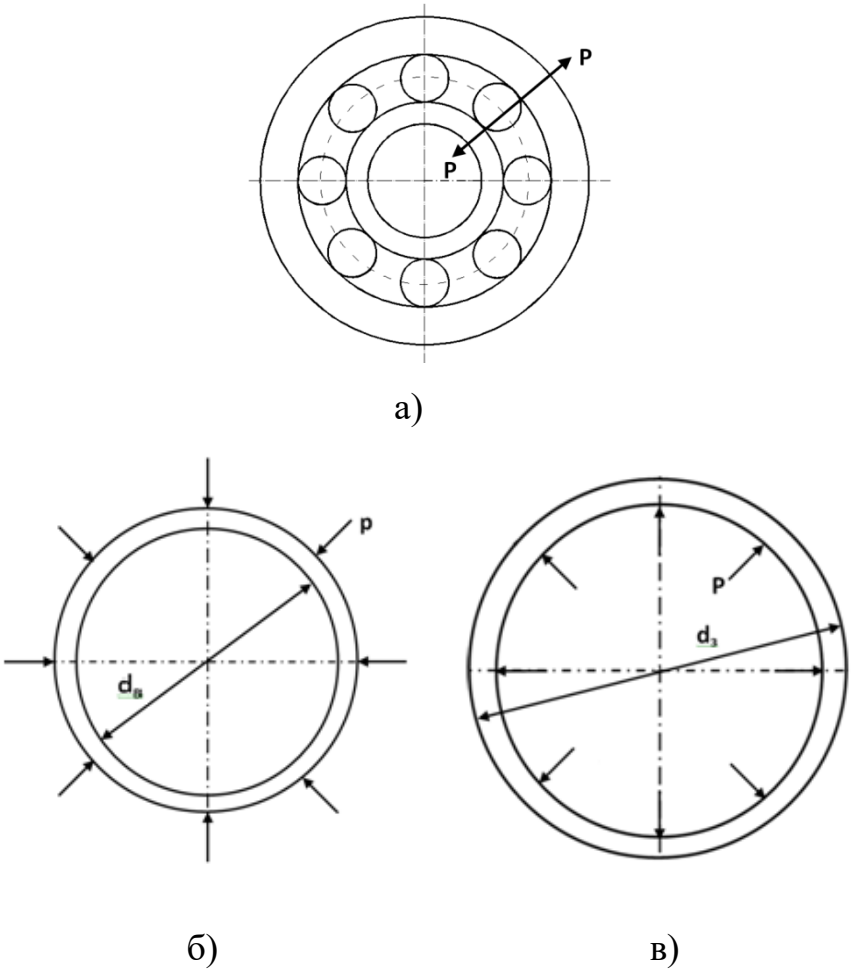


Рис. 2 – Схема навантаження кілець підшипника: а – схема сил діючих на кільце; б – внутрішнє кільце; в – зовнішнє кільце.

Зусилля *P* є зосередженими силами рівномірно розподіленими по окружностям бігових доріжок. Сили *P* для внутрішнього кільця є стискаючими, для зовнішнього – розтягувальними. Під дією цих зусиль кільця підшипника знаходяться в складному опорі, а також виникають контактні деформації і контактні напруження на поверхнях бігових доріжок.

Таким чином, матеріал кілець підшипника знаходиться в складному напруженому стані (вісесиметрична задача, сили діють в площині кільця) під

дією внутрішніх зусиль (див. рис. 3): згинального моменту M, поперечної сили Q і повздовжньої сили N.

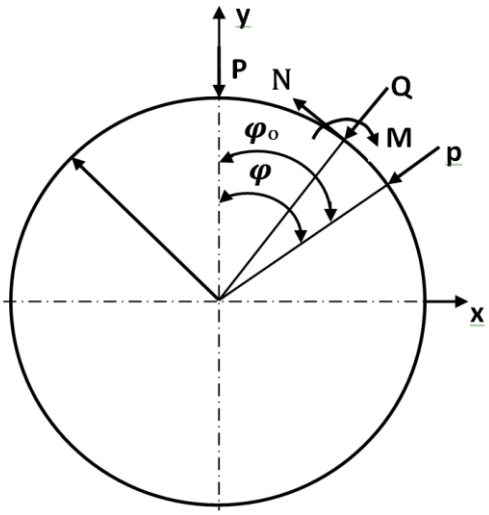


Рис. 3 – Силові фактори в перерізі кільця підшипника: $\varphi_0 = \frac{2\pi}{n}$;

Згідно формулам теорії пружності [3]:

n – кількість тіл кочення;

$$N = \frac{P ctg \frac{\pi}{n}}{2}; \tag{1}$$

$$M_{max} = -PR\left[\frac{n}{2\pi} - \frac{ctg\frac{\pi}{n}}{2}\right]; \tag{2}$$

$$Q = -\frac{P}{2\sin\frac{\pi}{n}}\sin\left(\frac{\pi}{n} - \varphi\right); \tag{3}$$

У перерізах внутрішнього і зовнішнього підшипників виникають нормальні σ (від M і N) і дотичні τ (від Q) напруження, котрі не повинні перевищувати гранично допустимих значень.

Умовою міцності у разі складного опору (згин і стиск або розтяг) є:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} + \frac{N}{A} \le [\sigma]; \tag{4}$$

Підставляючи N і M_{max} (формули 1, 2) в рівняння (4) після перетворення отримаємо вираз для визначення величини допустимої сили *[P]* по нормальним напруженням:

$$[P]=\frac{[\sigma]b\Delta}{\frac{1}{2}ctg\frac{\pi}{n}-\frac{3R}{\Delta}\left(\frac{n}{\pi}-ctg\frac{n}{\pi}\right)}; \qquad (5)$$

де n – кількість тіл кочення;

$W=\frac{b\Delta^2}{6}$ – момент опору при згині;

$A=b\Delta$ – площа перерізу кільця, де

b – ширина кільця;

Δ – товщина кільця;

$R=R_ц$ – радіус центрального шару кільця підшипника;

$[\sigma]$ – допустиме граничне значення нормального напруження.

Слід зауважити, що формула (5) підходить для кривих брусів малої кривизни, у яких $\Delta/R_ц<0{,}2$. В дійсності наявність канавок для тіл кочення зменшує площу перерізу кільця, ускладнює визначення $R_ц$ і Δ.

Тому застосуємо таку методику. Визначимо для підшипника (рис. 4) $\Delta/R_ц$ внутрішнього і зовнішнього кілець.

Приведені діаметри кілець визначаються із достатньою точністю по формулам [5]:

$$d_0\approx d+\frac{D-d}{4}; \qquad (6)$$

$$D_0\approx D-\frac{D-d}{4};$$

Середні діаметри кілець (центрального шару)

$$d_ц=\frac{d_0+d}{2};$$

$$D_ц=\frac{D_0+D}{2}; \qquad (7)$$

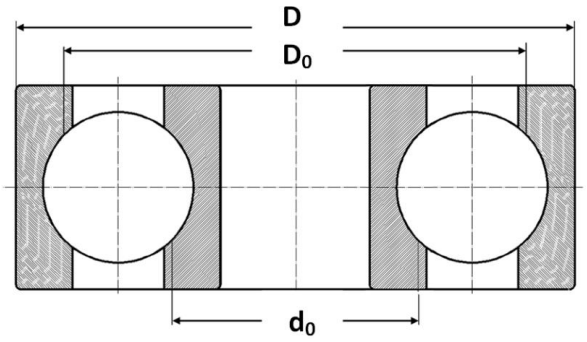


Рис. 4 – Геометричні розміри підшипника:

d, D – внутрішній і зовнішній діаметри;

d_0 – приведений зовнішній діаметр внутрішнього кільця;

D_0 – приведений внутрішній діаметр зовнішнього кільця;

Товщина кілець:

$$\Delta_B = \frac{d_0 - d}{2};$$

$$\Delta_З = \frac{D_0 - D}{2}; \qquad (8)$$

Відношення Δ/R:

$$\frac{\Delta_B}{r_ц} = \frac{2\Delta_B}{d_ц}; \qquad (9)$$

$$\frac{\Delta_З}{R_ц} = \frac{2\Delta_З}{D_ц};$$

Для підшипників ([2] табл.1, 2) значення $Δ/R_ц$ які обчислені за формулами (6 – 9) приведені в табл. 1.

Із аналізу даних таблиці 1 виходить, що внутрішні кільця шарикопідшипників 316, 330 і роликопідшипників 2316, 2318, 2416, 92320, 62330 є кривими брусами великої кривизни тому, що у них $\frac{\Delta_B}{r_B} > 0{,}2$. Обчислення максимальних напружень σ у їх перерізах слід визначати за більш точними формулами із урахуванням впливу кривизни центрального шару на розподіл напружень по товщині $Δ$ кільця.

Таблиця 1 – Статичні параметри підшипників кочення

Номер підшипника	Серія	Статична вантажопідйомність C_0, кН	Внутрішній діаметр d, см	Зовнішній діаметр D, см	Число тіл кочення, n	Значення Δ/R		Граничне навантаження $[P]_к$, кН
						Внутрішній діаметр	Зовнішній діаметр	
Шарикопідшипники								
216	Легка	45,40	8	14	10	0,171	0,113	19,80
316	Середня	81,60	8	17	8	0,247	0,142	44,60
416	Важка	127	8	20	7	0,158	0,081	79,50
308	Середня	22,70	4	9	8	0,135	0,075	12,40
330	Середня	258	15	32	8	0,25	0,138	140,93
Роликопідшипники								
2216	Легка	63,40	8	14	18	0,171	0,113	14,09
2316	Середня	121	8	17	14	0,258	0,148	34,57
2416	Важка	204	8	20	12	0,316	0,162	68
2318	Середня	160	9	19	14	0,244	0,141	48,7
92320	Середня	205	10	21,5	14	0,264	0,164	58,6
62330	Середня	473	15	32	14	0,254	0,146	135,14

Під дією сил P також в місцях контакту кілець із тілами кочення виникають контактні напруження $\sigma_к$. В шарикопідшипниках початковий контакт між шариками і кільцями відбувається в точці. У результаті деформації стичних тіл у місці контакту утворюється площина еліптичної форми. У роликопідшипниках початковий контакт між роликами і кільцями відбувається по лінії, після деформації – по вузькій смужці. Найбільші $\sigma_к$ виникають у центрі площини контакту тіла кочення і внутрішнього кільця. При значних контактних $\sigma_к$ напруженнях можливі великі пружно-пластичні деформації, які можуть спричинити появу ум’ятин на поверхнях бігових доріжок. Для виключення цього необхідно щоб величина $\sigma_{кmax}$ не перевищувала гранично допустимих значень.

Допустиму із умов контактної міцності силу $[P]_к$ яка діє на найбільш навантажене тіло кочення [1, 4] можна знайти по формулі:

$$[P]_K = \frac{KC_0}{n}; \qquad (10)$$

де C_0 – статична вантажопідйомність;

n – кількість тіл кочення;

K – коефіцієнт для безпроміжкового підшипника під навантаженням приймається:

$K_ш = 4{,}37$ – шарикопідшипники;

$K_р = 4{,}0$ – роликопідшипник.

Оцінимо величину допустимої сили $[P]$ по формулам (5) і (10).

Для сталей типу ШХ15 після загартування, із яких виготовляються деталі підшипників, межа текучості $\sigma_т = 1700$ МПа і при запасі міцності $m = 4$ приймемо величину допустимого напруження $[\sigma] = 450$ МПа. Тоді, наприклад, для шарикопідшипника 316 по формулі (5) $[P] \approx 190$ кН. При $C_0 = 81{,}6$ кН допустима сила $[P]_к$ з умов контактної міцності для підшипника 316 буде дорівнювати (10) $[P]_к = \frac{4{,}37 \cdot 81{,}6}{8} \approx 44{,}6$ кН. Тобто допустима сила $[P]_к$ в $\frac{[P]}{[P]_к} = \frac{190}{44{,}6} = 4{,}3$ рази менше допустимої сили $[P]$ із умови міцності кільця підшипника на згинання.

Висновки

1. Основним критерієм, який обмежує величину допустимого навантаження елементів підшипника при індукційному нагріванні є контактна міцність.

2. При визначенні граничних деформацій елементів підшипника і граничного значення градієнта температура Δt необхідно використовувати допустиму силу $[P]_к$ із умов контактної міцності (10).

Список використаних джерел:

1. Кравцов М.К., Акімов О.В., Акімов В.Т.. Уточненный расчет деформаций подшипников качения при индукционно – тепловой сборке

подшипниковых узлов. Восточно–европейский журнал передовых технологий. 5/2 (17), 2005, г. Харьков. – 52-58 с.

2. Отчет (заключительный) о научно – исследовательской работе по теме «Исследование высокопрочных соединений с натягом и оптимизация параметров обеспечивающих возможность создания унифицированного оборудования для сборки подшипниковых узлов» № Гос. Регистрации 01965002130, 1988 г, УИПА, Харьков.

3. Прочность. Устойчивость. Колебания. Под общей редакцией И.А. Биргера и Я.Г. Пановко. Справочник – М; Машиностроение. Том 2. 1968, – с. 406.

4. Заблонский К.І. Деталі машин. – Одесса, «АстроПринт», 1999, – с 403.

5. Справочник машиностроителя. Под общей редакцией Н.С. Ачеркана. Том 4. Машгиз, М. – 1956 с.851.

Кравцов М.К., Акімов О.В., Акімов В.Т., Любов А.В. «Уточненный расчет прочности подшипников качения при индукционно-тепловой сборке подшипниковых узлов».

Рассмотрена актуальная задача совершенствования процесса сборки узлов подшипников качения. Проведен уточненный расчет прочности подшипников качения при индукционно-тепловой сборке подшипниковых узлов.

Ключевые слова: подшипники качения, расчет, прочность, индукционно-тепловая сборка.

Кравцов М.К., Акімов О.В., Акімов В.Т., Любов О.В. «Уточнений розрахунок міцності підшипників кочення при індукційно-тепловому складанні підшипникових вузлів».

Розглянута актуальна задача удосконалення процесу складання вузлів підшипників кочення. Проведений уточнений розрахунок міцності підшипників кочення при індукційно-тепловому складанні підшипникових вузлів.

Ключові слова: підшипники кочення, розрахунок, міцність, індукційно-теплове складання.

Kravtsov M.K., Akimov O.V., Akimov V.T., Lubov A.V. “More precised calculation of centifriction bearings strength in the condition of induction-head bearings units mounting”.

The actual problem of the perfection process of antifriction bearings units mounting is examined. More precised calculation of antifriction bearings strength in the condition of induction-head bearings units mounting is done.

Key words: ball bearings, calculation, strength, induction-heating assembly.

Стаття надійшла до редакції 27 жовтня 2010 р.

УДК 621.757.06

©Мовшович А.Я., Резниченко Н.К., Ищенко Г.И., Агорков В.В.

ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ УНИВЕРСАЛЬНО-СБОРНЫХ ШТАМПОВ В УСЛОВИЯХ ДИСКРЕТНО-НЕСТАБИЛЬНЫХ ПРОГРАММ ВУПУСКА ИЗДЕЛИЙ

1. Постановка проблемы

Непрерывное повышение требований, предъявляемых к рабочим параметрам изделий, конструктивное изменение нормы деталей при одновременном ускорении темпов освоения производства новых более совершенных изделий приводит к росту объемов затрат на технологическую подготовку производства.

В условиях перехода промышленности к рыночным методам хозяйствования сокращение сроков постановки изделий на производство должно достигаться за счет использования более совершенных технологических процессов, расширения возможностей действующего оборудования, применение универсальных средств технологического оснащения при минимизации материальных затрат и обеспечения высокого качества изделий [1].

Появление и развитие новых видов прогрессивной высокопроизводительной штамповой оснастки поставили перед наукой и производством ряд новых проблем.

2. Цель исследования

Целью исследования является изучение возможности повышение надежности и долговечности штампов применительно к новым задачам и эксплуатационным условиям.

Существующие традиционные методы анализа и оценки надежности штампов, ориентированные на простые сочетания элементов и узлов, не могут в полной мере удовлетворить потребности анализа надежности и долговечности сложной системы обратимых штампов для листоштамповочного производства. Необходимо развитие методов оценки, анализа и обеспечения надежности обратимых штампов с учетом их специфики (возможность перестроения структуры, сокращение работоспособности при экспериментальных условиях эксплуатации, изменении в широких пределах параметров штампуемых деталей и серийности производства), основанных на современных положениях и математических методах теории надежности и использовании статических методов исследования.

3. Изложение основного материала

Поставленные задачи решались экспериментально-аналитическим путем на базе научных основ технологии машиностроения, теории надежности, механики трения и износа [4].

Количественные характеристики надежности системы универсально-сборных штампов оценивали на основании экспериментальных данных и аналитического расчета. Испытаниям подверглись выборки их генеральной совокупности, по их результатам делался вывод о надежности всей генеральной совокупности.

Исчерпывающей характеристикой надежности системы универсально-сборных штампов, для которых характерна непрерывная работа в течении длительного промежутка времени, служит закон распределения времени безотказной работы. Если известен вид закона и его параметры, то можно легко определить любую интересующую нас характеристику надежности.

Испытания на надежность проводили в производственных условиях Харьковского научно-исследовательского института Технологии машиностроения. В процессе экспериментов в качестве штампуемого материала применяли стали марок Ст3, Ст5, 45, 1Х18Н10Т толщиной от 1 до 10 мм.

В испытаниях на надежность использовали 80 компоновок универсально-сборных штампов для однооперационной вырубки-пробивки (по 40 компоновок каждого вида). В качестве материала для изготовления рабочих частей обратимых штампов применяли сталь Х12М, термообработанную до твердости 58-62 HRC.

Каждому диапазону толщин соответствовало 10 компоновок. При этом компоновки универсально-сборных штампов испытывали в диапазоне толщин 4-10 мм. Продолжительность испытаний на надежность составляла для универсально-сборных штампов 40ч, что соответствовало в среднем 16-20 тыс. отштампованных деталей. Время испытаний выбрано исходя из стойкости рабочих элементов и определялось из реальных условий эксплуатации системы обратимых штампов на предприятиях отрасли при серийном изготовлении листовых деталей [2].

Работа компоновок считалась надежной, а компоновка работоспособной до момента выхода из строя какого-либо из элементов, агрегатных узлов и модулей, либо потери точностных параметров штамповки.

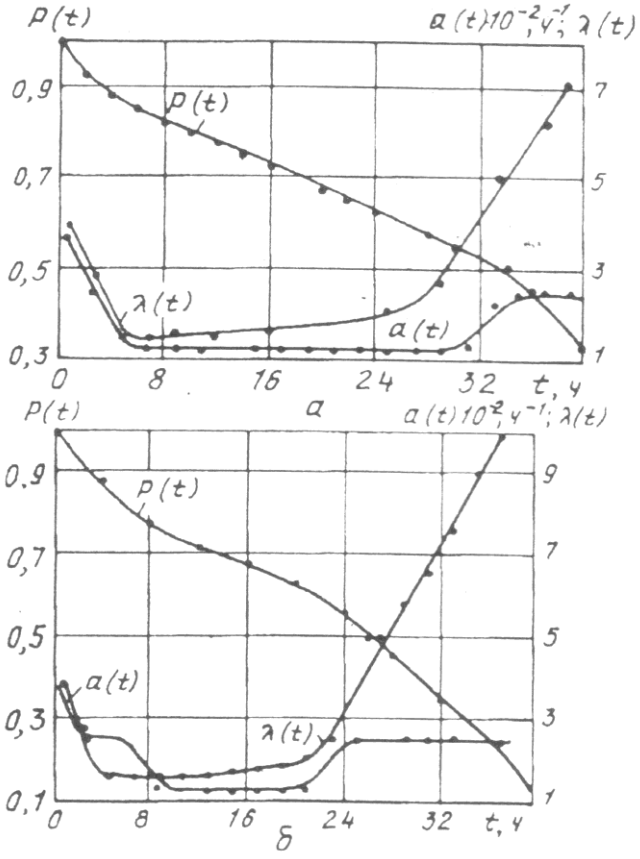


Рис. 1 – Характеристики надежности работы компоновок однооперационных универсально-сборных штампов: а - вырубка, б – пробивка; ●-внезапный отказ; *x*-износный отказ

4. Анализ результатов исследования

Испытания были организованы по схеме *N, Б, T*, где *N* — число испытываемых компоновок, *Б* – означает, что отказавшие элементы или узлы не восстановились, *T* – испытания проводили в течении фиксированного промежутка времени. В процессе испытаний определялось распределение времени не только до всех возможных отказов, но и раздельно – до отказов каждого вида функциональных единиц системы. Полученные в результате экспериментов данные графически изображены на рис. 1.

Кривые *P(t)*, характеризующие безотказность работы компоновок системы универсально-сборных штампов, позволяют определить *P(t)*, т.е. время безотказной работы с вероятностью *P*, в течение которого откажут в среднем *P×100* % работающих компоновок. При этом надежность компоновок универсально-сборных штампов для вырубки выше, чем у пробивных штампов. Так для вероятности 0,5 время безотказной работы вырубных компоновок в 1,5 раза больше, чем у пробивных при прочих равных условиях.

