

М.С. МЕЛЬНИК, Я.С. АНТОНЕНКО

ДОСЛІДНИЦЬКИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ КОНТРОЛЮ ЯКОСТІ ЗВАРНИХ СТАНИН ВАЖКИХ ВЕРСТАТІВ

Застосування у металорізальних верстатах станин зварних конструкцій надає суттєві переваги по зниженню металоемності і підвищенню технологічності порівняно з литими конструкціями. Однак важливий недолік зварних станин полягає у наявності значних залишкових механічних напружень, зазвичай більших ніж в аналогічних литих станинах. Наявність цих напружень призводить до викривлення геометричної форми станини з плином часу, зі зміною температури, під впливом вібрацій та значних експлуатаційних навантажень. В деяких випадках внутрішні напруження можуть призводити до втрати статичної стійкості деякими стінками або перегородками станини. Така втрата стійкості обумовлює явище біфуркації викривлення геометричної форми станини, і робить неможливим виправлення геометричної форми за допомогою регульованих опор, що є звичайною операцією для станин важких верстатів. В даній роботі запропоновано спосіб виявлення елементів станини, що втратили статичну стійкість. Цей спосіб оснований на особливостях коливань механічних осциляторів з двома станами стійкої рівноваги, що відомі як осцилятори Дуффінга. В таких осциляторах при переході амплітуди коливань через точку біфуркації відбувається різка зміна частоти і спектрального складу коливань. Це показано в роботі на прикладі математичного моделювання коливань осциляторів з двома станами стійкої рівноваги. Факт різкої зміни параметрів коливань при перевищенні певної амплітуди обрано у якості критерію для визначення наявності у зварній станині елементів з двома стійкими станами рівноваги. За даним способом розроблено схему дослідницької установки і методику випробувань. Також запропоновано технологічні заходи для усунення виявлених у станині станів втрати статичної стійкості.

Ключові слова: важкий верстат, зварна станина, зварний шов, внутрішні напруження, осцилятор Дуффінга, дослідницький комплекс, коливання, спектр коливань, біфуркація.

М.С. МЕЛЬНИК, Я.С. АНТОНЕНКО

ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ КОНТРОЛЯ КАЧЕСТВА СВАРНЫХ СТАНИН ТЯЖЕЛЫХ СТАНКОВ

Применение в металлорежущих станках станин сварных конструкций дает существенные преимущества по снижению металлоемкости и повышению технологичности по сравнению с литыми конструкциями. Однако важный недостаток сварных станин заключается в наличии значительных остаточных механических напряжений, которые обычно больше, чем в аналогичных литых станинах. Наличие этих напряжений приводит к искажению геометрической формы станины с течением времени, с изменением температуры, под влиянием вибраций и значительных эксплуатационных нагрузок. В некоторых случаях внутренние напряжения могут приводить к потере статической устойчивости некоторыми стенками или перегородками станины. Такая потеря устойчивости обуславливает явление бифуркации искривления геометрической формы станины, и делает невозможным исправление геометрической формы с помощью регулируемых опор, что является обычной операцией для станин тяжелых станков. В данной работе предложен способ обнаружения элементов станины, которые потеряли статическую устойчивость. Этот способ основан на особенностях колебаний механических осцилляторов с двумя состояниями устойчивого равновесия, известных как осцилляторы Дуффинга. В таких осцилляторах при переходе амплитуды колебаний через точку бифуркации происходит резкое изменение частоты и спектрального состава колебаний. Это показано в работе на примере математического моделирования колебаний осцилляторов с двумя состояниями устойчивого равновесия. Факт резкого изменения параметров колебаний при превышении определенной амплитуды выбран в качестве критерия для определения наличия в сварной станине элементов с двумя устойчивыми состояниями равновесия. Для данного способа разработана схема испытательной установки и методика испытаний. Также предложены технологические меры по устранению выявленных в станине состояний потери статической устойчивости.

Ключевые слова: тяжелый станок, сварная станина, сварной шов, внутренние напряжения, осциллятор Дуффинга, исследовательский комплекс, колебания, спектр колебаний, бифуркация.

M.S. MELNYK, YA.S. ANTONENKO

RESEARCH COMPLEX TO CONTROL THE QUALITY OF WELDED BED OF HEAVY MACHINE-TOOLS

The use of metal-welded structures in metal-cutting machines provides significant advantages in reducing metal consumption and improving processability compared to cast structures. However, an important disadvantage of welded beds is the presence of significant residual mechanical stresses, which are usually greater than in similar cast beds. The presence of these stresses leads to a distortion of the geometric shape of the bed over time, with temperature changes, under the influence of vibrations and significant operating loads. In some cases, internal stresses can lead to a loss of static stability by some walls or bed partitions. Such a loss of stability causes the bifurcation of the curvature of the geometric shape of the bed, and makes it impossible to correct the geometric shape with the help of adjustable supports, which is a common operation for beds of heavy machines. In this article, a method for detecting bed elements that have lost static stability is proposed. This method is based on the features of the oscillations of mechanical oscillators with two stable equilibrium states, known as Duffing oscillators. In this oscillators, when the oscillation amplitude passes through the bifurcation point, an abrupt change in the frequency and spectral composition of the oscillations occurs. This is shown in the work on the example of mathematical modeling of oscillations of oscillators with two stable equilibrium states. The fact of a sharp change in the oscillation parameters when a certain amplitude is exceeded is chosen as a criterion for determining the presence of the elements with two stable equilibrium states in the welded bed. For this method, a test equipment scheme and a test procedure have been developed. Also a technological methods to eliminate the states of static stability loss have been proposed.

Keywords: heavy machine tool, weld bed, weld seam, internal stresses, Duffing oscillator, research complex, oscillations, oscillation spectrum, bifurcation.

Вступ. Застосування у металорізальних верстатах базових деталей зварних конструкцій надає суттєві переваги по зниженню металоемності і підвищенню технологічності порівняно з литими конструкціями.

Застосування для виготовлення зварних станин низьковуглецевих сталей, що мають модуль Юнга $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, замість чавуна з модулем Юнга $E = 0,8 \cdot 10^5 \dots 1,2 \cdot 10^5$ МПа, надає можливість майже в двічі

знизити металосміність при збереженні заданої жорсткості або підвищити жорсткість при збереженні розмірів і маси. Крім того, перехід на технологію виготовлення методом зварювання дозволяє суттєво скоротити або повністю відмовитися від ливарного виробництва, яке вимагає значно більших матеріальних та енергетичних витрат як на створення так і на експлуатацію порівняно зі зварювальним виробництвом.

Одночасно зварні станини верстатів мають і суттєві недоліки. Перший недолік полягає у зниженій вібростійкості зварних станин, оскільки сталеві вироби гірше поглинають та розсіюють енергію механічних коливань ніж чавунні. Внаслідок цього верстати зі зварними станинами більш схильні до виникнення автоколивань у процесі різання ніж аналогічні верстати з литими чавунними станинами. Особливо це проявляється на важких верстатах на чорнових режимах різання. Проте цей недолік досить успішно усувається шляхом заповнення незадіяних порожнин у станині спеціальними вібропоглинаючими сумішами.