Анализируя характер изменения интенсивности *λ(t)* и частоты отказов *a(t)*, видим, что повышение *P(t)* допустимо, главным образом, за счет уменьшения отказов износного вида, т.е. является следствием повышенной стойкости вырубных компоновок. Интенсивность отказов, а следовательно, и безотказной системы универсально-сборных штампов зависят от надежности шпоночно- болтового соединения элементов и модулей конструкции (см. таблицу).

Статическая оценка внезапных отказов компоновок однооперационных универсально-сборных штампов для вырубки- пробивки при различных значениях усилия затяжки шпоночно-болтового соединения

Усилие затяжки, кН	Количество внезапных отказов в интервале времени, ч							
	0 — 1	1 — 2	2 — 3	3 — 4	4 — 5	5 — 6	6 — 7	7 — 8

40	2	3	3	3	4	5	-	-
50	-	-	1	2	2	3	4	4
60	-	-	-	-	1	1	-	1

Испытывали по 20 компоновок универсально-сборных штампов для каждого диапазона усилий затяжки шпоночно-болтового соединения.

На рис. 2 показана графическая зависимость безотказности работы компоновок универсально-сборных штампов от усилия затяжки Р3 и времени работы *t*. Как видно из графиков, при недостаточном усилии затяжки интенсивность отказов резко возрастает, что приводит к снижению надежности компоновок. Время между соседними отказами в системе универсально-сборных штампов является непрерывной случайной величиной. Эта случайная величина будет полностью определена, если известна ее функция распределения.

Поскольку одна из количественных характеристик надежности системы универсально-сборных штампов, а именно частота отказов, является

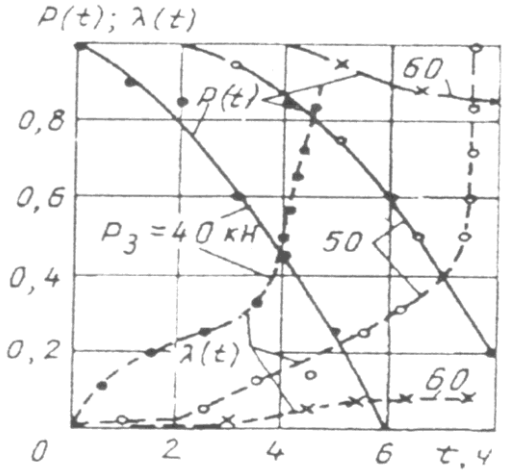


Рис. 2 – Изменение интенсивности отказов *λ(t)* (---) и безотказности работы P(t) (-) компоновок обратимых штампов в зависимости от усилия затяжки Р3 шпоночно-болтового соединения

дифференциальным законом распределения времени между соседними отказами, то время между ними наиболее целесообразно характеризовать производной от функции распределения, т. е. дифференциальным законом распределения.

Так как закон распределения времени между отказами позволяет определить все основные количественные характеристики надежности, то он является важнейшей характеристикой потока отказов.

Из анализа экспериментов вытекает, что при работе компоновок системы обратимых универсально-сборных штампов для разделительных операций листовой штамповки имеют место приработочные, внезапные и износные отказы. Приработочные отказы связаны, главным образом, со скрытыми дефектами конструктивных элементов универсально-сборных штампов. Их действие проявляется в течении 2 – 4 ч работы компоновок. Внезапные отказы возникают в результате действия пиковых нагрузок и приводят к различного рода поломкам и нарушению взаимного расположения элементов системы. В то же время по мере возрастания времени работы компоновок происходят процессы старения и износа режущих элементов, которые приводят к износным отказам.

Из анализа полученных результатов (рис. 3) видно, что отклонения интенсивностей внезапных отказов от их средних значений незначительные и с достаточной для практики точностью можно считать интенсивности внезапных отказов величинами постоянными и равными их средним значениям:

$$\lambda_{Б} = 0{,}0169 = const; \lambda_{п} = 0{,}0167 = const.$$

Из теории надежности известно [3], что условие $\lambda(t)=\lambda=const$ справедливо при экспоненциальном законе распределения времени возникновения отказов. По этому закону зависимости между основными количественными характеристиками надежности следующие:

$$P(t) = e^{-\int_0^t \lambda(t)dt} = e^{-\lambda t};$$

$$Q(t) = 1 - e^{-\lambda t};$$

$$a(t) = \lambda e^{-\lambda t};$$

$$T = \int_0^\infty e^{-\lambda t} dt = -\frac{1}{\lambda} e^{-\lambda t} \Big|_0^\infty = \frac{1}{\lambda}.$$

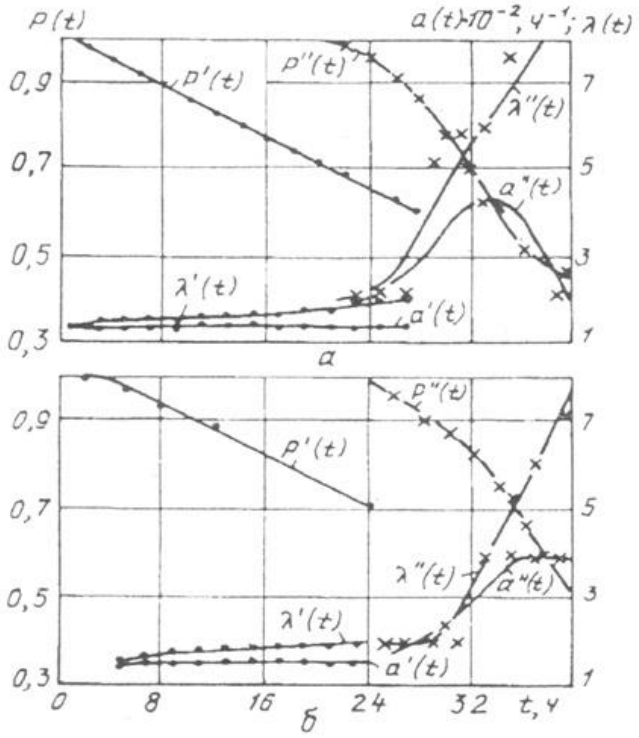


Рис. 3 – Кривые вероятности безотказной работы: а- пробивка; вырубка; внезапный отказ; износный отказ.

Из рис. 3 следует, что по мере увеличения общей продолжительности работы компоновок к внезапным отказам начинают добавляться отказы износного характера. При этом интенсивность отказов начинается с нуля и с течением времени возрастает. Это означает, что поток отказов не является стационарным и имеет место износ элементов, для которых справедлив закон усеченного нормального распределения времени возникновения отказов.

Выводы

При эксплуатации компоновок однооперационных универсально-сборных штампов для вырубки – пробивки наблюдается совместное действие экспоненциального и нормального законов распределения отказов.

Физически это соответствует комбинации двух видов отказов: внезапных и износных.

При совместном рассмотрении отказов имеют место следующие зависимости:

$$P(t) = P'(t) \cdot P''(t),\ \lambda(t) = \lambda'(t) + \lambda''(t),$$

где $P'(t), \lambda'(t), P''(t), \lambda''(t)$ – вероятность безотказной работы и интенсивность отказов при экспоненциальном и нормальном расположении.

Получение зависимости *P(t)* и *λ(t)* позволяют оценить вероятность того, что в пределах в пределах заданного времени *t=T* при регламентированных режимах работы и условиях эксплуатации компоновок отказов не возникает.

Список использованных источников:

1. Мовшович А.Я., Шепельский Н.В. Листовая штамповка деталей в тяжелом машиностроении — М: НИИИнформтяжмаш, 1966 – 51с.

2. Мовшович А.Я., Жолткевич Н.Д. Исследование надежности и долговечности универсально-сборных штампов. Вопросы оборонной техники, серия XVII, 1991, вып 123, с.46-51

3. Романовский В.П. Надежность и долговечность системы универсально-сборных штампов -М: Весник машиностроения, 1972, №6 -с. 61-64

4. Попов Е.А. Основы теории штамповки -М: Машиностроение, 1977, -423с.

Мовшович А.Я., Резниченко Н.К., Ищенко Г.И., Агорков В.В. «Оценка надежности универсально-сборных штампов в условиях дискретно-нестабильных программ выпуска изделий».

В статье приведены критерии оценки надежности универсально-сборных штампов, исследованы законы распределения отказов и времени их безотказной работы.

Ключевые слова: универсально-сборные штампы, внезапные и износные отказы, безотказная работа, надежность, долговечность.

Мовшович О.Я., Резніченко М.К., Іщенко Г.І., Агорков В.В. «Оцінка надійності універсально-збірних в умовах дискретно-нестабільних програм випуску виробів».

В статті приведені критерії оцінки надійності універсально-збірних штампів, досліджені закони розподілу відмов і часу їх безвідмовної роботи.

Ключові слова: універсально-збірні штампи, раптові і зносові відмови, безвідмовна робота, надійність, довговічність.

Movshovich A., Reznichenko N.K., IschenkO G.I., Agorkov V.V. “Estimation of reliability of the system-built stamps in the conditions of the diskrete-unstable programs of issue of wares”.

The criteria of estimation of reliability of the system-built stamps are resulted In the article, the laws of distributing of refuses and time of their faultless work are investigational.

Key words: system-built stamps, sudden and wear refuses, faultless work, reliability, longevity.

Стаття надійшла до редакції 3 листопада 2010 року

УДК 621.18.04

©Оболенская Т.А., Евсюкова Л.А., Лазаренко В.И., Середа Н.В.

ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА СТАЛЕЙ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ДЛЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ТРУБОПРОВОДОВ

1. Актуальность проблемы

В связи с тем, что материал трубопроводов, применяемых в теплоэнергетике, работает в условиях высоких температур, которые существенно влияют на показатели прочности и пластичности, физико-механические свойства сталей, из которых они изготавливаются, приобретают главенствующее значение. Следует учитывать, что при высоких температурах и напряжениях в стали многих марок с течением времени происходят изменения структуры, ухудшающие свойства стали.

2. Постановка проблемы

Возникла необходимость в изучении физико-механических свойств различных марок сталей в зависимости от эксплуатационных условий.

3. Основной материал

В Нормах приняты следующие основные характеристики прочности материала при расчетной температуре *t*:

$\sigma_в^t$ – временное сопротивление стали разрыву (предел прочности);

σ_T^t – условный (при остаточной деформации 0,2 %) предел текучести стали при растяжении;

$\sigma_{д.п.}^t$ – условный предел длительной прочности при растяжении (напряжение, вызывающее разрушение через 100000 ч).

В качестве допускаемого напряжения, $\sigma_{доп}$ при рабочей температуре в Нормах принята наименьшая из трех величин:

$$\sigma_{доп} \le \frac{\sigma_в^t}{2{,}6}; \qquad \sigma_{доп} \le \frac{\sigma_T^t}{1{,}5}; \qquad \sigma_{доп} \le \frac{\sigma_{дп}^t}{{,}5}.$$

Методы определения $\sigma_в$ и σ_m, а также относительного удлинения δ и сужения поперечного сечения ψ достаточно известны и установлены стандартом. Предел текучести стали может быть повышен за счет пластической деформации (холодного наклепа). Однако холодный наклеп ухудшает стойкость по отношению к коррозии, понижает пластические свойства и ударную вязкость. Во избежание этого сталь, получившую холодный наклёп, подвергают термообработке.

Температура существенно влияет на показатели прочности и пластичности, как это видно из рис. 1. При повышении температуры временное сопротивление сначала возрастает, достигая максимума в интервале 250-300 °С, но затем, при дальнейшем повышении температуры, быстро снижается. Показатели пластичности, наоборот, сначала снижаются, достигая при 250-300 °С минимума, а при дальнейшем повышении температуры вновь повышаются.

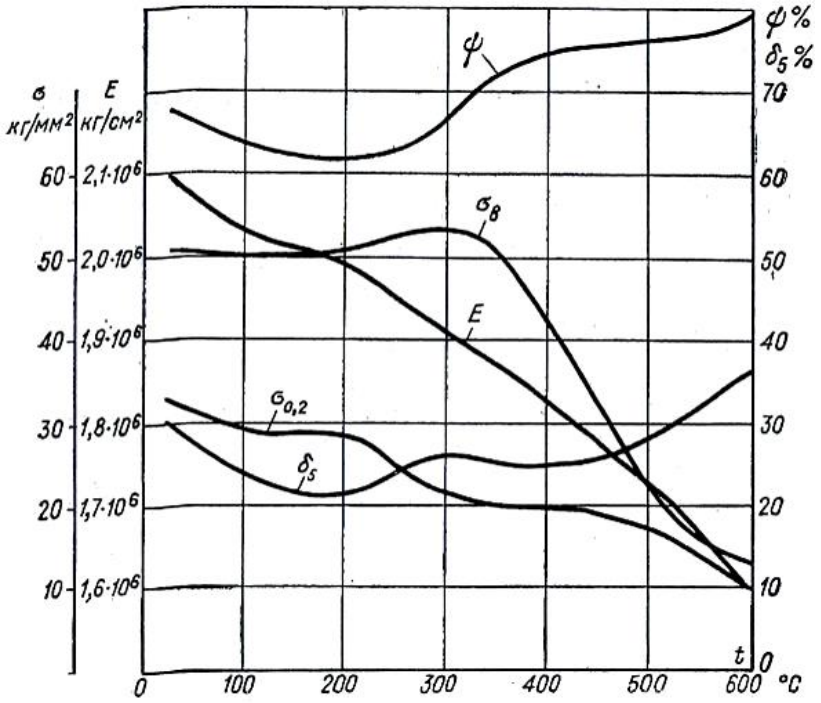


Рис. 1 – Изменение прочностных характеристик стали 20 в зависимости от температуры

Таким образом, наиболее высоким значениям временного сопротивления отвечает наиболее низкая пластичность углеродистой стали. Пределы текучести и пропорциональности при повышении температуры монотонно снижаются. Площадка текучести у малоуглеродистой стали имеет место при температуре до 250 °С, при более высоких температурах она отсутствует.

При высоких температурах у стали становится заметным свойство ползучести. Процесс ползучести заключается в непрерывном росте деформации под действием нагрузки и температуры

На рис. 2 показаны процессы ползучести на диаграмме деформация-время для различных уровней напряжения.

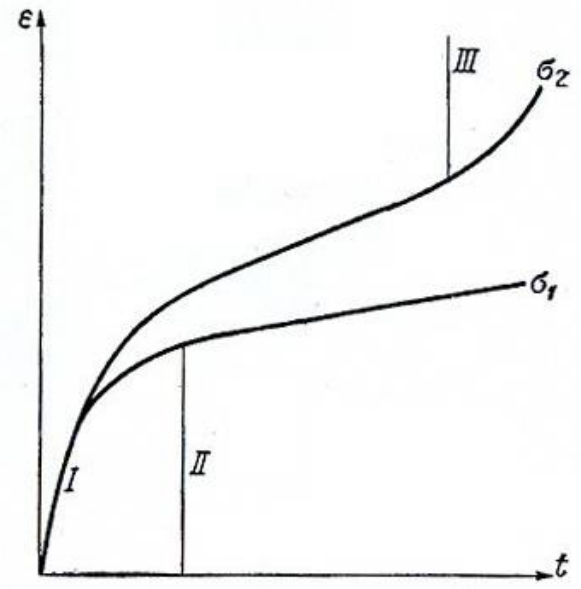


Рис. 2 – Деформации ползучести при различных растягивающих напряжениях

Различают три стадии ползучести:

I – неустановившейся ползучести, II – установившейся, III – конечной стадии (разрушения).

На I стадии ползучесть протекает с убывающей скоростью, асимптотически приближающейся к установившейся скорости ползучести. Длительность I стадии может достигать нескольких сотен часов. С течением времени, если растягивающее напряжение и температура достаточно велики,

скорость ползучести начинает возрастать и, наконец, происходит разрыв образца.

Напряжение, при котором происходит разрыв образца, называют пределом длительной прочности для заданных времени и температуры. Следует отметить, что общая деформация ползучести, при которой происходит разрыв материала, относительно невелика, составляя 5-10 % у мягких углеродистых сталей и 1-2 % у легированных сталей с высоким сопротивлением ползучести. В связи с этим было бы неправильным назначать допускаемые напряжения в трубопроводах исходя из какой-то одной, одинаковой для всех марок стали скорости ползучести, тем более, что прирост диаметра трубопроводов, вызванный ползучестью, не является сам по себе препятствием для дальнейшей эксплуатации трубопровода. Более правильным, как это принято в Нормах, обосновывать допускаемые напряжения на базе предела длительной прочности. Скорость ползучести при принятом уровне допускаемых напряжений, не превосходит, как правило, 10^{-2} мм/(мм·ч) или 1 % за 100000 ч работы трубопровода.

Для определения условного предела длительной прочности при заданном времени (100000 ч) проводятся испытания серии образцов при различных нагрузках. Результаты испытаний наносятся на диаграмму, по оси абсцисс которой откладываются логарифмы времени, прошедшего до разрушения, как показано на рис. 3.

Зависимости длительности испытания до разрушения имеют вид прямых или ломаных линий, что дает возможность путем экстраполяции определить длительную прочность при обусловленных 100000 ч на основании более кратковременных испытаний.

При высоких температурах и напряжениях в стали многих марок с течением времени происходят изменения структуры, ухудшающие свойства стали. Поэтому теперь стремятся проводить испытания большой длительности (10-20 тысяч и более часов).

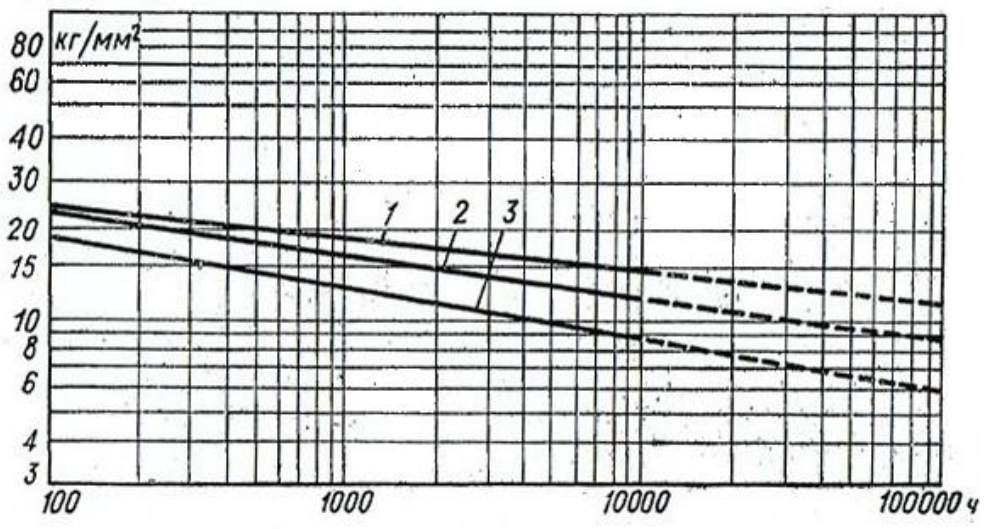


Рис. 3 – Длительная прочность стали 12Х1МФ

1 – при температуре 500 °С, 2 – то же при 580 °С, 3 – то же, при 600 °С.

Общесоюзными стандартами принята в настоящее время следующая система обозначения марок качественных и легированных сталей. Первые две цифры обозначают среднее содержание углерода в сотых долях процента, следующие за цифрами буквы указывают на содержание в стали легирующих элементов, отвечающих буквам: Х – хром, Н – никель, М – молибден, Ф – ванадий, В – вольфрам, Т – титан, Б – ниобий, Р – бор, Г – марганец, С – кремний (силиций).

При содержании легирующего элемента в размере 1 % и более вслед за индексом элемента ставится число, указывающее на среднее содержание в стали этого элемента в процентах; при содержании легирующего элемента менее 1% вслед за индексом элемента цифра отсутствует. Марганец и кремний входят в состав каждой стали и буквами Г и С отмечается только повышенное содержание этих элементов в стали сверх обычного.

Таким образом, обозначение марки 12Х1МФ указывает, что в этой стали содержится в среднем 0,12% углерода, 1% хрома (Cr = 0,9÷1,2 %), и менее 1 % молибдена и ванадия (Mo = 0,4 ÷ 0,55 % и V = 0,15 ÷ 0,35 %).

Наряду с обозначениями легированных сталей по ГОСТ применяются и заводские обозначения марок (ЭИ – 257, ЭИ – 531, ЭП – 17, ЭП – 695-р и т.д.)

Для трубопроводов энергетических установок используют следующие стали.

*Углеродистая сталь 20 качественн*ая, мартеновская, спокойная, с гарантированным химическим составом и механическими свойствами. Среднее содержание углерода 0,20 %, наивысшее допустимое 0,24 %, что обеспечивает хорошую свариваемость стали без сопутствующего подогрева.

Стоимость труб из стали марок 20 и 10 одинакова, однако допускаемые напряжения у стали 20 на 15-20 % выше, чем у стали 10, а следовательно, необходимая толщина стенок труб на 13-17 % меньше, чем аналогичных труб из стали 10.

Бесшовные трубы из стали 20 изготавливаются в настоящее время вплоть до диаметра 465 мм. Трубы из этой стали могут применяться для паропроводов с температурой до 450 °С (40 атм 440 °С) и питательных трубопроводов любых давлений. Углеродистая сталь 10 при одинаковой цене со сталью 20 обладает, как отмечалось, более низкими прочностными качествами. В связи с этим применение труб из стали 10 может быть целесообразным только в тех случаях, когда условиям прочности удовлетворяет минимальная по сортаменту толщина стенок труб из стали 10 (одинаковая в этом случае с толщиной стенок из стали 20).

Такими, например, являются трубы диаметром 89 мм и меньше при условном давлении P_y64 и ниже. При условных давлениях P_y25 и ниже допустимо применение труб из стали 10 с минимальной толщиной стенки, включая диаметр 426 мм. Однако применение на одной и той же монтажной площадке труб одинакового размера из различной по прочности стали является, вообще говоря, нежелательным, так как приводит иногда к ошибочной вварке в трубопровод более высоких параметров кусков труб из стали 10, не обладающих достаточной для этих параметров прочностью.

Сталь углеродистая обыкновенного качества марок Ст3 и Ст2 применяется для изготовления труб бесшовных на параметры до 23 атм 300 °С и для изготовления сварных труб на условное давление P_y16 и ниже при

температуре до 300 °С. Сталь Ст3 по прочностным характеристикам близка к стали 20, а сталь Ст2 по своей прочности приближается к стали 10.

Сталь 15ГС с повышенным содержанием марганца и кремния применяется для изготовления труб питательных трубопроводов с рабочим давлением 185, 230 и 380 кг/см^2. Допускаемое напряжение у этой стали на 25 % выше, чем у стали 20, и это позволяет при одинаковом внутреннем диаметре уменьшить вес труб на 30 % и снизить жесткость труб (экваториальный момент инерции поперечного сечения) на 36 %. Цена труб из стали 15ГС выше, чем труб, изготовляемых из стали 20.

Теплостойкие низколегированные стали перлитного класса применяются для паропроводов с температурой 450-570 °С. В прошлом, при стандартной температуре пара 510 °С, применялись хромомолибденовые стали марок 12МХ и в последствии 15ХМ, но затем при повышении температуры пара до 540 и 565-570 °С оказалось необходимым перейти на более прочные при высоких температурах хромомолибденованадиевые стали 12ХIМФ и 15ХIМIФ.

Для изготовления паропроводов с температурой 540 и 570 °С и толщиной стенки до 40 мм применяется сталь 12ХIМФ. Ограничение толщины стенки вызвано тем, что у труб с большой толщиной стенки не удается обеспечить необходимую термообработку и, в частности, получить требуемую ударную вязкость. Трубы с толщиной стенки 45 мм и более изготавливаются в настоящее время из стали 15ХIМIФ с повышенным содержанием молибдена. Номинальные допускаемые напряжения у этой стали примерно на 13 % выше, чем у стали 15ХIМФ, но она менее технологична и примерно в полтора раза дороже стали 12ХIМФ. Но и из стали 15ХIVIФ при параметрах пара 255 атм и 565 °С не удается получить трубы с проходом более 205 мм (толщина стенки 60 мм), что при больших мощностях современных блоков требует сооружения много ниточных паропроводов. В этом отношении представляет интерес высоко хромистая сталь ЭИ756 (IX12B2МФ), допускаемое напряжение для которой при температуре пара 565 °С на 30 % выше, чем у стали 15ХIМIФ, что

дает возможность изготовления труб с площадью прохода, в два раза большей, и сокращения вдвое числа ниток паропроводов.

Сталь ЭИ756 применена для изготовления паропроводов на отдельных установках для получения опытных данных о работе этой стали в эксплуатационных условиях.

Высоколегированные стали аустенитного класса имеют по сравнению с низколегированными сталями более высокие показатели длительной прочности и сопротивления ползучести. Из сталей аустенитного класса на отдельных установках нашли применение стали Х18Н12Т (ЭЯIТ), Х16Н16В2МБР (ЭП182) и др.

Аустенитные стали характеризуются высокой стойкостью против коррозии, в связи с чем их называют нержавеющими. В тоже время аустенитные стали значительно дороже низколегированных и требуют большого расхода дефицитного никеля. Поэтому применение этих сталей целесообразно только при температурах свыше 600 °С, а также в тех случаях, когда необходимо обеспечить отсутствие коррозии в трубопроводах, как, например, в трубопроводах первичного контура атомных энергетических установок.

Стали аустенитного класса обладают высокой пластичностью и ударной вязкостью, однако конечная деформация ползучести, при которой происходит разрушение, незначительна по своей величине и в несколько раз меньше, чем у перлитных сталей.

Надежность аустенитных трубопроводов остается ещё не вполне решенной проблемой, о чем в достаточной мере свидетельствует большое количество статей, непрестанно появляющихся в периодической печати, посвященных вопросам межкристаллитной коррозии, трещинообразованию, улучшению сварки и другим вопросам повышения надежности трубопроводов и пароперегрева тельных элементов, выполняемых из различных марок аустенитной стали.

Список использованных источников:

1. Б.В. Рудамино; Ю.Н. Ремжин «Проектирование трубопроводов тепловых электростанций». 1990г.

2. Камерштейн А.Г., Ручимский М.Н. «Расчет заводских трубопроводов на прочность». Гостоптехиздат, 1989г.

Оболенская Т.А., Евсюкова Л.А., Лазаренко В.И., Середа Н.В. «Основные свойства сталей, применяемых для энергетических трубопроводов».

Статья посвящена анализу физико-механических свойств сталей в условиях работы при высоких температурах и выбору наиболее соответствующих для условий эксплуатации марок сталей.

Оболенська Т. О., Євсюкова Л.О., Лазаренко В.І., Середа Н. В. «Основні властивості сталей, які використовуються для енергетичних трубопроводів».

Стаття присвячена аналізу фізико-механічних показників сталей в умовах роботи при високих температурах и виборі найбільш відповідних для умов експлуатації марок сталей.

Obolenskaya T.A., Yevsjukova L.A., Lazarenko V.I., Sereda N.V. “The mania properties of steels which are used for energetically tubing’s”.

The article is devoted to the analysis of physical-mechanical properties of the steels for conditions of work in the high temperatures and choice of more corresponding of steel marks for exploitation conditions.

Стаття надійшла до редакції 24 листопада 2010 року

УДК 622.25

©Резниченко Н.К., Дубовец А.Н.

МЕТОДЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЧУВСТВИТЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ВЕСОВЫХ ПЛОТНОМЕРОВ

1. Актуальность проблемы

Работоспособность и погрешность измерения весовых плотномеров зависит в основном от рациональности конструкции их чувствительных элементов, через которые непрерывно протекает исследуемая жидкая среда, так как другие элементы их конструкции (измерительные преобразователя, усилители, реверсивные двигателя, вторичные приборы и др.) являются унифицированными – широко используются в других средствах измерения.

Объем контролируемой среды в чувствительных элементах весовых плотномеров обеспечивается постоянным благодаря тому, что они выполняются в виде взвешиваемого участка трубопровода, через который непрерывно (и полностью заполняя его) движется контролируемая среда. Материал чувствительных элементов выбирается стойким к агрессивным и абразивным свойствам контролируемых сред, что обеспечивает практическую неизменность их внутреннего диаметра при использовании на средах, вызывающих коррозию металлов и их интенсивный износ.

2. Анализ исследований

Для весового метода измерения плотности характерны независимость показаний от свойств среды (поверхностное натяжение, вязкость, наличие взвешенных твердых частиц и др.) и параметров контролируемого потока (скорость движения через чувствительный элемент, пульсация расхода и давления и др.) [1]. Кроме того, весовые плотномеры обеспечивают

возможность прямого измерения плотности жидкой среды по изменению ее массы в зависимости от изменения плотности.

Действие весовых – массовых плотномеров основано на том, что вес жидкости при неизменном ее объеме прямо пропорционален плотности, т.е.

$$G = V\rho g\,, \qquad (1)$$

где G – вес контролируемой среды в первичном преобразователе;

V – объем контролируемой среды в первичном преобразователе;

ρ – плотность контролируемой среды;

g – ускорение силы тяжести.

3. Основной материал

В настоящее время чувствительные элементы весовых плотномеров изготавливаются в виде прямолинейных и петлеобразных участков трубопроводов, которые при помощи эластичных вставок (манжет) крепятся к питающим-технологическим трубопроводам.

С целью выявления достоинств и недостатков чувствительных элементов весовых плотномеров, определения причин возникновения имеющихся недостатков и разработки методов их устранения были проведены стендовые испытания плотномеров с различными конструкциями чувствительных элементов.

В процессе исследования создавались жидкие среды, максимально копирующие свойства и содержание компонентов контролируемых сред, в том числе жидкие среды с твердыми включениями (пульпы, суспензии, шламы), содержащие инородные включения в виде ветоши, щепы, некондиционные по крупности твердые включения (и моделирующие условия эксплуатации плотномеров).

На рис. 1 показана упрощенная схема весового плотномера, с чувствительным элементом, выполненным в виде прямолинейного участка трубопровода 1, через который контролируемая среда непрерывно движется и свободно вытекает из него в технологический объект. Чувствительный элемент при помощи эластичной вставки (муфты) 2 крепится к неподвижному патрубку

3, который при помощи фланцевого соединения 4 подсоединяется к технологическому трубопроводу 5. С целью разгрузки эластичной вставки чувствительный элемент устанавливается при помощи фигурной оси 6 в подшипниках 7. Уравновешивание чувствительного элемента и настройка плотномера на заданный предел измерения осуществляется при помощи устройства, состоящего из оси 8, установленной в опоре 9, Г-образного рычага 10, закрепленного на оси 8, контргруза 11, перемещающегося (с возможностью закрепления) на горизонтальном участке рычага 10. Рычаг 10 соединен с неподвижной опорой 12 при помощи калиброванной пружины 13. На рычаге закреплен плунжер 14, свободно перемещающийся в неподвижной катушке 15, (плунжер и катушка являются элементами дифтрансформаторного преобразователя, выходной сигнал которого пропорционален плотности контролируемой среды, протекающей в чувствительном элементе 1 – прямолинейном участке трубопровода). При эксплуатации в промышленных условиях на пульпах и суспензиях чувствительный элемент устанавливается под углом 30 градусов к горизонту с целью исключения отложения частиц на его внутреннюю поверхность. Выходной сигнал дифтрансформаторного преобразователя поступает на вход вторичного прибора 16 со шкалой, проградуированной в единицах измерения плотности.

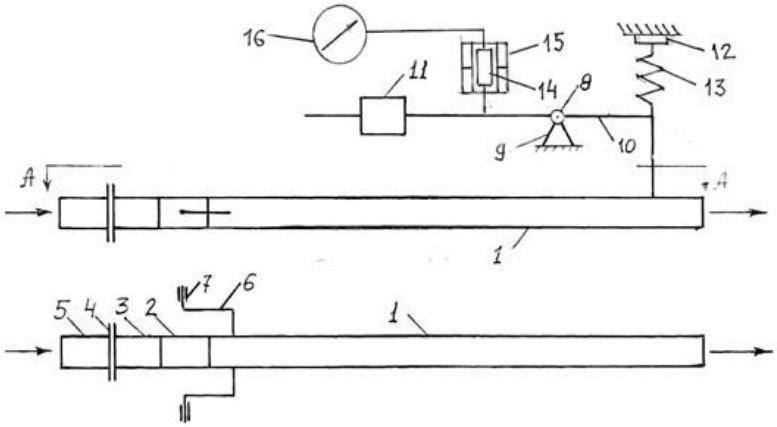


Рис. 1 – Упрощенная схема весового плотномера с чувствительным элементом, выполненным в виде прямолинейного участка трубопровода

Очевидным недостатком конструкция чувствительного элемента данного плотномера является необходимость разрыва потока (его можно использовать только в случае разгрузки контролируемой среды, вытекающей из чувствительного элемента, в технологический объект).

В процессе исследования было установлено, что данный чувствительный элемент реагирует на изменение скорости движения в нем контролируемой жидкой среды и, особенно, на знакопеременное изменение скорости. Это происходит в результате того, что при резких и знакопеременных изменениях скорости среды в чувствительном элементе аналогично изменяются дальность полета ее струи и реактивная сила, действующая на чувствительный элемент, которая имеет плечо относительно оси 6. Указанное приводит к раскачиванию чувствительного элемента и к возникновению дополнительных погрешностей в результатах измерения весового плотномера.

Следует отметить, что прямолинейный чувствительный элемент со свободным сливом при установке его под углом 30 градусов к горизонту практически не реагирует (при неизменной скорости движения в нем контролируемой среды) на наличие в ней щепы, обрывков ткани и негабаритных твердых включений с эквивалентным диаметром до 30 % от диаметра чувствительного элемента.

На рис. 2 приведена упрощенная схема весового плотномера с чувствительным элементом, имеющим петлеобразную форму [2]. Данный чувствительный элемент состоит из двух патрубков 1, 2 одинаковой длины и равного диаметра, соединенных коленом 3, выполненным в виде полуокружности. Патрубки 1, 2 при помощи эластичных вставок 4, 5 соединены с неподвижными патрубками 6, 7, а последние при помощи фланцев 8, 9 – с технологическим трубопроводом 10, из которого контролируемая среда поступает в чувствительный элемент. Патрубки 1, 2 (с целью разгрузки эластичных муфт) жестко закреплены на фигурной оси 11, установленной в подшипниках 12. Для уравновешивания чувствительного элемента и настройки плотномера на заданный диапазон измерения используется компенсирующее

устройство, состоящее из рычага 13, установленного на оси 14, контргруза 15 и ленточной тяги 16.

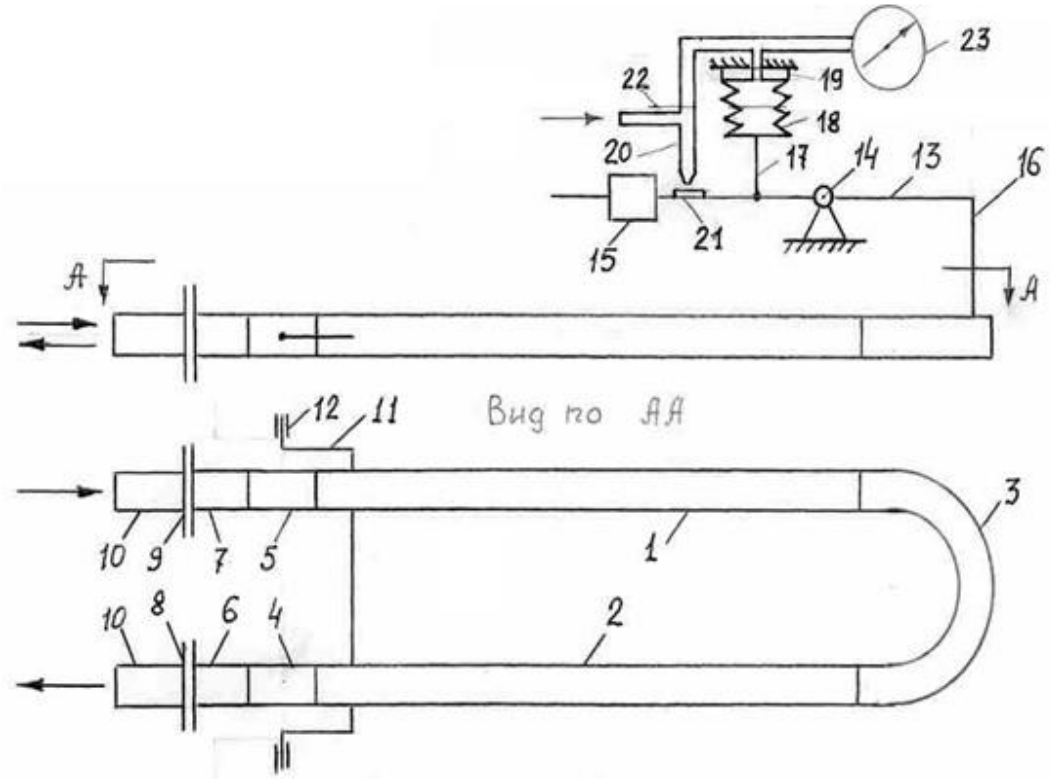


Рис. 2 – Упрощенная схема весового плотномера с чувствительным элементом, выполненным в виде петлеобразного участка трубопровода

В процессе исследования было установлено, что на участке чувствительного элемента, выполненном в виде полуокружности, могут задерживаться удлиненные включения (например, щепа) и крупные твердые негабариты размер которых составляет 20-30 % от диаметра чувствительного элемента. Выполнение данного участка съемным не решает проблемы, так как, во-первых, для его очистки необходимо прекращать подачу в чувствительный элемент контролируемой среды – прерывать контроль ее плотности и, во-вторых, до его отсоединения невозможно установить отсутствие или наличие в нем инородных предметов, что приводит к значительным дополнительным погрешностям в показаниях весового плотномера.

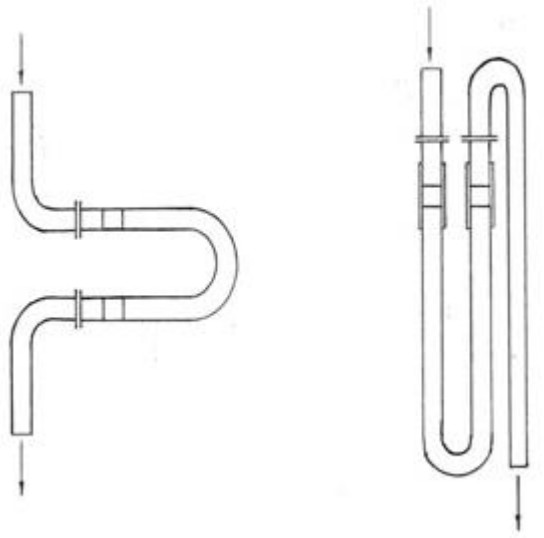


Рис. 3 – Схемы установки петлеобразного чувствительного элемента весового плотномера, обеспечивающие неизменность направления движения контролируемой среды

Попытки исключения одного из недостатков петлеобразного чувствительного элемента – изменения направленности движения в нем контролируемой среды привели к двум вариантам (рис 3). Однако и первый и второй варианты не обеспечили практически приемлемого результата. Как видно из рис. 3 они конструктивно сложны, создают дополнительные зоны, в которых могут задерживаться удлиненные твердые включения, существенно увеличивают габариты плотномера и усложняют его обслуживание.

Следует отметить, что в конструкции весового плотномера с петлеобразным чувствительным элементом для измерения в нем веса контролируемой среды используется пневматическая компенсационная система, состоящая (рис.2) из штока 17, сильфона 18, неподвижной опоры 19 сопла 20, заслонки 21, закрепленной на рычаге 13, питающего патрубка 22 и вторичного пневматического прибора 23. При помощи груза 15 измерительная система настраивается на начальную отметку шкалы прибора (минимальную плотность контролируемой среды), когда между соплом 20 и заслонкой 21 обеспечивается заданное (оптимальное) расстояние. При увеличении плотности контролируемой жидкой среды петлеобразный чувствительный элемент

смещается вниз, что приводит к сжатию сильфона, уменьшению зазора между соплом 20 и заслонкой 21 и к увеличению давления в сильфоне (и в измерительной системе). Увеличение давления происходит до тех пор, пока в процессе растяжения сильфона не обеспечится необходимое расстояние между соплом и заслонкой, при котором деформационные усилия сильфона уравновесят изменение веса контролируемой среды в чувствительном элементе, вызванное изменением ее плотности. Сигнал, пропорциональный давлению в измерительной системе, создающему компенсационное усилие, воспринимается вторичным прибором 23, шкала которого проградуирована в единицах измерения плотности. Следует отметить, что использование компенсационной схемы измерения в данной конструкции плотномера является его достоинством, так как она обеспечивает в момент измерения неизменность начального положения чувствительного элемента и минимизирует деформацию сильфона.

В процессе дальнейшего исследования определялась конструкция чувствительного элемента весового плотномера, обладающего достоинствами чувствительного элемента с петлеобразной формой, но не засоряющегося удлиненными инородными включениями. Графическое моделирование позволило установить, что указанным требованиям отвечает в значительной мере коромыслообразная форма чувствительного элемента весового плотномера, приближенная одновременно и к петлеобразной, и к прямолинейной формам (рис.4). Данная форма чувствительного элемента имеет ряд преимуществ по сравнению с петлеобразной:

– чувствительный элемент не изменяет направления движения контролируемой среды в процессе измерения;

– он не имеет зон выполненных в виде полуокружности, что исключает возможность «застревания» в нем инородных включений в виде щепы;

– может устанавливаться в разрыве трубопровода без изменения конфигурации последнего.