Другий недолік полягає у тому, що після виконання зварних з'єднань у виробі утворюються значні залишкові механічні напруження. За значенням ці напруження як правило перевищують відповідний показник для чавунних відливок аналогічної форми і розмірів. Крім того просторовий розподіл цих напружень по об'єму виробу для зварних станин носить суттєво більш складний характер ніж для литих станин. Наявність цих напружень призводить до викривлення геометричної форми станини з плином часу, зі зміною температури, під впливом вібрацій та значних експлуатаційних навантажень. Зменшення залишкових напружень шляхом відпалу пов'язане зі значними енерговитратами і не завжди призводить до бажаного ефекту, крім того для станин важких верстатів є не завжди можливим внаслідок великих габаритів. Також для зменшення залишкових напружень відома технологія вібраційного старіння [1, 2, 3]. Вона полягає в накладенні на станину механічних коливань на одній з власних частот з виникненням резонансу. При цьому в станині створюються знакозмінні напруження, які складаючись з залишковими напруженнями в місцях їх зосередження перевищують межу плинності і викликають пластичні деформації матеріалу, знижуючи таким чином залишкові напруження. Однак практичне ефективне застосування такої технології потребує висококваліфікованих фахівців і складного вузькоспеціалізованого обладнання. Незначне відхилення амплітуди коливань від оптимального значення в меншу або в більшу сторону призводить або до неотримання ефекту, або до руйнування коштовного виробу. Важливим фактором для успішного застосування вібраційного старіння є попереднє визначення розподілу залишкових напружень для правильного вибору місць розташування вібраторів, напрямків та параметрів коливань.

Однак проблема залишкових внутрішніх напружень полягає не лише в викривленні геометрії

напрямних поверхонь з плином часу в наслідок релаксації цих напружень. За даними фахівців Краматорського заводу важкого верстатобудування зафіксовано чимало випадків, коли станина важкого верстата зварної конструкції суттєво змінювала свою форму без дії будь-яких навантажень лише від зміни температури, і при відновленні значення температури не поверталася в первісний стан. Такі станини (довжиною більше 6000 мм) мають знижену жорсткість на згин та на кручення порівняно зі станинами легких та середніх верстатів і встановлюється на фундаменті за допомогою спеціальних клинових регульованих опор, що дозволяють у межах пружних деформацій станини виправити геометричні похибки станини. Крок опор є близьким до найменшого поперечного розміру (висоти) станини і таким чином значну долю жорсткості верстата в цілому забезпечує фундамент. Після повторного регулювання опор вищезазначене явище викривлення станини могло повторюватися як від дії навантаження так і при коливаннях температури. Подібні явища можна спостерігати і на інших зварних виробках, особливо з тонкостінного листового металу (корпуси, ємності і т. п.). Але на таких виробках незначні викривлення форми не впливають на якість і функціональне призначення цих виробів і на них просто не звертають уваги.

Перша частина. Вищезазначений факт дозволив висунути припущення, що такі вироби і в тому числі станини мають два або більше стабільних станів з мінімумами потенціальної енергії пружних деформацій, тобто виявляють явище біфуркації. Це відбувається внаслідок того, що в процесі виконання зварних з'єднань метал шва внаслідок кристалізації і охолодження скорочується і створює одномірні стискаючі навантаження на основний метал шва, спрямовані переважно уздовж цього шва. Під дією цих навантажень, які власне і є внутрішніми залишковими напруженнями, плоскі елементи конструкції та стержні можуть втратити стійкість і зайняти один з двох можливих пружно-деформованих станів. Під дією зовнішніх навантажень або температурних деформацій можливий перехід між цими можливими станами, і якщо він відбувається то його наслідком є викривлення форми станини в цілому. Якщо таких деталей, що втратили стійкість в станині декілька, то відповідно і точок біфуркації буде декілька, що додатково ускладнює проблему.

Для боротьби з розглянутим явищем необхідно вирішити дві задачі: діагностичну, тобто створити методику і обладнання для виявлення і локалізації елементів, що втратили стійкість, і технологічну, тобто розробити способи повернення стійкості для виявлених елементів.

Метою даної роботи є вирішення діагностичної задачі з виявлення і локалізації фрагментів зварних станин, що втратили стійкість, та розробка технологічних рекомендацій по зменшенню виявлених залишкових внутрішніх напружень принаймні до рівня, при якому виключається втрата статичної стійкості будь-яким фрагментом станини.