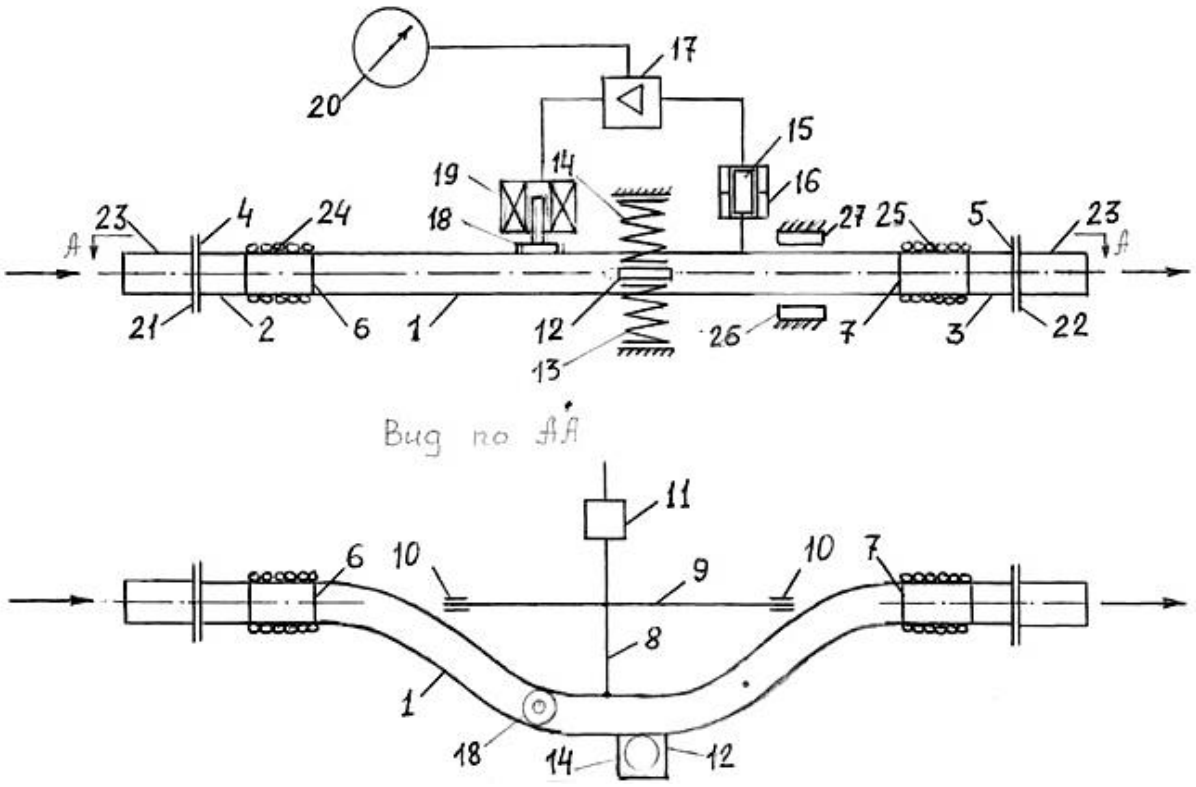


Рис. 4 – Упрощенная схема весового плотномера с чувствительным элементом, выполненным в виде коромыслообразного участка трубопровода

Кроме того, коромыслообразный чувствительный элемент (1) крепится на оси (9), установленной в подшипниках (10), являющейся продолжением оси технологического трубопровода 23. Такое крепление, с одной стороны, полностью разгружает эластичные муфты, исключая их прогиб под действием веса чувствительного элемента с контролируемой средой. С другой стороны, позволяет уравновесить чувствительный элемент при помощи груза 11, перемещающегося с возможностью закрепления в любом конкретном положении на рычаге 8, закрепленным одновременно и на чувствительном элементе 1, и на оси 9.

Весовой плотномер содержит подвижный коромыслообразный патрубок 1, неподвижные патрубки 2 и 3 , на которых закреплены фланцы 4 и 5, эластичные муфты 6 и 7, соединяющие подвижный патрубок 1 с неподвижными патрубками 2,3, рычаг 8, жестко соединенный с подвижным патрубком 1 и с осью 9, установленной в подшипниках 10 (или на керновых

опорах), груз 11, перемещающийся и закрепляющийся в любом положении на рычаге 8, опорную пластину 12, жестко соединенную с подвижным патрубком 1, равноценные пружины 13, 14, установленные по разные стороны опорной пластины 12, дифтрансформаторный преобразователь, состоящий из плунжера 15, закрепленного на подвижном патрубке 1, и катушки 16, усилительно-преобразовательный блок 17, магнитоэлектрический силовой механизм, состоящий из сердечника 18 и электромагнита 19, вторичный прибор 20. Чувствительный элемент плотномера при помощи фланцев 21 и 22 устанавливается в разрыве технологического трубопровода 23, эластичные муфты 6, 7 армированы с внешней стороны (с целью минимизации толщины муфт, изменения их объема при изменении давления и улучшения качества деформационных свойств) спиралями 24, 25 из пружинной проволоки. Для минимизации отклонений от начального положения чувствительного элемента и деформационных нагрузок на муфты и спиральные элементы использованы ограничители хода 26 и 27.

Работа плотномера осуществляется следующим образом.

Через чувствительный элемент плотномера непрерывно движется (полностью заполняя его поперечное сечение) контролируемая жидкость. При помощи груза 11 измерительная и компенсационная система настраивается на значение плотности, равное начальной отметке шкалы вторичного прибора 20. При этом плунжер 15 находится на нейтрали катушки 16, пружины 13 и 14 равноценно нагружены, магнитоэлектрический силовой механизм не формирует тяговое усилие. Если плотность жидкости в проточной системе плотномера увеличивается, возрастает ее вес в подвижном патрубке 1, данный патрубок поворачивается на оси 9 и опирается на ограничитель хода 26. Вследствие этого растягивается пружина 14, сжимается пружина 13, плунжер 15 смещается с нейтрали катушки 16 вниз. В катушке образуется сигнал разбаланса, который после усиления в усилительно-преобразовательном блоке 17 увеличивает ток в катушках электромагнита 19 до тех пор, пока создаваемое электромагнитом усилие не уравновесит вес жидкости в подвижном патрубке.

При достижении равновесия плунжер 15 устанавливается на нейтрали катушки 16, вследствие чего ее выходной сигнал становится равным 0, выравнивается нагрузка на пружины 13 и 14. Одновременно усилительно-преобразовательный блок формирует выходной сигнал, пропорциональный тяговому усилию электромагнита. Данный сигнал поступает на вход вторичного прибора 20 со шкалой, проградуированной в единицах измерения плотности, что позволяет измерять текущее значение плотности контролируемой жидкой среды, протекающей через подвижный патрубок 1.

При уменьшении плотности жидкой среды в проточной системе плотномера плунжер 15 перемещается вверх, в катушке 16 возникает сигнал разбаланса противоположной фазы, вследствие чего все вышеописанные операции повторяются в обратном направлении до возвращения плунжера на нейтраль катушки.

Выводы

Эксперименты показали, что:

– армирование эластичных муфт, соединяющих подвижный и неподвижные патрубки чувствительного элемента весового плотномера, спиралями из пружинной стали позволяет максимально уменьшить толщину и жесткость муфт, в результате чего возрастает их чувствительность к изменению плотности контролируемой среды в подвижном патрубке;

– наличие у подвижного (коромыслообразного) патрубка прямолинейных участков, соосных с неподвижными патрубками чувствительного элемента исключает влияние колебаний давления в технологическом трубопроводе на результаты измерения, так как изменение объемов эластичных муфт не приводит к возникновению усилий, приводящих к перемещению подвижного патрубка;

– использование в качестве компенсирующего элемента плотномера преобразователя электрической аналоговой ветви с силовой компенсацией, реагирующего на перемещения подвижного патрубка в несколько мкм,

позволяет измерять плотность пульпы с погрешностью менее 1,5 % от диапазона шкалы;

– использование в конструкции весового плотномера ограничителей перемещения, минимизирующих смещение подвижного патрубка от его заданного условиями измерения положения пределами 1,5 мм, следует считать рациональным, так как при резких изменениях плотности (в экспериментах использовались ступенчатые возмущения до 30 %) подвижный патрубок минимально воздействует на пружины, что способствует увеличению долговечности их «метрологических» свойств»;

– при необходимости чувствительный элемент плотномера может быть установлена под углом до 30 градусов к горизонту с целью исключения отложения и закрепления на внутренней поверхности подвижного патрубка частиц твердой фазы (при использовании разработанного плотномера на пульпах, суспензиях, шламах).

Список используемых источников:

1. Кулаков М.В., Технологические измерения и приборы для химических производств. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 424 с.

2. Зубков Г.А., Забелин В.Л., Автоматизация процессов обогащения цветных металлов. Изд-во «Недра», 1967, 483 с.

Резниченко Н.К., Дубовец А.Н. «Методы совершенствования чувствительных элементов весовых плотномеров».

В статье рассмотрены вопросы совершенствования конструкции и повышение чувствительности весового плотномера.

Ключевые слова: измерения плотности жидкой среды, рациональность конструкции, контролируемая среда, промышленные условия, дифтрансформаторный преобразователь, скорость движения, реактивная сила, погрешность, компенсационная схема.

Резніченко М.К., Дубовець О.М. «Методи вдосконалення чутливих елементів вагових щільномірів».

В статті розглянуті питання вдосконалення конструкції і підвищення чутливості вагового щільноміра.

Ключові слова: вимірювання щільності рідкого середовища, раціональність конструкції, контрольована середа, промислові умови, діфтрансформаторний перетворювач, швидкість руху, реактивна сила, похибка, компенсаційна схема.

Reznichenko N.K., Dubovec A.N. "Methods of improving the sensitive elements of the weighted density meters."

The article considers the issues of improving the design and increase the sensitivity of the weighted density meter.

Keywords: measure the density of the liquid medium, rational construction, controlled environment, industry conditions, differentially transformer converter, speed, reactive power, the error compensation scheme.

Стаття надійшла до редакції 20 жовтня 2010 р.

УДК 621.7.077

©Ищенко М.Г., Мовшович А.Я.

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ УНИВЕРСАЛЬНО-СБОРНОЙ, ПЕРЕНАЛАЖИВАЕМОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ В СОВРЕМЕННЫХ УСЛОВИЯХ

1. Состояние вопроса

В условиях перехода к рыночной экономике при быстром обновлении номенклатуры выпуска изделий, интенсификация производства требует более рационального использования технологического потенциала, имеющегося на предприятиях отрасли.

Это в полной мере относится к универсально-сборной, переналаживаемой оснастке, обеспечивающей гибкость и мобильность материальной базы технологической подготовки производства.

При сжатых сроках освоения новых изделий и переходе на интенсивные формы работы, когда весь прирост объёмов выпускаемой продукции обуславливается ростом производительности труда, наибольший положительный эффект достигается путём комплексного внедрения прогрессивных видов универсально – сборной и переналаживаемой технологической оснастки, обеспечивающих значительное сокращение затрат на производство средств технологического оснащения и быструю их переналадку при смене объектов производства.

Однако в целом инструментальное производство еще не стало мощной и мобильной базой отраслевого машиностроения. Имеет место постоянный дефицит всех видов инструментальной продукции, особенно штампов, пресс-форм, станочных и сборочных приспособлений, вспомогательного инструмента. По технологической оснащенности рабочего места в металлообработке отрасль уступает США в 4 раза, причем отставание углубляется. Например, в США обеспечивается опережающее развитие инструментального производства (в пропорции 3,9:1 к основному), а у нас оно практически не развивается.

И это происходит несмотря на огромные затраты на изготовление специальных средств технологического оснащения, которые на ряде предприятий достигают 8-15% себестоимости валового выпуска продукции отраслевого машиностроения [1,3].

Современному уровню и тенденциям развития ТО присущи следующие общие черты:

– высокая гибкость и универсальность, обеспечивающие возможность, базирования и закрепления всей номенклатуры деталей, которые планируются к изготовлению, с использованием ограниченного количества элементов, входящих в систему ТО;

– обеспечение полного базирования заготовок, т.е. их ориентации относительно системы координат станка;

– конструкция приспособления должна обеспечивать плотное прилегание заготовок к базовым поверхностям, предотвращать их смещение и вибрацию при различных видах обработки;

– высокая степень надёжности;

– максимально возможная простота конструкции и минимальная стоимость приспособлений;

– инструментальная доступность, позволяющая обрабатывать максимальное количество сторон за одну установку заготовки;

– обеспечение требуемой точности обработки;

– быстродействие;

– удобство установки и снятия обрабатываемых деталей;

– возможность хорошего отвода стружки [2,3].

2. Изложение основного материала

Наиболее эффективным видом оснастки в условиях многономенклатурного производства при частой смене выпускаемых изделий является стандартная переналаживаемая оснастка многократного применения, характерным представителем которой являются универсально-сборные

приспособления. Система универсально-сборных приспособлений нашла широкое применение на машиностроительных предприятиях различных отраслей промышленности как способ повышения оснащенности технологических процессов, сокращения сроков подготовки производства, материальных и трудовых затрат на изготовление оснастки [4].

Сущность системы УСП заключается в том, что предприятие, располагая комплектом стандартных деталей и сборочных единиц, путём их различного сочетания собирает из них приспособления различного технологического назначения (токарные, фрезерные, сверлильные и др.).

Приспособления, собранные из элементов УСП, обладают всеми качествами специальных приспособлений, имея важное преимущество – после обработки деталей они разбираются на составные части и используются для сборки других приспособлений.

Элементы УСП постоянно находятся в обращении: сборка приспособления – эксплуатация на станках – разборка – хранение – сборка приспособлений новой конструкции.

Перечисленным требованиям в наибольшей степени отвечают агрегатированные модульные быстропереналаживаемые приспособления. Такие компоновки приспособлений обеспечивают возможность базирования и закрепления заготовок различной формы и размеров, а также их быструю переналадку производства при смене выпускаемых изделий.

Данные приспособления подразделяются на два класса: со спутниковой и бесспутниковой системами оснащения.

В спутниковую систему оснащения входят наладочные (УНП), сборные (СП) и унифицированные (УП) приспособления, а также универсальные наладочные (УНП) и специализированные наладочные (СНП) приспособления. В бесспутниковую – автоматически переналаживаемые приспособления с ЧПУ.

УНП получили наибольшее применение в условиях мелко- и среднесерийного производства. Они представляют собой разборные станочные приспособления многократного применения и предназначены для обработки не

только однотипных или близких по форме деталей, но и деталей, входящих в разные классы. Компоновка УНП состоит из базовой части, универсальной по схемам базирования и конструктивным формам устанавливаемых заготовок, и специальной сменой наладки.

СНП наиболее эффективны в условиях средне- и крупносерийного производства. Они представляют собой разборные станочные приспособления многократного применения для закрепления заготовок, близких по конструктивно-технологическим признакам и объединённых общностью базовых поверхностей и способом обработки. Компоновка СНП состоит из базовой части, специализированной по схемам базирования типовых групп обрабатываемых заготовок, и сменной наладки. Кроме того, СНП могут иметь регулировочные элементы, т.е. быть комбинированными. От УНП они отличаются более высокой степенью механизации. При групповом методе обработки СНП широко используются при оснащении переналаживаемой системы (ПС).

Техническая характеристика основных серий УНП и СНП приведена в табл. 1.

Основные достоинства УНП и СНП:

– приближение по точности, габаритным размерам, массе и удобству в работе к необратимой специальной оснастке, что обеспечивает их конкурентоспособность;

– жесткость конструкций, создаваемых из неразборных узлов и минимального количества элементов;

– применение методов фиксации деталей и сборочных единиц посредствам отверстий и пальцев, что гарантирует стабильность получения размеров при обработке крупных партий деталей;

– возможность широкой механизации приспособлений за счет

применения быстродействующих съемных зажимных устройств, устанавливаемых на базисную часть приспособления методом агрегатирования.

В зависимости от степени гибкости автоматизации, способа транспортирования и установки на станках обрабатываемых деталей, ПС могут оснащаться унифицированными приспособлениями по двум направлениям.

Таблица 1 – Техническая характеристика основных серий УНП и СНП

Серия	Режим работы	Ширина рабочей поверх-ности, мм	Диаметр устано-вочного отверстия, мм	Диаметр крепежных отверстий, мм	Шаг между Отверстии-ями, мм	Рекомендуемое усилие закрепления обрабаты-ваемой детали, Н
10	Легкий	125-160	8	М 12	40	2450-9800
14	Средний	160-320	12	М 16	60	3675-14700
18	Тяжелый	280-560	16	М 20	80	6125-24500
2	Особо тяжелый	500-800	20	М 24	100	9065-36260

В зависимости от степени гибкости автоматизации, способа транспортирования и установки на станках обрабатываемых деталей, ПС могут оснащаться унифицированными приспособлениями по двум направлениям.

В случае реализации первого направления оснащение ПС осуществляется следующим образом. Базовые приспособления с постоянно закреплёнными универсальными наладками, образуя приспособление-спутник, устанавливаются и жестко закрепляются на сменных палетах станка. Необходимое количество палет и приспособлений-спутников для работы одного станка в автоматизированном режиме в зависимости от времени обработки составляет от 4 до 12шт. Обрабатываемые детали на станции загрузки устанавливаются на приспособления-спутники и транспортируются к станкам, встроенным в ПС.

Переналаживаемые системы, построенные по такому принципу оснащения, получили наибольшее распространение, так как позволяют обрабатывать детали различных конфигураций и размеров. Существенным недостатком их является то, что при оснащении унифицированных приспособлений такого типа требуется большое количество трудоёмких в изготовлении и материалоемких сменных паллет и приспособлений-спутников.

В результате существенно увеличиваются сроки и стоимость оснащения, требуется большие площади для складов-накопителей и большая грузоподъёмность транспортных средств.

При реализации второго направления развития унифицированных приспособлений для ПС указанный недостаток устраняется, так как базовые приспособления устанавливаются и постоянно закрепляются всего на двух сменных паллетах станка. Однако в отличие от базовых приспособлений первого направления, конструкция приспособлений в данном случае позволяет автоматически базировать и закреплять универсальные сменные наладки (плиты-спутники) с обрабатываемыми деталями. Эти детали на станции загрузки устанавливаются на универсальные сменные наладки, которые транспортируются к станку промышленным роботом или другим транспортным средством и устанавливаются на базовом приспособлении в позиции загрузки станка. В этом случае возможна обработка деталей, различных по конфигурации и размерам. Данный вариант оснащения позволяет уменьшить количество сменных паллет и базовых приспособлений до 2 шт. на один станок, за счёт чего сокращаются сроки и стоимость оснащения, площади складов-накопителей и необходимая грузоподъёмность транспортных средств [3].

С целью расширения области применения и повышения эффективности использования комплекты УСП снабжены универсальными средствами механизации (рис. 2). В этом случае они довольно успешно могут применяться для оснащения производственных систем на базе многофункциональных обрабатывающих центров.

Следует также отметить, что в современных условиях элементы комплектов УСП могут широко применяться для сборки других видов технологической оснастки (для сборочно-сварочных приспособлений и листоштамповочного производства).

На рис.1 показан универсально-сборный штамп, собранный с применением базовых, направляющих и других элементов УСП-12.

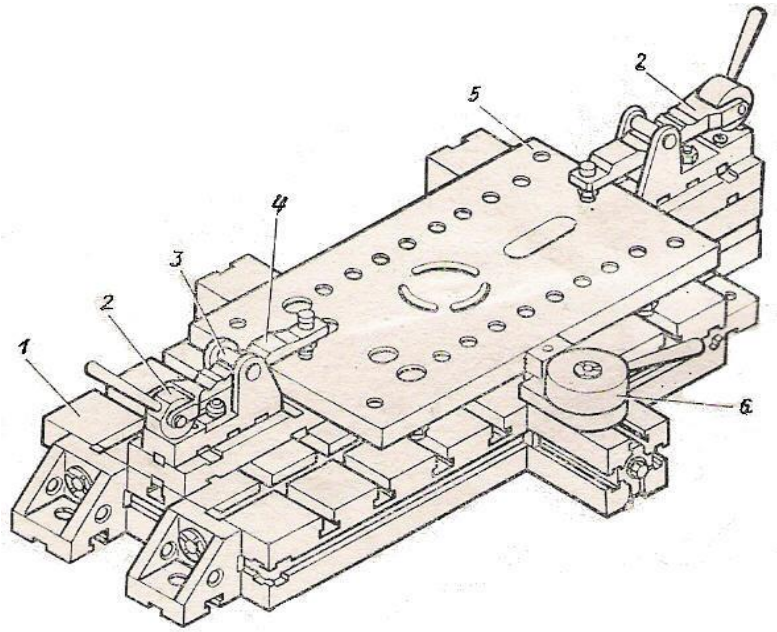


Рис. 1 – Универсально-сборный штамп, собранный с применением базовых элементов УСП-12

1-базовая лита УСП-12; 2-базовая плита УСП-12; 3-шпонка УСП-12; 4-крепежный болт УСП-12; 5,6,9-система направления УСП-12; 7-стопорный болт УСП-12; 8-фиксирующие планки УСП-12; 10,13-нижняя и верхняя державки; 11-матрица; 12-пазовый болт УСП-12; 14-пуансон.

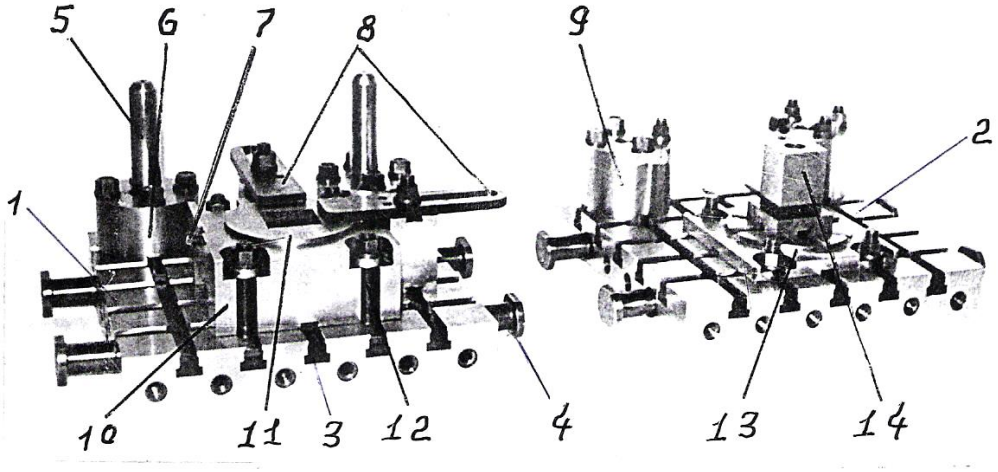


Рис. 2 – Гидрофицированное универсально-сборное приспособление для обработки кронштейна на фрезерном станке

На базовой плите 1 УСП-12 собраны установочные и базирующие элементы приспособления. Обрабатываемую деталь 4 прижимают прихватами 2 с помощью гидравлических цилиндров 7, которые закреплены в пазах плиты болтами, ввернутыми в основание цилиндра. Цилиндры соединены гибким рукавом 5. Шарнирные штуцера 3 и 6 позволяют удобно расположить резинометаллический рукав [4].

Выводы

1. Для оснащения металлорежущего оборудования в условиях многономенклатурного производства и дискретно-нестабильных программах

выпуска продукции целесообразно применение имеющейся на предприятиях систему универсально-сборных приспособлений.

2. Применение системы УСП является одним из путей повышения коэффициента оснащенности оборудования высокопроизводительной технологической оснасткой, позволяющей сократить сроки и стоимость ее проектирования и изготовления, а следовательно, ускорение и совершенствование технологической подготовки производства.

3. Система УСП в современных условиях обеспечивает высокую гибкость подготовки производства, возможность обработки широкой номенклатуры деталей с использованием ограниченной номенклатуры элементов, ходящих в комплект УСП.

4. При этом обеспечивается высокая точность обработки на чистовых операциях, а также использование полной мощности оборудования при выполнении черновых операция.

5. Применение универсальных средств механизации компоновок повышает их производительность и расширяет технологические возможности системы УСП.

6. Практика эксплуатации системы УСП показала целесообразность применения элементов системы для монтажа сборочно-сварочных приспособлений и штампов листовой штамповки.

7. Актуальным является разработка системы выбора конструкции УСП, оптимально сочетающей ее функциональные характеристики и поставленные задачи по их применению.

Список использованных источников:

1. Жолтневич Н.Д., Мовшович А.Я., Кобзев А.С., Горбулин В.П. Обратимая технологическая оснастка для ГПС. К.:Техніка. – 1992, с. 215.

2. Корсаков В.С., Основы конструирования приспособлений в машиностроении. М.: Машиностроение. – 1971, с. 175.

3. Мовшович А.Я. Перспективы развития технологической оснастки для механосборочного производства в отрасли. М.: Оборонная техника, №12. – 1994, с. 3-5.

4. Шац А.С., Титов Б.К., Морошниченко А.М, др. – М.: Машиностроение, 1981. – 404 с.

Ищенко М.Г., Мовшович А.Я. **«**Перспективные направления развития универсально-сборной, переналаживаемой технологической оснастки в современных условиях».

Приведены прогрессивные конструкции переналаживаемых средств технологического оснащения, повышения их гибкости, производительности, расширение технологических возможностей системы УСП.

Ключевые слова: гибкость, коэффициент оснащенности, технологическая оснастка, элементы УСП, универсальность.

Іщенко М.Г., Мовшович А.Я. **«**Перспективні напрями розвитку універсально-збірного , переналагоджуваного технологічного оснащення в сучасних умовах».

Приведені прогресивні конструкції переналагоджуваних засобів технологічного оснащення, підвищення їх гнучкості, продуктивності, розширення технологічних можливостей системи УЗП.

Ключові слова: гнучкість, коефіцієнт оснащення, технологічне оснащення, елементи УЗП, універсальність.

Ischenko M.G., Movshovich A.Ya. “Perspective directions of development the modular, reconfigurable technological fixturing in modern terms”.

The article describes the progressive constructions of reconfigurable technological fixturing, increase of their flexibility, productivity, expansion technological possibilities of modular fixturing.

Key word: flexibility, availability factor, production accessories, elements of modular fixturing, universality.

Стаття надійшла до редакції 26 жовтня 2010 року

УДК 658.336

©Вихристюк М.О., Мамченко В.Г.

ВЗАЄМОЗВ'ЯЗОК КАДРОВОЇ ПОЛІТИКИ І СТРАТЕГІЇ РОЗВИТКУ МАШИНОБУДІВНОГО ПІДПРИЄМСТВА

1. Постановка проблеми

В умовах становлення ринкової економіки в нашій країні особливого значення набуває завдання пошуку нових шляхів підвищення соціально-економічної ефективності машинобудівної галузі.

Одним з таких шляхів є підвищення якості роботи персоналу, що полягає в застосуванні ефективної кадрової політики.

Як відомо, найбільш головним і значущим ресурсом для машинобудівного підприємства, незалежно від рівня автоматизації виробництва, як і раніше залишаються люди. В умовах сучасного етапу розвитку економіки докорінно змінилася роль людини у всіх сферах діяльності: у виробництві, послугах, технології і т.п. Якщо раніше людина розглядалась тільки як один з факторів, котрий нічим істотно не відрізнявся від машин і устаткування, то сьогодні вона перетворилася в головний стратегічний ресурс, знаряддя організації в ринковій боротьбі. Це пов'язано, насамперед, з її здатністю до творчості і постійного поліпшення діяльності. Без людей з необхідними теоретичними і практичними навиками жодна організація не зможе досягти своїх цілей і успішно здійснити виробничу діяльність.

Поза сумнівом, що трудові ресурси, що відносяться до соціально-економічній категорії, є одним з найважливіших аспектів теорії і практики управління. Для того, щоб ефективно управляти трудовими ресурсами необхідно правильно уміти здійснювати кадрову політику підприємства.

З різних причин підприємство може опинитися в кризовому положенні, тобто в стані неплатоспроможності і банкрутства. Завдяки вдосконаленню

кадрової політики, негативні наслідки для підприємства можна запобігти. Більш того здійснення ефективної кадрової політики не тільки може запобігти кризовому стану підприємства, але і поліпшити його діяльність в цілому.

2. Аналіз останніх досліджень

Узагальнення досвіду роботи організацій, а також оцінок вітчизняних і зарубіжних фахівців показує, що в найближчі 10-15 років проблеми управління виникатимуть головним чином у сфері роботи з кадрами.

Кадри – штатні (постійні) кваліфіковані працівники, які пройшли попередню професійну підготовку, володіють трудовими навиками, досвідом роботи, спеціальними знаннями у вибраній сфері діяльності і знаходяться в трудових відносинах з керівництвом організації [2].

Кадрова політика підприємства – це цілісна кадрова стратегія, об’єднуюча різні форми кадрової роботи, стиль її проведення в організації і плани по використанню робочої сили.

Кадрова політика визначає цілі, пов’язані з відношенням підприємства до зовнішнього оточення (ринок праці, взаємостосунки з державними органами і ін.) і свого персоналу (участь в управлінні, стиль керівництва, вдосконалення системи професійного навчання, соціальні питання і т. д.). Кадрова політика здійснюється стратегічними і оперативними системами управління.

Кадрова політика повинна розширювати можливості підприємства машинобудування реагувати на вимоги технології і ринку, що змінюються, в осяжному майбутньому. Основними її властивостями є:

- Зв’язок із стратегією;
- орієнтація на довготривале планування;
- значущість ролі кадрів;
- коло взаємозв'язаних функцій і процедур по роботі з кадрами [1-3].

При цьому, з погляду адміністрації, кадрова політика є складовою частиною всієї управлінської і виробничої політики організації. Вона припускає створення згуртованої, відповідальної і високопродуктивної робочої сили. При

цьому необхідно враховувати існуючі положення і правила у області трудових відносин, а також важливу роль профспілок. З точки ж зору працівників, кадрова політика повинна створювати не тільки сприятливі умови праці, що дають задоволення від роботи, але і забезпечувати можливість просування по службі і необхідний ступінь упевненості в завтрашньому дні.

Тому основне завдання ефективної кадрової політики підприємства – забезпечення в повсякденній кадровій роботі урахування інтересів всіх категорій працівників і соціальних груп трудового колективу.

3. Виклад основного матеріалу статті

Визначальною у виборі кадрової політики є стратегія (концепція) розвитку машинобудівного підприємства як виробничо-господарської системи. Більш того, вдало обрана і реалізована кадрова політика сприяє перетворенню в життя і самої стратегії. Складовими частинами такої стратегії є:

- виробнича діяльність підприємства – реорганізація виробництва в ув'язуванні з попитом на його продукцію;
- фінансово-економічна – можливе залучення грошових ресурсів у виробництво, а отже, і в розвиток робочої сили;
- соціальна, зв’язана з задоволенням потреб персоналу [6].

Кожна з них має самий безпосередній вплив на кадрову політику, тому що визначає, які кадри потрібні підприємству, фінансові можливості для їхнього набору й інтереси працівників, що повинні враховуватися.

Організаційні форми побудови і розвитку виробничої діяльності підприємства різноманітні. Існує три базових стратегічних напрямки:

1) виробництво продукції з можливо більш низькими витратами. Це напрямок прийнятний при виробництві товарів масового попиту. Хоча воно і зв'язано з інвестиціями в нове обладнання, технологію, але припускає досягнення максимального ефекту від економії на витратах, у тому числі і на оплаті праці, інвестиціях у розвиток робочої сили;

2) диверсифікованість: орієнтація на різноманітний споживчий попит і випуск товарів зі специфічним дизайном, унікальними якісними характеристиками. Більш високі ціни на таку продукцію можуть компенсувати витрати на залучення кваліфікованих кадрів або на їхню перепідготовку;

3) орієнтація на визначені ринкові ніші: збут у різних географічних зонах, випуск продукції для конкретних груп покупців. Вибір цього варіанта практично нічого не змінює в кадровому забезпеченні виробництва [9].

Найбільше яскраво взаємозв'язок розвитку підприємства і кадрової політики виявляється при класифікації стратегій, що враховує ситуаційні фактори. Відповідно до даного підходу, розрізняють кілька ситуаційних стратегій, зв'язаних з визначеними стадіями розвитку підприємства (фірми):

1. Організація нового бізнесу: придбання ресурсів, необхідних для переходу від ідеї до прибуткового виробництва, підготовка до запеклої конкуренції в умовах ринку. Формування кадрів у цьому випадку повинне відповісти на наступні принципові питання: які кадри потрібні, кого набирати, де готувати, чи потрібна спеціальна підготовка, її обсяги стосовно до специфіки виробництва. Багато в чому впливає і сама ситуація: новий бізнес на «порожнім» місці або на базі функціонуючих (що функціонували раніше) підприємства.

2. Концентрація на одному напрямку підприємницької діяльності. Тут в основі лежить виняткова компетентність фірми в якій-небудь одній області, у виробництві одного або декількох продуктів у порівнянні з конкурентами. Постійна перевага в компетентності дозволяє тривалий час зберігати лідерство в мінливих умовах ринку. Стосовно до кадрової політики ця ситуація може проявитися по-різному. По-перше, можливе розширення виробництва однієї продукції за рахунок припинення інших. У цьому випадку кадри або звільняються, або перепідготовляються відповідно до мети виробництва. По-друге, зі зміною запитів споживачів необхідно швидко ввести в дію наявні резервні потужності, що вимагає високо маневреної робочої сили [7].

3. Вертикальна інтеграція, коли має бути визначити, що більш вигідно – закуповувати компоненти або робити їхній самостійно. Відомо, що чим вище ступінь вертикальної інтеграції, тим вище рівень концентрації і стійкіше виробництво, хоча вимоги до керування підвищуються. Кадрова політика в даному випадку вирішує задачі по формуванню кадрів як по чисельності, так і за професійною структурою в зв’язку з освоєнням (включенням) нових виробництв. Крім того, через можливу територіальну роз'єднаність виробництв (підприємств, підрозділів у рамках об’єднання і тому подібне) необхідно враховувати ситуацію на територіальних ринках праці, оскільки можливості перерозподілу робочої сили з одного виробництва (підрозділу) в інше, що знаходиться в іншому регіоні, обмежені [9].

4. Диверсифікованість – вторгнення діючі підприємства в нові області виробничої діяльності (щодо сформованої спеціалізації) з метою підвищення економічної стійкості підприємства. Диверсифікованість можлива в області, зв'язані з основною діяльністю компанії, і в зовсім самостійні сфери бізнесу. При розширенні компанії за рахунок підприємств, не зв'язаних прямо з її основним профілем, корпоративне керування буде здійснюватися не на рівні конкретних планів виробничої діяльності, а на рівні загальних фінансових показників. Диверсифікованість – це альтернатива спеціалізації, яка тривалий час вважалася ефективним напрямком у розвитку виробництва [6]. При диверсифікованості в близькості до основної сфери діяльності змінюється виробнича й організаційна структура підприємства.

5. Стратегія переносу капіталу. Вона складається в жорсткості контролю за витратами і їхнім усіляким скороченням, вилученні ресурсів зі збиткових сфер і переміщенні їхній у прибуткові сфери діяльності, у заміні керівництва (і навіть рядових співробітників). Стосовно до кадрової політики реалізація даної стратегії може викликати й економію засобів на залучення і зміст робочої сили, вивільнення працівників зі збиткових виробництв, і, навпаки, збільшення чисельності робочої сили в прибуткових сферах

діяльності. У зв’язку з тим, що дана стратегія реалізується в досить короткий термін, кадрові питання також повинні вирішуватися в оперативному порядку.

6. Вилучення капіталів і припинення діяльності. У випадку невдачі якого-небудь з напрямків діяльності застосовуються: переорієнтація на нові сегменти ринку, де велика імовірність успіху, скорочення масштабного бізнесу і залучення в справу всіх резервів, припинення діяльності – ліквідація підприємства або продаж його. Стосовно до кадрової політики це найбільш твердий варіант, тому що зв'язано зі звільненням працівників, великим економічним збитком, з необхідністю виплати різного роду посібників у рамках соціального захисту.

Аналіз функціонування вітчизняних підприємств в умовах становлення ринкових відносин показує, що на практиці використовуються усі види стратегій виживання і розвитку підприємства. Однак охарактеризувати масштаби поширення того або іншого напрямку важко, для цього необхідно провести спеціальні обстеження силами статистичних органів. Найбільш поширена, на наш погляд, диверсифікованість у її різних видах, особливо серед підприємств оборонного комплексу.

Застосовується й інтеграція, але вона часто істотного впливу на структуру кадрів не робить. Так, відкриття промисловими підприємствами власних магазинів, тобто орієнтація на доведення товарів до споживача власними силами, одержання прибутку, через невеликі масштаби, а також нерозвиненості маркетингових структур не сильно вплинуло на відволікання працівників підприємства в цю сферу [8].

Не одержало масове поширення через слабке практичне застосування закону про банкрутство і закриття підприємств у зв'язку з банкрутством, хоча число недостатнє ефективно функціонуючих підприємств, у тому числі і збиткових, істотно зросло в порівнянні з початком здійснення економічних реформ.

Як показує аналіз, підприємства в умовах низької стабільності виробництва і стани глибокої економічної кризи будують свою кадрову політику в такий спосіб:

- звільняють велику частину персоналу, розраховуючи, що коли виникне потреба в робітників, вони наберуть нових;
- нікого не звільняють по скороченню штатів, але і не стримують звільнення за власним бажанням (навіть сприяють цьому), виплачуючи працівникові досить низьку заробітну плату) у розрахунку на те, що через визначений час чисельність прийде у відповідність з дійсною потребою (політика невтручання);
- ретельно зберігають найбільш кваліфіковану і мобільну економічно активну частину персоналу (свого роду золотий фонд робочої сили). Що стосується менш кваліфікованої частини робітників, набір яких на ринку праці в короткий термін не представить праці, то їх звільняють;
- значну частину робочої сили не звільняють, а задіють до «кращих часів» на малих підприємствах, створених на базі основного для випуску продукції, часто невластивої основному профілеві;
- звільняють лише незначну частину персоналу (і те за власним бажанням), широко використовуються режими неповної зайнятості, регулювання річної норми робочого часу, зайнятості працівників на невластивих роботах [9].

Використовуються й інші варіанти. Важливо, щоб усі вони враховували умови виробництва й інтереси колективу працівників.

Висновки

В даній статті були розглянуті основні види ситуаційних стратегій, зв'язаних з визначеними стадіями розвитку машинобудівного підприємства, та їх взаємозв’язок з кадровою політикою підприємства. Зараз кадрова політика націлена на рішення принципово нових, глобальних, довгострокових задач, підвищення економічної і соціальної ефективності роботи організації,

підтримку її рівноваги з зовнішнім соціальним середовищем. Також було визначено, наскільки важливим є правильний вибір кадрової політики на підприємстві, бо ефективна діяльність всього підприємства в цілому, в першу чергу, залежить від організації праці та оптимізації механізму роботи з кадрами.

Список використаних джерел:

1. Виханский О.С., Наумов А.И. Менеджмент. – М.: Гардарики, 2006. – 288 с.

2. Дідковська Л.Г., Гордієнко П.Л. Менеджмент: Навч. посіб. -- К.: Альтера, 2007. – 515 с.

3. Дойль П., Штерн Ф. Маркетинг, менеджмент и стратегии. – 4-е изд. – СПб.: Питер, 2007. –542 с.

4. Клівець П.Г. Стратегія підприємництва: Навч. посіб. – К.: Академвидав, 2007. – 319 с.

5. Корецький М.Х., Дацій О.І., Дєстяр А.О. Стратегічне управління: Навч.посіб. – К.:Центр учбової літератури, 2007. – 239 с.

6. Осовська Г.В., Осовський О.А.Менеджмент організації: Навч.посіб. – К.: Кондор, 2007. – 674 с.

7. Туленков М.В. Сучасні теорії менеджменту: Навч.посіб. – К.: Каравела, 2007. – 303 с.

8. Ижбулатова О.В. Формирование и реализация кадровой стратегии предприятия: [Управление персоналом]// Управление персоналом. – 2007 №1 – с. 70-71.

9. Лагунова Е.В. Методика выбора стратегии развития способностей персонала [по материалам исследований]//Управление персоналом. 2007. – №18. – с. 48-48.

Выхристюк М.А., Мамченко В.Г. «Взаимосвязь кадровой политики и стратегии развития машиностроительного предприятия».

В статье приводится перечень основных стратегий развития организации и показана их взаимосвязь с кадровой политикой предприятия.

Ключевые слова: кадровая политика, машиностроение, стратегия развития предприятия, персонал.

Вихристюк М.О., Мамченко В.Г. «Взаємозв'язок кадрової політики і стратегії розвитку машинобудівного підприємства».

У статті наводиться перелік основних стратегій розвитку організації та показано їх взаємозв'язок із кадровою політикою підприємства.

Ключові слова: кадрова політика, машинобудування, стратегія розвитку підприємства, персонал.

Vykhristyuk M.A., Mamchenko V.G. «Intercommunication of skilled policy and strategy of development of machine-building enterprise».

In the article a list over of basic strategies of development of organization is brought and their intercommunication is rotined with the skilled policy of enterprise.

Key words: skilled policy, engineering, strategy of development of enterprise, personnel.

Стаття надійшла до редакції 17 листопада 2010 р.

УДК 658.009.12

©**Дуднєва Ю.Е.**

УПРАВЛІННЯ ІМІДЖЕМ МАШИНОБУДІВНОГО ПІДПРИЄМСТВА

1. Вступ

Активна конкуренція на ринках продукції виробничого призначення, зокрема машинобудування, співпраця з закордонними замовниками вітчизняних машинобудівних підприємств вимагає від учасників ринку розробки довгострокових стратегій підтримки власної конкурентоспроможності. Однією зі складових «стратегічного набору» підприємства є комплексна стратегія створення та підтримки його корпоративного іміджу. Машинобудівні підприємства у своїй більшості є підприємствами великими, відомими у своєму регіоні, тому топ-менеджмент таких підприємств не може ігнорувати думки громадськості та бізнес-середовища щодо їх діяльності.

У американському та західноєвропейському менеджменті управління іміджем є самостійною областю досліджень, інтерес до якої тільки підсилюється протягом останніх десятиліть. Питання сутності поняття «корпоративний імідж» та його структури розглядались у наукових роботах таких закордонних вчених, як Б. Джи, К. Боулдінг, Д. Дороті, Б. Жан-Пьер, Г. Даулінг, Ф. Котлер. В Україні та на пострадянському просторі в останні десятиліття з’явився ряд досліджень з питань управління іміджем, наприклад, І.В. Алешиної [1], О.Е. Бінецького [2], В.М. Брежнєвої, Ю.Г. Падафет, Г.Г. Почепцова, Ю.О. Смирнової [4], Т.М. Томілової, Л.В. Чубукової, та інших.

Проте великої кількості публікацій, ще остаються недостатньо проробленими деякі практичні аспекти управління корпоративним іміджем.

2. Постановка завдання

Метою даної статті є розгляд структури корпоративного іміджу машинобудівних підприємств та розробка практичних рекомендацій щодо управління ним на основі чіткої ідентифікації іміджу для різних цільових контактних аудиторій.

3. Результати досліджень

Аналіз багатьох публікацій з питань сутності поняття «корпоративний імідж» дозволяє зупинитися на, наш погляд, найбільш ємному його визначенні, як суб'єктивного цілісного сприйняття ціннісних характеристик організації представниками цільових контактних аудиторій [1, 3, 4].

Функції корпоративного іміджу машинобудівного підприємства в сучасних умовах наступні:

- інформативна: інформує контактні аудиторій про існування підприємства, його діяльність і виробничі можливості, ролі в суспільстві і фінансових кругах;

- комерційна: за рахунок створення лояльності до підприємства і до його продукції серед потенційних та дійсних споживачів та бізнес-партнерів забезпечується можливість здобуття більшої норми прибутку; оптимізація витрат на заходи маркетингового комплексу;

- захисна: підтримуючи конкурентну позицію підприємства на ринку, полегшує захист від атак конкурентів, а також знижує ризик прояву негативного відношення з боку громадськості в разі вживання непопулярних заходів, наприклад, у кризовий період;

- ресурсна: полегшує залучення всіх видів ресурсів, у тому числі трудових та фінансових, допомагає залучити інвесторів, забезпечити суспільну і державну підтримку;

- репутаційна: підвищує престиж співпраці з даним конкретним підприємством.

Дослідження з питань іміджу, що проводилися закордонними та вітчизняними фахівцями на протязі останніх десятиріч, дозволяють виділити наступні компоненти його структури:

- імідж продукції (товару, послуги), тобто уявлення споживачів щодо унікальних характеристик продукції, її здатності задовольняти відповідні потреби та відповідати заявленим показникам якості;

- імідж споживачів товару (послуги). Для товарів промислового призначення ця компонента іміджу включає статус споживачів серед професійної спільноти, їх турботу про ефективність діяльності та власну репутацію на ринку, фінансовий стан підприємств-споживачів тощо;

- бізнес-імідж, у якості основних складових якого виступають ділова активність підприємства, надійність і репутація в бізнесі-співтоваристві, конкурентна позиція, реалізація інноваційного підходу в основній діяльності й у менеджменті;

- імідж власника й (або) керівників підприємства, який формується за рахунок наступних чинників: візуальний імідж, професійний імідж, стиль вербальної й невербальної поведінки, стиль керівництва та деяких інших;

- імідж персоналу складається з наступних змінних: компетентність персоналу, культура персоналу, соціально-демографічний профіль підприємства;

- внутрішній імідж підприємства, дві основні складові якого - соціально-психологічний клімат та організаційна культура;

- візуальний імідж – уявлення про підприємство, що формується на основі візуальних вражень щодо атрибутів інтер’єру та екстер’єру приміщень, зовнішнього виду персоналу, а також фірмової символіки;

- соціальний імідж, який формується уявленням громадськості щодо соціальних цілей та ролі конкретного підприємства в економічному, соціальному та культурному житті суспільства;

Такий підхід до визначення структури корпоративного іміджу може бути названий елементним.

Поряд з цим, існує підхід до структурування корпоративного іміджу підприємства з погляду виділення цільових контактних груп або аудиторій. На наш погляд, цей підхід є більш доцільним саме з точки зору практичного управління корпоративним іміджем. Отже, менеджери підприємства можуть свідомо диференціювати складові іміджу, виділяючи для кожної цільової контактної аудиторій певні його компоненти, які вважають найбільш значущими саме для цієї аудиторії.

У зв'язку із цим, актуальним є виділення цільових контактних аудиторій, для яких формується імідж. Автори робіт з управління іміджем виділяють від 6 до 11 таких аудиторій. Наприклад, М.В. Попова виділяє наступні контактні аудиторії організації: споживачі, співробітники, уряд, ділові партнери, боржники, постачальники, інвестори, орендодавці [5]. А.О. Блінов і В.Я. Захаров виділяють такі цільові контактні аудиторії: фінансисти, співробітники підприємства, представники підприємства в зовнішнім середовищі, депутати, регіональні співтовариства, інші групи (профспілкові лідери, журналісти, чиновники) [3]. А.Е. Бінецький [2] цільові аудиторії ділить на: внутрішнє середовище (співробітники, власники організації), ринкове середовище (партнери, споживачі), суспільне середовище (соціально-економічні структури, інформаційні структури, політичні структури). І.В. Алешина виділяє у якості цільових контактних аудиторій: споживачів, місцеву й міжнародну громадськість, громадські організації, державні установи, партнерів, фінансове співтовариство, персонал [1].

На наш погляд, доцільно для машинобудівного підприємства використовувати наступну структуризацію цільових контактних аудиторій: споживачі, ділові партнери, інвестори, фінансові організації, державні установи, персонал підприємства. Персонал є чинником внутрішнього середовища підприємства, інші виділені цільові контактні аудиторій – зовнішнього середовища, відповідно, йдеться про свідоме формування компонентів внутрішнього і зовнішнього іміджу підприємства.

Підкреслимо, що об'єднання підходу по-елементної структуризації іміджу з підходом відділення цільових контактних аудиторій дає змогу активізувати окремі компоненти корпоративного іміджу, до яких є найбільш чуттєва та вимоглива певна сукупність представників зовнішнього або внутрішнього середовища підприємства. Безумовно, на кожну цільову контактну аудиторію вплив здійснюють всі компоненти корпоративного іміджу як окремо, так і в їх взаємодії. Але для кожної цільової контактної аудиторій доцільно відокремити основні (домінуючі) та другорядні (підкріплюючі) компоненти з метою їх активізації при формуванні цільового корпоративного іміджу.

Так, для цільової аудиторії «споживачі продукції машинобудівного підприємства» домінуючими компонентами будуть, перш за все, імідж продукції (товару, послуги), бізнес-імідж та імідж персоналу. Для ділових партнерів на перший план виходить бізнес-імідж, імідж власників та керівників підприємства, імідж персоналу. Для аудиторій «інвестори» та «фінансові установи» найважливішими є імідж власників та команди менеджерів підприємства, бізнес-імідж, імідж продукції та імідж споживачів продукції підприємства.

Окремо зупинимось на однієї із ключових цільових контактних аудиторій – персоналі підприємства, який також виступає у якості фактора конкурентоспроможності організації та джерела інформації про підприємство для зовнішніх зацікавлених контактних аудиторій.

Образ підприємства, що складається у свідомості персоналу цього підприємства, визначається як внутрішній імідж, який виконує наступні функції:

- ресурсну – внутрішній імідж впливає на реальних і потенційних здобувачів роботи, та, відповідно, на процес забезпечення організації трудовими ресурсами;

- мотивуючу, впливаючи на співробітників підприємства як дієвий мотивуючий фактор;

- підкріплюючу – внутрішній імідж транслюється персоналом на зовнішні цільові контактні аудиторії й таким чином впливає на загальний корпоративний

імідж підприємства, підкріплюючи чи послабляючи свідомі зусилля менеджменту по його формуванню.

Домінуючими компонентами внутрішнього іміджу є: політика підприємства в області управління персоналом (так званий імідж роботодавця), корпоративна культура, соціально-психологічний клімат у колективі й задоволеність (незадоволеність) співробітників ним. У якості підкріплюючих компонентів виділимо: бізнес-імідж підприємства, імідж власника та (або) команди топ-менеджерів, імідж персоналу.

Таким чином, з точки зору підвищення ефективності процесу управління корпоративним іміджем доцільно здійснювати чітку ідентифікацію іміджу для кожної конкретної цільової контактної аудиторії. Процес стратегічного управління корпоративним іміджем машинобудівного підприємства можна представити наступним чином:

- формування фундаменту корпоративного іміджу, що відображає місію, цілі підприємства, філософію ведення бізнесу, принципи взаємин із державою та суспільством;

- розробка концепції корпоративного іміджу, тобто визначення головних цінностей, що характерні для підприємства та його продукції;

- визначення цільових контактних аудиторій для конкретного підприємства, їх характеристик та особливостей;

- визначення для кожної цільової контактної аудиторії домінуючих та підкріплюючих компонентів корпоративного іміджу;

- становлення внутрішнього та зовнішнього іміджу організації з акцентом на активізацію домінуючих компонентів;

- формування повноцінного набору всіх необхідних атрибутів корпоративного іміджу;

- моніторинг результативності діяльності по створенню та підтримки корпоративного іміджу.

Перелік використаних джерел:

1. Алешина И.В. Корпоративный имидж: стратегический аспект [Электронный ресурс] – Режим доступа: http://www/cfin.ru/press.shtml.

2. Бинецкий А.Е. Паблик рилейшнз. Защита интересов и репутации бизнеса: Учеб.-практ.пособие. – М.: ИКФ «ЭКМОС», 2003.

3. Блинов А.О., Захаров В.Я. Имидж организации как фактор ее конкурентоспособности. // Менеджмент в России и за рубежом. – 2003. - № 4. – С. 35-44.

4. Смирнова Ю.А. Имидж организации: структура, классификация, функции. // Менеджмент в России и за рубежом. – 2009. - № 2. – С. 36-47.

5. Попова М.В. Социальные механизмы воздействия внутрифирменных коммуникаций на создание имиджа корпорации // Вестник МГУ. – 2004. – № 1. – С. 73-88.

Дуднева Ю.Э. «Управление имиджем машиностроительного предприятия».

В статье рассмотрена структура корпоративного имиджа машиностроительного предприятия и подход к управлению имиджем на основе его четкой идентификации для различных целевых контактных аудиторий.

Ключевые слова: корпоративный имидж, машиностроительное предприятие, структура, контактная аудитория.

Дуднєва Ю.Е. «Управління іміджем машинобудівного підприємства».

У статті розглянуто структуру корпоративного іміджу машинобудівного підприємства та підхід до управління іміджем на основі його чіткої ідентифікації для різних цільових контактних аудиторій.

Ключові слова: корпоративний імідж, машинобудівне підприємство, структура, контактна аудиторія.

Dudnyeva Yuliya “Management the image of machine building enterprise”.

The structure of corporate image of machine building enterprise, and approach to image management on the basis of a clear identification for different contacts audiences are discussed in the article.

Key words: corporate image, machine building enterprise, structure, contacts audience.

Стаття надійшла до редакції 24 листопада 2010 р.

УДК 621.01:658

©Лагутцев А.Р., Кір'ян О.І.

ПРОБЛЕМИ ОПТИМІЗАЦІЇ ПЛАНУВАННЯ НА МАШИНОБУДІВНИХ ПІДПРИЄМСТВАХ

1. Актуальність

В сучасних умовах господарювання, коли зміни стану елементів середовища відбувається дуже швидко, перед більшістю підприємств стає складне питання здійснення середньострокового та довгострокового планування. Саме ці види планування потерпають від змін задіяних в них елементів, і тому починають потребувати постійного уточнення, а інколи – й повного перепланування. Оскільки вилучити ці види планування з життєдіяльності підприємства неможливо, а застосовувати у прийнятому до сьогодні вигляді – неефективно, то постає потреба в зміні або процесу середньострокового та довгострокового планування, або удосконалення підготовки та забезпечення працівників підприємства, зайнятих цим процесом.

Звернемо увагу на всі ці питання, пропонуючи як окремі удосконалення процесу планування, так і обґрунтовуючи сучасні вимоги до забезпечення процесу планування різними видами ресурсів.

2. Основна частина

Як відомо, сучасні умови господарювання відрізняються постійними змінами в зовнішньому середовищі. До цього ми можемо віднести як ті чинники, на які саме підприємство не може вплинути, так і ті, що можуть бути спрогнозовані, враховані, та піддаються впливу з боку підприємства відносно впливу на саме це підприємство. Так до перших ми віднесемо всі види криз, форс мажорні обставини (стихійні лиха, неочікувану зміну політики держави).

Необхідно підкреслити, що політику держави, її законодавчу базу та інші чинники, що витікають з діяльності керівництва країною, слід віднести до прогнозованих. Це обумовлено тим, що більшість змін в законодавчій базі здійснюється протягом півріччя-року. За цей час у працівників підприємства, що зайняті плануванням, є можливість прорахувати ситуацію та розробити альтернативні шляхи реакції на те чи інше рішення та законодавство. Для забезпечення цього процесу до стандартних складових треба додати ще декілька: час, необхідний працівнику на ознайомлення з очікуваними змінами; вміння працівника знайти ці зміни, здійснити аналіз їх впливу на окремі системи управління підприємством, донести ці зміни до тих, хто ще буде потерпати від їх впровадження, узагальнити їх та донести до керівництва підприємством. Головним завданням при плануванні реакції на зміни буде визначення всіх переваг цих змін, шляхи подолання недоліків та формування алгоритму мобільної реакції на модифікації очікуваних змін.

Другим псевдо непрогнозованим чинником вважають поведінку конкурентів. Але слід враховувати, що будь-який конкурент може виносити на ринок лише той товар чи послугу, які достатньо та всебічно обґрунтовані. Тому слідкування за напрямками обґрунтування з одного боку та постійним контактом з діючими та потенційними поставниками зведуть неочікувану появу на ринку нових конкурентів або нових розробок продукту від вже наявних до мінімуму. Тобто, для здійснення цього елементу планування треба відповідальним за це питання призначити дуже цікаву та комунікабельну людину та виділити їй час на спілкування з «необов’язковими» особами та на вештання по рекламним сайтам, сайтам конкурентів. Це дозволить не тільки своєчасно визначити загрози, але й може наштовхнути на нові думки щодо удосконалення своєї продукції.

Одним з складних елементів довгострокового прогнозування для вітчизняних підприємств стає такий простий внутрішній чинник як обладнання та технології. Якщо до останнього часу розвиток техніки й технології йшов відносно повільно та прогнозовано, то принципово нові розробки останніх

років, об’єднання техніки й нанотехнологій роблять процес планування досить ризикованим. В будь-який момент можуть з’явитися принципово інші продукти й розробки, що будуть значно продуктивніші або дешевші за наявні. Це призводить до парадоксальної ситуації – інколи збудувати нове підприємство значно дешевше, ніж реорганізувати наявне. Тому перед тим, як здійснювати планування реконструкції підприємства, капітального ремонту обладнання, впровадження удосконалених технологій та аналогічних процесів потрібно досконало вивчити ринок на наявність та готовність до появи принципово нових розробок в цих областях. Останнє можливо шляхом вивчення спеціальної літератури, наукових статей та патентної бази. Тому треба до цього процесу залучити людину, що має навички наукового обґрунтування (магістра) [1].

У плануванні кадрової політики також повинно дещо змінитися. В сучасних умовах господарювання працівник вже не може постійно виконувати ту ж саму роботу й інколи підвищувати свою кваліфікацію. Інформація застаріває все швидше, а здатність до її сприйняття без постійного підкріплення цих навичок поступово згасає. Це будь-якого працівника через декілька років може зробити не конкурентоздатним. Тому планування роботи з кадрами повинно врахувати процес постійного навчання новаціям кожного з працівників – як управлінсько-адміністративного складу, так і основних та допоміжних працівників. Тобто, планування персоналу повинно тепер містити дві складові: стандартні, згідно інструкції, та планування розвитку персоналу відповідно з сучасними новаціями.

Планування соціальної політики підприємства стає актуальним як ніколи. Від того, наскільки персоналу приємно працювати, наскільки робочі місця відповідають ергономічним вимогам, залежить продуктивність праці та здатність засвоювати завдання. В умовах, коли від 1-2 днів може залежати завоювання або втрата ринку, значних прибутків, важливо стає максимально використовувати всі можливості підвищення продуктивності працюючих. Тому мінімалізм в забезпеченні робочих місць повинен надати місце політиці оптимізації «витрати-результат». Збільшується потреба забезпечення постійної

уваги персоналу, збільшується розумове навантаження майже на всі професії. Витримати це досить довго та постійно людина здатна лише за умов відповідного робочого оточення, стану робочого місця. Тому планування соціальної ергономічної політики стає нагальною потребою [2].

Дослідження показують, що підростаюче покоління принципово по іншому сприймають інформацію. Все більше людей переходять з паперових інформаційних носіїв на електронні. Від швидкості передачі інформації залежить якість роботи більшості виробництв. Тому процес планування на машинобудівних підприємствах в декілька наступних років повинен містити ще два досить важливих елементи. По-перше, це навчання персоналу користуватися електронними носіями та сприйняти інформацію з них. По-друге, це удосконалення інформаційних новацій них потоків у відповідності з сучасними вимогами. Дублювання будь-якої інформації у паперовому вигляді з причини її значної кількості стає обтяжливим і для архівів, і для тих, хто хоче нею скористуватися. Це потребує включити в планування здійснення принципово нового механізму обробки та систематизації матеріалу, формування узагальнених звітів, тощо. Впровадження цього процесу буде супроводжуватися багатьма корективами, тому треба закласти в механізм планування достатню гнучкість. На цей процес піде декілька років, тому його планування слід рахувати як довгострокове.

Даністю сучасності стала інфляція. Вона, як відомо, швидко обезцінює кошти підприємства, які не вкладені в будь-що. Тому планування фінансової діяльності потребує від машинобудівних підприємств формування принципово нового підходу – вміння заздалегідь визначити обсяг «вільних» коштів та вміння знайти їм застосування. Тому планування повинно включати постійний моніторинг рівня інфляції, прогнозування зміни цього рівня, оцінку місця зберігання або оберту коштів щодо їх приросту на рівень, більший від рівня інфляції. Більшість машинобудівних підприємств або не мають вільних коштів, або тримають їх у банках, відсотки в яких не перекривають рівень інфляції, та ще й сплачують багато коштів за послуги цих банківських установ. Сучасне

фінансове планування передбачає гнучкість в роботі з капіталом, постійний підрахунок ефективності його використання. Тому й планувати треба як мінімум дві складові – наявну політику використання та зберігання коштів та політику «вкладання коштів». Для цього підприємству потрібен фінансист, що володіє комплексним перспективним баченням ринку капіталу, вміє працювати з фондовою біржею, тощо. Тоді планування буде містити як процес накопичення, так і процес нарощення коштів. Без цього підприємство швидко бідніє.

Сучасні умови потребують від підприємств, як вказано вище, постійних змін. Але більшість з вітчизняних підприємств в питаннях системи організації та управління є досить консервативними. Це ускладнює впровадження нових розробок та принципових змін. Тому з метою подолання цієї проблеми підприємствам необхідно в наступні 5-10 років планувати посилити підвищення кваліфікації персоналу на підприємстві, ротацію керівників всіх рівнів, пробні організаційні новаційні зміни. Це повинно бути схоже на навчання та повинно виробити в усіх працівників звичку до постійних удосконалюючи змін. Вміння пристосовуватися до нових інформаційних потоків, керівництва, до інноваційного розподілу функцій дозволить підприємству в найкоротші строки впроваджувати будь-які новації без опору колективу та системи управління в цілому. Враховуючи силу інерції, таке підприємство отримає переваги незалежно від особливостей, змісту організаційної структури, складу колективу [3].

Висновки

Таким чином можна зробити висновок, що наявна система планування не враховує особливостей сучасності. Для її удосконалення потрібно враховувати не лише безпосередні потреби та плани підприємства, але й сукупні чинники. Це вимагає планувати додаткові витрати часу робітників, зайнятих процесом планування, формувати в них нові функційні обов’язки. Без достатнього технічного забезпечення робочих місць здійснювати обсяг робіт сучасний працівник служби управління буде нездатний. Тому сучасне планування

повинно постійно удосконалюватись, включаючи в себе новітні новаційні процеси. Працівники, що розробляють методику здійснення планування, та ті, що її використовують, повинні орієнтуватися на значне прискорення цього процесу зі збереженням та збільшенням обсягу інформації, яка обробляється. Саме це дозволить створити та підтримувати оптимальну систему планування на машинобудівних підприємствах.

Список використаних джерел:

1. Лібанова Є. Цінність орієнтації та соціальної реалії Українського суспільства // Економіка України - №10. – 2008. – С. 120-136.

2. Мурашко М.І. Менеджмент персоналу. – К.: Знання, 2008. – 436 с.

3. Савельєв В.В. Модель зміни поведінки споживачів як основа маркетингової антикризової стратегії // Економіка. Фінанси. Право. – №4. – 2008. – С. 3-5.

Лагутцев А.Р., Кирьян Е.И. «Проблемы оптимизации планирования на машиностроительных предприятиях».

Оптимизация системы планирования на машиностроительных предприятиях, применение для этого новационных подходов, усовершенствование обработки информационных потоков и принципиальное изменение подхода к подготовке персонала к этому процессу.

Ключевые слова: планирование, инновация, оптимизация, персонал, информационный поток, система планирования, политика предприятия.

Лагутцев А.Р., Кір'ян О.І. «Проблеми оптимізації планування на машинобудівних підприємствах».

Оптимізація системи планування на машинобудівних підприємствах, застосування для цього новаційних підходів, удосконалення обробки інформаційних потоків та принципова зміна підходу до підготовки персоналу до цього процесу.

Ключові слова: планування, інновація, оптимізація, персонал, інформаційний поток, система планування, політика підприємства.

Laguttsev A.R., Kirjan E.I. «Problems of optimization of planning at the machine-building enterprises».

Optimization of system of planning at the machine-building enterprises, application for this purpose innovation approaches, improvement of processing of information streams and basic change of the approach to preparation of the personnel for this process.

Key words: planning, innovation, optimization, the personnel, information stream, system of planning, the politician of the enterprise.

Стаття надійшла до редакції 20 грудня 2010 р.

УДК 621

©Ламнауэр Н.Ю.

ОБОБЩЕННЫЙ ПОКАЗАТЕЛЬ КАЧЕСТВА СБОРКИ ИЗДЕЛИЯ

1. Постановка проблемы и ее связь с важными научными и практическими заданиями

При проектировании технологических процессов сборки важное место занимают контроль качества производимой продукции. Качество измеряется с помощью системы показателей, характеризующих степень удовлетворения конкретной потребности.

Оценка качества производится на основе системы показателей, которые объединяются в группы. Показатели качества могут иметь размерность (причём различные показатели имеют разную размерность) или быть безразмерными.

Для того, чтобы привести показатели качества к общей безразмерной единице измерения в относительных величинах Харринтон [1] для оценки качества показателя применил асимптотическое распределение первого типа [2]. Считая, что полученные значения, которые получаются с помощью экспертных оценок интервалов изменения показателя качества, явно завышены. Это нормализованное распределение не имеет параметров. Поэтому возможен достаточно простой переход от значения показателя к вероятности, определяемой качество показателя.

2. Анализ последних исследований и публикаций

В работах, использующих обобщённый показатель качества [1, 3] и в других, за обобщённый показатель качества принимают средневзвешенное арифметическое, средневзвешенное геометрическое, или средневзвешенное гармоническое показателей качества. По мнению Я.Б. Шора, указанные три варианта формул в определённом смысле эквивалентны [4]. Главный

недостаток этих обобщённых показателей качества - использование так называемых коэффициентов весомости, определяемых экспертным путём, которые со временем явно меняются.

Обобщённый показатель качества необходим проектировщикам изделий, по которым ещё отмечаются отставания в качестве изделия. Поэтому, как считает Я. Б. Шор, даже при одном каком-нибудь неудовлетворительном показателе, обобщённый показатель качества должен считается неудовлетворительным [4].

3. Результаты исследований

Опираясь на вышеизложенное делаем вывод, что и для сборочного производства детали или изделия обобщённый показатель качества изделия должен быть не больше показателя качества сборочной единицы.

Поэтому будем считать, что обобщённый показатель качества изделия имеет вид:

$$K_{(1)} = \min\{K_1, K_2, \ldots, K_n\},$$

где $K_1, K_2, ..., K_n$ – показатели качества n сборочных единиц.

Очевидно, что обобщённый показатель качества изделия совпадает с одним из качеств, причём это совпадение имеет определённую вероятность, т. е. имеет место дискретного распределения качества изделия состоящего из качества сборочных единиц.

Для улучшения качества сборки изделия нам нужно уметь не только увеличивать показатели качества сборочных единиц, но и уметь организовать сборку так, чтобы качество изделия, определяемое через обобщённый показатель качества, было наибольшим. Данное наибольшее качество изделия можно получить за счёт дополнительной информации.

Если будет произведена сборка $m+1$ изделия, состоящего из n сборочных единиц, то можно считать, что у сборочных единиц показатели качества различные. То есть, не зная их, мы считаем, что они образуют вариационный ряд

$$K_{(1)} \le K_{(2)} \le ... \le K_{(nm+n)}$$

В таком порядочном ряду i-й по порядку член назовём i-м порядковым показателем качества сборочной единицы. Будем считать, что показатель качества сборочной единицы с одинаковой сборочной вероятностью может оказаться в любом изделии. Тогда обобщённый показатель качества изделия имеет своё дискретное распределение со значениями $K_{(mn+1-i)}$, где $i = 0,1,...,m(n-1)$ и с соответствующей вероятностью, найденной с помощью комбинаторного анализа и метода математической индукции

$$P(K_{(mn+1-i)}) = C_{n+i-1}^{i} \cdot \left(\sum_{j=0}^{m(n-1)} C_{n+j-1}^{j} \right)^{-1} \qquad (1)$$

Здесь наименьшее значение обобщённого показателя качества изделия $K_{(m+1)}$, а наибольшее $K_{(m \cdot n+1)}$ и для сборки одного изделия обобщённый показатель качества равен $K_{(1)}$ с вероятностью равной единицы.

Пользуясь (1) можно получить ожидаемый наибольший обобщённый показатель качества изделия

$$\bar{K}_n = \left(\sum_{i=0}^{m(n-1)} K_{(m \cdot n+1-i)} \cdot C_{n+i-1}^{i} \right) \cdot \left(\sum_{j=0}^{m(n-1)} C_{n+j-1}^{j} \right)^{-1}$$

Получение данного наибольшего обобщённого показателя качества изделия может наглядно быть представлено в виде структурной схемы, работа которой определяется наибольшей надёжностью последовательного звена. Это схема параллельно-последовательных соединений однотипных элементов (см. рис. 1).

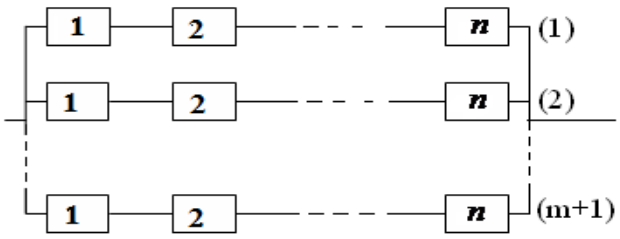


Рис. 1 – Структурная схема с параллельно-последовательным соединением элементов

Операция упорядочения показателя качества изделия сделала возможным оценивать обобщённый показатель качества изделия. Так как число реализации выборки $\left(n\cdot\left(m+1\right)\right)!$, а все реализации равновероятны, то энтропия в этом случае $\log_2(n\cdot(m+1))!$. В нашем случае в результате поступления информации энтропия системы убывает, причём изменение энтропии равно количеству поступившей информации.

Если произвести увеличение информации за счёт знания порядка показателя качества для каждой сборочной единицы, то есть будем производить сборку изделия, взяв из $m+1$ сборочной единицы только ту, у которой комплексный показатель качества наибольший. В этом случае мы получаем изделие с наибольшим обобщённым качеством.

Получение данного наибольшего обобщённого показателя качества изделия может наглядно быть представлено в виде структурной схемы, надёжность которой увеличена за счёт раздельного дублирования. То есть, имеем схему раздельного дублирования n однотипных элементов $m+1$ элементами (см. рис. 2.).

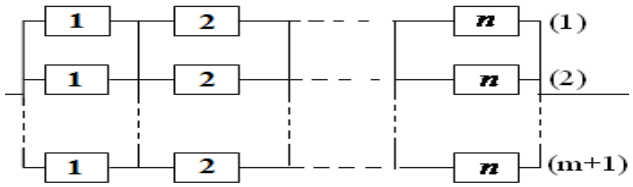


Рис. 2 – Структурная схема раздельного дублирования n элементов $m+1$ элементами

Рассмотрим случай, когда собираются два изделия, т. е. $\mathrm{m}=1$. Из комбинаторного анализа и полученного тождества

$$\sum_{\mathrm{j}=0}^{\mathrm{n}-1}\mathrm{C}_{\mathrm{n}+\mathrm{j}-1}^{\mathrm{j}}=2^{\mathrm{n}+1}+\sum_{\mathrm{j}=0}^{\mathrm{n}-2}2^{\mathrm{n}-2-\mathrm{j}}(\mathrm{C}_{\mathrm{n}+\mathrm{j}}^{\mathrm{j}+1}-\mathrm{C}_{\mathrm{n}+\mathrm{j}}^{\mathrm{j}})$$

имеем, что наибольший обобщённый показатель качества изделия имеет своё дискретное распределение со значениями $K_{(n+1-i)}$, где $i=0,1,...,n-1.$ и с

соответствующей вероятностью, найденной с помощью комбинаторного анализа

$$P(K_{(n+1-i)}) = \begin{cases} 2^{n-1}\left(\sum_{j=0}^{n-1} C_{n+j-1}^{j}\right)^{-1}, & i = 0, \\ 2^{n-1-i}\left(C_{n+i-1}^{i} - C_{n+i-1}^{i-1}\right)\left(\sum_{j=0}^{n-1} C_{n+j-1}^{j}\right)^{-1}. \end{cases} \quad (2)$$

Сравним на примере два этих вида сборки изделия для $n = 4$ сборочных единиц и $m = 1$, т. е. из двух сборочных единиц выбирается единица с большим параметром качества.

Имеем распределение наибольшего обобщенного качества изделия по формуле (1)

$K_{(i)}$	$K_{(2)}$	$K_{(3)}$	$K_{(4)}$	$K_{(5)}$
p_i	20/35	10/35	4/35	1/35

Для формулы (2) имеющую схему раздельного выбора параметров качества по сборочным единицам распределение наибольшего обобщенного качества изделия имеет вид:

K(i)	K(2)	K(3)	K(4)	K(5)
pi	5/35	10/35	12/35	8/35

Из данного примера видно, что сборка для упорядоченных значений качества по сборочным единицам может привести к изделию с наибольшим введенным обобщённым показателем качества.

Если известны законы распределения независимых n показателей качества сборочных единиц $K_1, K_2, ..., K_n$ с плотностями $f_1(k_1)$, $f_2(k_2), ... f_n(k_n)$, то модель обобщенного качества изделия имеет вид:

$$g(k_{(1)}) = \sum_{j=1}^{n} \frac{f_j(k_j)}{1 - F_j(k_j)} \prod_{i=1}^{n} \left[1 - F_i(k_i)\right] \quad (3)$$

и функция распределения величины $K_{(1)}$

$$G\left(k_{(1)}\right)=1-\prod_{i=1}^{n}\left[1-F_i\left(k_i\right)\right],$$

где $F_i(k_i)$ – функция распределения случайной величины K_i.

Так как законы распределения независимых n показателей качества сборочных единиц $K_1, K_2, ..., K_n$ найти практически в настоящий момент достаточно сложно, то нужно искать методы сборки, чтобы сборочные единицы имели наибольшие значения качества. Таким методом может служить такой метод для измеряемых сборочных единиц, который предполагает, что нужно взять несколько r изделий некоторой сборочной единицы и замерить их. Затем найти то изделие, которое будет ближе к номинальному размеру, а остальные изделия вернуть в накопитель этой сборочной единицы. Причём это нужно сделать по каждой сборочной единице и продолжать сборку предложенным методом. Проделанный анализ данного метода для различных распределений качества показал, что при $r=5$ в среднем разброс размеров уменьшается больше, чем в два раза. Так, например, по данному методу для нормированного нормального распределения, где номинальный размер совпадает с математическим ожиданием этого распределения, дисперсия размеров сборочной единицы определяется по формуле [5].

$$d_r = r\left(\frac{1}{2\pi}\right)^{r/2}\int_0^{\infty} x^2 e^{-\frac{x^2}{2}}\left(\int_x^{\infty} e^{-\frac{z^2}{2}}dz\right)^{r-1}dx, \qquad (5)$$

где на самом деле

$$d_5 = 1-\frac{20}{\pi}+\frac{240}{\pi^2\sqrt{3}}\left(\operatorname{arc}tg\sqrt{\frac{5}{3}}-\frac{\pi}{6}\right),$$

а не то выражение, которое приведено в [5].

$$\lim_{r\to\infty} d_r \approx \frac{\pi}{r^2}.$$

Если выборка объёма r произведена из равномерного закона распределения с единичной дисперсией и выбрано то - значение, которое ближе всего к истинному среднему, то дисперсия выбранных значений имеет вид:

$$d_r = \frac{6}{(r+1)(r+2)}. \quad (6)$$

Для распределения Симпсона при таких же условиях, эта дисперсия равна

$$d_r = \frac{6}{(2r+1)(r+1)}. \quad (7)$$

Так как для различных квалитетов точности изготовления изделий в машиностроении применяются эти три закона [6], то для такого параметра качества, как точность сборки изделия, можно утверждать, что данный метод сборки изделий на основании формул (5), (6) и (7) даёт высокое обобщённое качество изделия.

Список использованных источников:

1. Харринтон (Harrington E.C.) Chem. Engng. Progr. 1963, №59, с.132 – 147.

2. Гумбель Э. Статистика экстремальных значений. - М.: Мир, 1965.- 450 с.

3. Коуден Д. Статистические методы контроля качества: Пер.с англ. / Под ред. Б.Р.Левина. -М.: Изд-во Физико-математической литературы, 1961. -624с.

4. Шор Я. Б. Методы комплексной оценки качества продукции. М., «Знание», 1971.- 57 с.

5. Кендалл М., Стьюарт А. Теория распределений: Пер. с англ. / Под ред. А.Н.Колмогорова. –М.: «Наука». Главная редакция физ.-мат. литературы, 1966. -588 с.

6. Маталин А.А. Технология машиностроения: Учебник для машиностроительных вузов по специальности «Технология, металлорежущие станки и инструменты». -Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1985. -496с.

Ламнауэр Н.Ю. «Обобщенный показатель качества изделия».

Приняв за обобщённый показатель качества сборки изделий минимальное качество сборочных единиц, рассматриваются методы сборки для упорядоченных по качеству сборочных единиц. На основании проведенного статистического анализа и полученных формул для величин ошибок,

предлагается метод сборки измеряемых сборочных единиц, который значительно увеличивает качество изделия.

Ключевые слова: качество, сборка, обобщенный показатель качества, статистический анализ.

Ламнауер Н.Ю. «Узагальнений показник якості виробу».

Прийнявши за узагальнений показник якості складання виробів мінімальну якість складальних одиниць, розглядаються методи складання для упорядкованих за якістю одиниць. На основі статистичного аналізу та отриманих формул для величин похибок, пропонується метод складання, який значно збільшує якість виробу.

Ключові слова: якість, складання, узагальнений показник якості, статистичний аналіз.

Lamnauer N.Y. "Indicators of quality products». Accepted indicators of quality for products making minimal quality assembly units are considered techniques for the quality of the ordered items. Based on statistical analysis and derived formulas for the values of errors, the method of preparation, which significantly increases the quality of the product.

Key words: quality, assembly, overall index of quality, statistical analysis.

Стаття надійшла до редакції 25 листопада 2010 р.

УДК 658.589:621

©Юхнов Б.Ю., Яшинов О.Л.

ІННОВАЦІЙНА ІНФРАСТРУКТУРА ТА ПРОБЛЕМИ ЇЇ РОЗВИТКУ В МАШИНОБУДІВНІЙ ГАЛУЗІ

1. Постановка проблеми

Прискорення процесів глобалізації та становлення постіндустріальних суспільств безпосередньо пов'язані з якісними змінами в розвитку промислового і, насамперед, машинобудівного виробництва. Воно залишається важливою галуззю виробничого сектора, отримуючи нові якісні риси в глобальних технологічних та інноваційних системах.

Машинобудування України далеко не в повній мірі відповідає цим тенденціям. Позитивна динаміка промислового виробництва в 1999 – 2007р.р. наблизила вітчизняне машинобудування до обсягів 1990 р., але вона майже не пов'язана з технологічною модернізацією, а стала лише результатом сприятливої кон'юнктури світових ринків. Нехтування технологічною модернізацією посилило деіндустріалізаційні процеси. В свою чергу, деіндустріалізація негативно позначилась на процесах відтворення. Частка машинобудування в загальному обсязі промислового виробництва знизилась з 14,4% в 2006 р. до 11,1% в 2008 р., тобто знаходиться на рівні в 3–4 рази нижчому, ніж в економічно розвинутих країнах. При цьому близько половини (49%) товарних ресурсів машинобудування мають імпортне походження, а частка імпорту високотехнологічної продукції складає 96,2% [7].

На вкрай низькому і з тенденцією до подальшого зниження рівні залишається інноваційна діяльність в Україні. В 2008 р. питома вага машинобудівних підприємств, що запроваджують інновації, склала 10,8% (відповідно в 2002 р. – 14,4%, в 2007 р. – 11,5%). Майже не розвивається ринок інноваційної продукції: в 2008 р. на неї в загальному обсязі реалізованої

промислової продукції приходилося 5,9% (в 2002 р. – 7%, в 2007 р. – 6,7%). Внаслідок уповільнення темпів розвитку інноваційної діяльності українська промисловість і, зокрема, машинобудування, починає все сильніше залежати від інноваційних запозичень з-за кордону. Так, в 2007 р. машинобудівні підприємства придбали за межами України 35,6% нових технологій [6].

В силу викладеного можна констатувати: у України немає іншого шляху розвитку, ніж перехід до активної інноваційної політики та модернізації індустріальної складової машинобудівного виробництва. При цьому важливим фактором, який впливає на ефективність інновацій, стає інноваційна інфраструктура – своєрідне інституційне поле, в якому зароджуються, матеріалізуються і через комерційне використання набувають ознак інноваційного продукту науково-технічні ідеї.

Однак останнім часом на тлі посилення суспільної уваги до інноваційності економіки помітно позначився дефіцит її інфраструктурного забезпечення. Про це свідчать обмежена кількість підприємств інфраструктури, нерозвиненість видової та організаційної структури, недостатня та нестабільна законодавча база їхнього утворення та функціонування.

2. Аналіз останніх досліджень

Інфраструктура як складова інноваційного бізнесу привертала увагу багатьох вітчизняних та зарубіжних вчених. Проблеми розвитку і функціонування її окремих елементів (технопарків, бізнес-інкубаторів, венчурних фондів тощо) неодноразово висвітлювались в монографічних виданнях [2–5]. Певний внесок в розробку цих питань зробили і українські законодавці. Так, Закон України «Про інноваційну діяльність» визначає інноваційну інфраструктуру як «сукупність підприємств, організацій, закладів, Їх об’єднань, асоціацій будь-якої форми власності, що надають послуги з забезпечення інноваційної діяльності (фінансові, консалтингові, маркетингові, інформаційно-комунікативні, кредитні, освітні і т.п.) [1]. На жаль, перелік

послуг, наведений в цій дефініції, не є повним і тому залишає питання, де тут основні, базисні об’єкти інноваційної діяльності, а де – власне інфраструктура.

Взагалі, попри доволі широкий перелік публікацій у вітчизняній літературі з проблем інноваційної політики, в них майже відсутні науково-методичні рекомендації з обґрунтуванням найбільш ефективних в наших умовах організаційних форм інфраструктурного забезпечення. Це пов’язано, по-перше, з недостатнім досвідом розвитку та функціонування таких структур в Україні, а по-друге, з обмеженими можливостями безпосереднього запозичення досвіду розвинених країн, які мають більш сприятливі умови для економічного розвитку та формування інноваційної інфраструктури. Таким чином, головна задача полягає в тому, щоб вибрати та використати найбільш ефективні в конкретних умовах організаційні форми інфраструктурного забезпечення інноваційної діяльності.

3. Формулювання цілей статті

Спираючись на теоретичні основи розвитку інноваційних процесів, які в сучасній науці визначаються як «інноватика» [5], а також виходячи зі світового та вітчизняного досвіду інноваційної діяльності, в даній статті нами зроблена спроба дати власне бачення складу і класифікації інноваційної інфраструктури, враховуючи функції, які вона виконує на тих чи інших етапах інноваційного процесу в машинобудівній галузі.

4. Виклад основного матеріалу дослідження

Відомо, що переваги технопарків і технополісів реалізуються за рахунок територіальної організації та функціонального поєднання наукового потенціалу (НДІ, вишів), матеріально-технічної бази (підприємств, фірм, проектно-конструкторських організацій, дослідних полігонів, будівель), інформаційно-комунікаційних структур (наукових фондів, бібліотек, баз даних, комп’ютерних мереж, патентних бюро, рекламних агенцій), служб сервісу, фінансового забезпечення, а також іншої інфраструктури, яка сприяє швидкій

комерціалізації нових ідей та диверсифікації нововведень. Виходячи з виробничої функції технопарків та технополісів, їх можна вважати інноваційними підприємствами (об'єднаннями), як це і робить Закон України «Про інноваційну діяльність». Однак з точки зору інституціональної функції вони тяжіють до інноваційної інфраструктури.

Головне призначення таких структур – сприяння малим інноваційним підприємствам шляхом надання їм у тимчасове користування виробничих площ, матеріально-технічної бази, інформаційних мереж, забезпечення дослідними приладами та устаткуванням, надання консультативної допомоги.

При деяких розходженнях в складі вказаних структур всі вони мають спільні риси: з одного боку – як інноваційні підприємства, а з іншого – як інфраструктурні утворення, що забезпечують необхідні умови для розробки і впровадження в машинобудування нових технологій, видів продукції та послуг. Таким чином, вирішуючи проблему інфраструктурного забезпечення інноваційної діяльності, слід додержуватися більш широкого погляду на технопарки, технополіси, інноваційні бізнес-інкубатори як на утворення, які складають організаційно-господарську інфраструктуру.

Можуть існувати також організації, які за замовленнями інноваційних підприємств виконують окремі специфічні роботи дослідно-експериментального та проектно-конструкторського характеру. Вони можуть працювати як окремо, так і в складі організаційно-господарських комплексів. Однак, незалежно від форми існування їх можна віднести до дослідно-експериментальної інфраструктури, яка разом з організаційно-господарською забезпечує матеріально-технічні умови інноваційної діяльності.

Важливу роль в розвитку інноваційних процесів грає фінансове забезпечення. Фінансування інноваційної діяльності машинобудівної галузі України здійснюється як безпосередньо промисловими підприємствами за рахунок власних коштів, частка яких в 2008 р. складала 77,3% загального обсягу фінансування, так і через державний та місцеві бюджети, хоча питома вага останніх дуже мала і не перевищує 1,5%. Інші джерела фінансових

ресурсів – позабюджетні фонди, вітчизняні та зарубіжні інвестори, банківські кредити – складали 20 – 25%, серед яких основна частка приходилася на кредити банків (2008р. – 17,8%) [6].

Як показує вітчизняна та світова практика, організаційними формами фінансово-економічної інфраструктури можуть бути також спеціалізовані небанківські фінансово-кредитні заклади, фонди, фірми та банки венчурного інвестування.

Важливу ресурсну послугу надає інформаційно-комунікаційна інфраструктура, представлена науково-технічними фондами, науковими бібліотеками, інформаційними базами даних, депозитарними системами, Інтернетом.

Інноваційна діяльність – це творча діяльність, чиєю рушійною силою виступає людський капітал, а саме – його інтелектуальна складова. Творче поєднання наукового знання, комерційної вигоди та розумної організації призводить до технологічних проривів, котрі створюють нові можливості для економічного зростання. Але поки що цей бік інфраструктурного забезпечення не відповідає навіть сьогоднішнім потребам. Відтак, обов'язкова умова активізації інноваційної діяльності – розвинена кадрова інфраструктура. Її організаційні форми повинні включати навчальні заклади відповідного профілю і рівня знань, центри підготовки та перепідготовки фахівців безпосередньо в сфері інноваційної діяльності. Кадрова інфраструктура разом з фінансово-економічною та інформаційно-комунікаційною створює необхідні ресурсні умови для забезпечення інноваційної діяльності.

Мусить існувати також інфраструктура загальносистемного забезпечення інноваційних процесів. До неї слід віднести, передусім, нормативно-правові інституції, котрі визначають юридичні, економічні та організаційні основи здійснення інноваційної діяльності в Україні, тобто формують загальний клімат функціонування інноваційної моделі розвитку економіки. Щодо безпосередньої правової підтримки суб'єктів інноваційної діяльності, то її можуть надавати як

власні юридичні служби підприємств машинобудування, так і спеціалізовані юридичні та консалтингові фірми, спираючись на існуючу законодавчу базу.

Інноваційна діяльність завжди передбачає створення нового продукту, а це, в свою чергу, потребує його реєстрації, сертифікації, визначення правовідносин з інтелектуальної власності та її захищеності в процесі просування на ринок. Цей вид послуг забезпечується відповідними інфраструктурними закладами, такими як патентні відомства, компанії, фірми та лабораторії, які мають право проведення експертиз, реєстрації інноваційних проектів.

В кінцевому підсумку критерієм успішної інноваційної діяльності завжди є частка інноваційної продукції, яка потрапляє на ринок. В Україні вона поки що складає досить скромну величину, коливаючись в діапазоні 6–10% від загального обсягу реалізованої продукції машинобудування [4]. Ці цифри – прямий наслідок недостатньої уваги до таких форм інфраструктурного забезпечення, як розвиток торгівельної мережі, маркетингової підтримки, реклами, виставкових комплексів, сервісного обслуговування інноваційної продукції. Однак слід пам’ятати, що ці послуги є важливими не тільки на кінцевому етапі інноваційної діяльності. Проблема комерціалізації інтелектуального продукту виникає ще на початковій стадії розробки інноваційної ідеї, і саме від її вирішення залежить, чи перетвориться ця ідея в інноваційний продукт.

Проведений аналіз елементів і чинників інноваційної інфраструктури машинобудування дозволяє класифікувати її склад в наступному вигляді:

1) матеріально-технічне забезпечення інноваційної діяльності:
   - організаційно-господарська інфраструктура;
   - дослідно-експериментальна інфраструктура;
   - проектно-конструкторська інфраструктура.
2) ресурсне забезпечення інноваційної діяльності:
   - фінансово-економічна інфраструктура;
   - інформаційно-комунікативна інфраструктура;
   - кадрова інфраструктура.

3) загальносистемне забезпечення інноваційної діяльності:

- нормативно-правова інфраструктура;
- експертно-сертифікаційна та патентна інфраструктура;
- комерційно-комунікаційна інфраструктура.

На жаль, нові механізми сприяння створенню та комерціалізації інноваційного продукту з'являються в Україні досить повільно і поки що не стали ознаками активного впровадження інноваційної моделі розвитку економіки. Так, з восьми зареєстрованих технопарків реально працюють лише чотири. Ідея створення в Києві аналога «Силіконової долини» на базі наукового та виробничого потенціалу електронної промисловості гальмується фактичним припиненням діяльності таких високотехнологічних комплексів, як: «Арсенал», «Радіоприбор», «Київський радіозавод» та деяких інших. Діючі в Україні венчурні фонди мають загальну вартість інвестиційного портфеля у 500–600 млн. дол., але навіть при такому незначному обсязі інвестування не виявляють ознак «ризикованого капіталу», спрямовуючи ресурси на фінансове забезпечення традиційних інвестиційних проектів. Жоден з них не вклав кошти в розвиток перспективних технологій VI укладу. В більшості українських вишів майже не ведуться (і не фінансуються) серйозні фундаментальні та прикладні дослідження.

Для прискорення розвитку сучасної інноваційної інфраструктури як важливого фактору активізації інноваційної діяльності та забезпечення конкурентоспроможності української промисловості і, зокрема, машинобудування вважаємо необхідними наступні кроки:

1. Надати розвиткові інноваційної інфраструктури статус державного пріоритету з визначенням нормативно-правових, економічних та організаційних основ її утворення та функціонування.

2. Ввести статистичний моніторинг утворення і функціонування організаційно-господарської системи інфраструктурного забезпечення інноваційної діяльності за видами, формами та призначенням.

3. Законодавчо забезпечити розвиток ринку венчурних капіталів, стимулювати участь комерційних банків в інвестуванні інноваційної діяльності, створити механізми страхування ризиків інвестицій в інноваційні проекти.

4. Підвищити роль державного замовлення на інноваційну продукцію та підготовку спеціалістів з менеджменту інноваційної діяльності.

5. Активізувати процес інтеграції вищих навчальних закладів з дослідницьким сектором академічної та галузевої науки шляхом створення дослідно-навчальних комплексів інноваційної направленості.

6. Вжити заходів з вдосконалення системи правового захисту інтелектуальної власності та комерціалізації об'єктів її права у відповідності до міжнародних вимог.

Висновки

Проблеми створення в Україні сучасної інноваційної інфраструктури машинобудування залишаються надзвичайно актуальними. Чітке розуміння комплексної суті цієї інфраструктури, її складових елементів та механізмів взаємодії між ними, послідовна реалізація запропонованих заходів в контексті Програми економічних реформ Президента України мають наблизити вітчизняне машинобудування до інноваційної моделі.

Список використаних джерел:

1. Закон України «Про інноваційну діяльність». – Відомості Верховної Ради. – №36. – 2002. – 226с.

2. Антонюк Л.Л., Поручник А.М., Савчук В.С. Інновації: теорія, механізми розробки та комерціалізації / Л.Л.Антонюк, А.М.Поручник, В.С. Савчук. – К.: КНЕУ, 2003. – 394с.

3. Інноваційна стратегія українських реформ (Гальчинський А.С., Геець В.М., Кінах А.К., Семиноженко В.П.). – К.: Знання України, 2002. – 326с.

4. Інноваційний розвиток економіки: модель, система управління, державна політика (За ред. Л.І.Федулової). – К.: Основа, 2005. – 552с.

5. Инновационный менеджмент: концепции, многоуровневые стратегии и механизмы инновационного развития. Учебное пособие (Под ред. В.М.Аньшина, А.А.Дагаева). – М.: Дело, 2006. – 584с.

6. Наукова та інноваційна діяльність в Україні / Держ. ком. статистики України.- К.: Консультант, 2009. – 365с.

7. Статистичний щорічник України за 2008 р. / Держ. ком. статистики України.- К.: Консультант, 2009. – 571с.

Юхнов Б.Ю., Яшинов О.Л. «Инновационная инфраструктура и проблемы ее развития в машиностроительной отрасли».

В статье предлагается классификация инновационной инфраструктуры машиностроения; проводится анализ ее форм и видов; даются конкретные рекомендации.

Ключевые слова: инновация; инфраструктура; классификация; машиностроительные предприятия.

Юхнов Б.Ю., Яшинов О.Л. «Інноваційна інфраструктура та проблеми її розвитку в машинобудівній галузі».

В статті пропонується класифікація інноваційної інфраструктури машинобудування; проводиться аналіз її форм та видів; даються конкретні рекомендації.

Ключові слова: інновація; інфраструктура; класифікація; машинобудівні підприємства.

Yukhnov B.Y., Yashinov A.L. «Innovational infrastructure and the problems of its development at the machine-building branch».

In paper classification of innovational infrastructure is proposed; analysis of its forms and kinds is conducted; the relevant recommendations are presented.

Key words: innovation; infrastructure; classification; engineering enterprises.

Стаття надійшла до редакції 21 жовтня 2010 р.

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Агорков Віктор Васильович – інженер, начальник відділу сертифікації «Укрстандартметрологія».

Акімов Віктор Тимофійович – к.т.н., доцент кафедри опору матеріалів та технічної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Акімов Олег Вікторович – д.т.н., професор. Завідувач кафедри ливарного виробництва Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».

Басова Ганна Григорівна – аспірант, сумісник кафедри поліграфічного виробництва і комп'ютерної графіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Вихристюк Марія Олександрівна – асистент кафедри менеджменту Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Гордєєв Андрій Сергійович – д.т.н., професор. Завідувач кафедри поліграфічного виробництва і комп'ютерної графіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Дубовець Олексій Миколайович – к.т.н., доцент кафедри креативної педагогіки та інтелектуальної власності Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Дуднєва Юлія Ернстівна – к.е.н., доцент кафедри менеджменту Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Євсюкова Лариса Олексіївна – к.т.н., доцент кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Ємець Микола Васильович – к.т.н., доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Іванов Андрій Веніамінович – зам. директора ПНВФ «Надійність».

Іванов Веніамін Миколайович – к.т.н., доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Ісьєміні Ілля Ігоревич – асистент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Іщенко Григорій Іванович – головний інженер ВАТ «Турбоатом».

Іщенко Михайло Григорович –інженер ВАТ «Турбоатом».

Кір'ян Олена Іванівна – к.е.н., доцент кафедри менеджменту Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Коваленко Володимир Миколайович – магістр кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Кондратюк Олег Леонідович – к.т.н., доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Кравцов Марк Костянтинович – к.т.н., професор. Завідувач кафедри опору матеріалів та технічної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Лагутцев Анатолій Романович – к.е.н., доцент кафедри менеджменту Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Лазаренко Валентина Іванівна – к.т.н., приват-професор кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Ламнауэр Наталия Юрьевна – к.т.н., доцент кафедри економіки підприємств і маркетингу Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Любов Олексій Вікторович – студент енергетичного факультету Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Лях Бенгард Григорович – доцент кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Мамченко Володимир Георгійович – к.е.н., доцент. Радник посольства України у Російській Федерації.

Маршуба В'ячеслав Павлович – к.т.н., доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Мельниченко Олександр Анатолійович – д.т.н., професор кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Мовшович Олександр Якович – д.т.н., професор кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Неко Віктор Іванович – к.т.н., доцент кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Нестеров Артем Павлович – д.т.н., професор кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Оболенська Тетяна Олександрівна – к.т.н., приват-професор кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Осипова Тетяна Миколаївна – асистент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Резніченко Микола Кирилович – к.т.н., професор. Завідувач кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Самчук Володимир Володимирович – майстер виробничого навчання навчально-виробничих майстерень Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Середа Наталія Василівна – к.т.н., доцент кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Харківської національної академії міського господарства.

Сєдов Ігор Борисович – старший викладач кафедри опору матеріалів і теоретичної механіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Сичов Юрій Іванович – к.т.н., декан машинобудівного факультету Української інженерно-педагогічної академії. Доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Скоркін Антон Олегович – аспірант, асистент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Тарасюк Анатолій Петрович – к.т.н., проректор з навчальної роботи Української інженерно-педагогічної академії. Завідувач кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Холод Олександр Володимирович – аспірант, асистент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Чернякова Ольга В'ячеславівна – аспірант кафедри поліграфічного виробництва та комп'ютерної графіки Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Юхнов Борис Юрійович – к.е.н., доцент. Завідувач кафедри економічної теорії і фінансів Української інженерно-педагогічної академії (м. Харків).

Яшинов Олексій Леонідович – к.е.н, доцент. Завідувач кафедри суспільних наук Харківського державного університету мистецтв.

ДО УВАГИ АВТОРІВ

Загальні відомості

1. У збірнику праць “Машинобудування” друкуються закінчені оригінальні теоретичного і прикладного характеру наукові результати досліджень в галузі інженерної освіти.

2. До редакції подаються статті, які раніше не друкувалися.

3. Статті, що подаються аспірантами, пошукувачами повинні мати направлення наукового керівника, якщо він не є співавтором статті.

4. Рішення про можливість публікації статті приймається лише після її рецензування.

5. Рішення щодо публікації (позитивне або негативне) повідомляється автору. Стаття може бути повернута для доопрацювання.

6. Рукописи авторам не повертаються.

7. Збірник з опублікованою статтею надсилається автору поштою або видається у редакції.

Вимоги до оформлення статей

1. Обсяг статті не більше 12 сторінок (10 тис. знаків) формату А4 (210 х 297) щільність 80-90 г/м^2, надрукованих у двох примірниках на комп’ютері з використанням шрифтів текстового редактору Microsoft Word (Times New Roman, Arial) розміру 14 з полуторним (1,5) міжрядковим інтервалом по всій статті.
2. Ширина полів сторінки: всі поля – 2 см.
3. До комплекту файлів має бути доданий опис, де зазначаються: назва текстового редактора, імена файлів, назви збірника і статті, прізвище, ім’я та по батькові авторів.

4. Матеріали статті приймаються до публікації в електронній версії у вигляді файлів (текст форматами DOC, RTF, графіки, малюнки – TIFF) на CD диску. До редакції приймаються документи Microsoft Word версій до 2003 року (Word 11, Microsoft Office 2003). *Документи Word 2007, в форматі .docx не приймаються*.
5. **Формули** (*нумерація, якщо вона необхідна, ставиться справа у скобках, вирівнюється по правому краю*), **рисунки** й **таблиці** вставляються по тексту зразу після посилання на них.
6. Ілюстрації повинні бути чіткими, формули – написані прийнятою символікою. Розмір шрифту в ілюстрованому матеріалі не менше 12 пт.
7. Звертаємо увагу на те, що рядки тексту в межах абзацу не повинні розділятися клавішею Enter. Текст не повинен мати переносів та інших елементів форматування.
8. У статтях повинна використовуватись система одиниць СІ.
9. Матеріали, подані до збірника, повинні відповідати вимогам Постанови Президії ВАК України від 15.01.2003 р. №7-05/1 "Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України", та повинні мати такі необхідні елементи:
   - ✓ **УДК;**
   - ✓ **прізвище та ініціали авторів** (шрифт жирний, по лівому краю)**;**
   - ✓ **назва статті** (літери великі, шрифт жирний, посередині);
   - ✓ **текст статті**;
   - ✓ **список використаних джерел**;
   - ✓ **анотація** (подається трьома мовами – українською, російською, англійською) і повинна містити: прізвища та ініціали авторів (курсив жирний), назву статті (у лапках), текст анотації (не більше 300 знаків). Пишеться зразу після списку літератури. Слово «Анотація» не пишеться. Текст анотації 300 – 400 знаків.
   - ✓ **ключові слова** (7 – 10 слів) на трьох мовах – українською, російською, англійською.

10. Автори повинні дотримуватися такого загального плану побудови статті:

10.1. Загальна частина:

- постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями;
- аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв’язання даної проблеми і на які спирається автор;
- виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням наукових результатів;
- висновки з даного дослідження.

Кожний з цих пунктів нумерується за порядком, крім висновків.

10.2. Перелік використаних джерел.

11. До редакції передаються два екземпляри всіх матеріалів статті, роздрукованих на лазерному принтері з однієї сторони аркуша. Другий екземпляр матеріалів статті підписується всіма авторами.

12. Редакція залишає за собою право редакційної правки статті.

13. Статті, відіслані авторам на виправлення, повинні бути повернені до редакції не пізніше, ніж через 10 днів після її одержання. В авторській коректурі допускаються виправлення лише помилок набору.

14. Стаття повинна супроводжуватися авторською довідкою (для кожного автора).

Авторська довідка

1. Назва статті.
2. Прізвище, ім’я, по батькові, дата народження.
3. Вчений ступінь, вчене звання.
4. Місце роботи.
5. Посада.
6. Адреса для листування. Для контакту – телефон, E-mail.
7. Адреса для відправки авторського екземпляру.

У кінці довідки треба зазначити:

«Поданий матеріал раніше не публікувався і до інших видавництв не надсилався».

«Не заперечую виставити повний текст статті на Сайт Національної бібліотеки України ім. В.І. Вернадського в реферативну базу даних «Україніка наукова».

Підписи кожного з авторів.

Збірник наукових праць “Машинобудування” (Українська інженерно-педагогічна академія МОН України) як наукове фахове видання України, в якому можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття ступенів доктора і кандидата технічних наук

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

УДК 621 – 622

Машинобудування. Збірник наукових праць. Випуск 6. – Харків, Українська інженерно-педагогічна академія (УІПА), 2010. – с. .

У збірнику подано результати наукових досліджень в галузі машинобудування. Розглянуто важливі проблеми міцності, стійкості, роботоздатності, динаміки вантажопідйомних, транспортуючих машин та верстатів, а також питання технології машинобудування.

Для викладачів, науковців, аспірантів, фахівців в галузі машинобудування.

SCIENTIFIC EDITION

UDC 621 – 622

Engineering. Collection of Scientific Papers. Volume 6. – Kharkiv, Ukrainian Engineering Pedagogics Academy (UEPA), 2010. – p.

There were considered the important problems of strength, steadiness, capacity for work, dynamics of loading transporting, technological, machines and imporers, also a question of machine-building technologic.

For instructors, research workers, post graduates, experts in the field of machine-building.

Підписано до друку
Формат 84x108/16
Папір офсетний. Друк офсетний.
Умов. Друк. арк. - .Облік. від арк.. –
Тираж прим. . Ціна договірна.
Надруковано у видавництві

Редакційна колегія:

Головний редактор
Нестеров А.П., д.тех.н., проф.

Заступник головного редактора:
Фідровська Н.М., к.тех.н., доц.

Члени колегії:
Баранов А.М., д.тех.н., проф.
Будіков Л.Я., д.тех.н., проф.
Григоров О.В., д.тех.н., проф.
Кальянов В.М., д.тех.н., проф.
Кравцов М.К., к.тех.н., проф.
Литвин О.М., д.ф-м.н., проф.
Ловейкін В.С., д.тех.н., проф.
Мельниченко О.А., д.тех.н., проф.
Резніченко М.К., д.тех.н., проф.
Рябчиков М.Л., д.тех.н., проф.

Редакція:

Відповідальні редактори
Іванов В.М., к.тех.н., доц.
Родіонов Л.А., к.тех.н., доц.
Смоляков С.Л., к.тех.н., доц.

Редактор
Ротова Н.В.

Випускні редактори
Ісьєміні І.І.
Осипова Т.М.

Відповідальний секретар
Ісьєміні І.І.

Дизайнер
Жубр В.А.

Адреса редакції:
Україна, 61003, м. Харків
вул. Університетська, 16
Українська інженерно-педагогічна академія
Тел. (057)733-78-18
Факс (057)731-32-36
E-mail: rektor@uipa.kharkov.ua

Address of editorial office:

16 Universitetska vul., Kharkiv
61003, Ukraine
Ukrainian Engineering Pedagogics Academy
Tel. (057)733-78-18
Fax (057)731-32-36

Машинобудування

2010, № 6

Збірник наукових праць

Засновник
Українська інженерно-педагогічна академія (УІПА)

Видається з грудня 2007 р.

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації

Серія КВ № 12132 – 1016Р від 26.12.2006.

Мови видання:
українська, російська, англійська

Друкується за рішенням Вченої ради УІПА, протокол

При використанні матеріалів збірника посилання на збірник – обов’язкове.

© Українська інженерно-педагогічна академія (УІПА), Харків, 2010