Експериментально визначити наявність декількох

стійких станів рівноваги найпростіше шляхом статичних випробувань. Статичні випробування полягають у послідовному прикладанні і знятті навантаження на досліджувану станину, та вимірюванні координат контрольних точок станини, що не співпадають з координатами опор станини у дослідній наладці. Причому напрямком навантаження після кожного циклу навантаження-розвантаження необхідно змінювати на протилежний, а також проводити досліди по різним координатним осям і для декількох точок прикладання навантаження. Якщо у таких дослідах координати контрольних точок змінюють своє значення – це свідчить про наявність декількох стійких станів рівноваги.

Такий метод дослідження є достатньо інформативним і достовірним, але для дослідження станин важких верстатів він пов'язаний з суттєвими практичними складнощами, що обумовлені розмірами цих станин. Значення сил навантаження має бути близьким до значення максимальних робочих навантажень, що діють у верстаті, а для важких верстатів це становить декілька десятків кілоньютон. Внаслідок чого розміри, складність і вартість навантажувальних пристроїв виявляються близькими до відповідних показників станини. Враховуючи той факт, що важкі верстати виробляються малими партіями, а частіше окремими одиницями, і навантажувальні пристрої необхідно розробляти і виготовляти для кожної моделі верстата окремо, собівартість виробництва станин з урахуванням таких випробувань може подвоїтися. Теж саме стосується і пристроїв для вимірювання координат опорних точок. Тому поставлена задача діагностування потребує розробки більш економічних методів дослідження станин.

В роботі [4] теоретично показана можливість реконструкції поля внутрішніх напружень у неоднорідних стиснених стержнях виходячи з параметрів вимушених або вільних коливань цих стержнів. Ці дослідження є важливим підґрунтям і можуть бути використані за основу для розробки практичної технології, але вони не придатні для безпосереднього застосування для поставленої задачі. По-перше описана в цій роботі методика основана на чисельних методах і пов'язана з великими об'ємами розрахунків та масивами даних. Крім того її було випробувано на простих стержнях а станина важкого верстата являє собою не зрівняно більш складну конструкцію, відповідно об'єми розрахунків можуть виявитися неприйнятними. По друге, потрібно знати, тобто певним чином виміряти, повну картину коливань конструкції, що для таких деталей як станина важкого верстата виконати занадто складно і коштовно. По третє, для нашої задачі немає необхідності повністю відтворювати картину внутрішніх напружень, а достатньо лише виявлення факту наявності елементів зі втратою статичної стійкості, тавстановлення їх приблизної просторової локалізації.

Для вирішення такої задачі було розроблено метод дослідження на основі динамічних випробувань. Суть метода полягає у наступному. Якщо

розглядати станину верстата як балку без внутрішніх напружень у вільному стані, або закріплену будь-яким чином, але так, що створена система є статично визначною, то ця балка при збудженні зовнішньою періодичною силою на одній з власних частот являє собою гармонічний осцилятор і описується лінійним диференціальним рівнянням другого порядку. Вимушені коливання такої балки відбуваються за синусоїдальним законом, що під час випробування легко визначається за допомогою датчиків переміщення або віброшвидкості або віброприскорення і спектроаналізатора. При наявності внутрішніх напружень в рівнянні залежності пружної сили деформованої станини від координати пружного переміщення з'являються складові другого, третього і вищих ступенів. У такому випадку вимушені коливання станини будуть нелінійними і будуть мати суттєві відхилення від синусоїдального закону, що також легко визначається за допомогою спектроаналізатора. Факт наявності у спектрі коливань станини складових вищих порядків можна використовувати як критерій для виявлення значних залишкових внутрішніх напружень.

При наявності елементів, що втратили статичну стійкість і призвели до наявності двох або більше мінімумів потенціальної енергії пружної деформації, характер коливань також буде виявляти явище біфуркації. Тобто у випадку коли амплітуда коливань не досягає точки нестійкої рівноваги, та у випадку коли вона її перевищує параметри коливань і їх гармонічний склад будуть якісно відрізнятися. Це явище можна застосовувати як критерій для виявлення елементів, що втратили статичну стійкість.

Для обґрунтування запропонованого методу досліджень розглянемо найпростіший випадок поперечних коливань стисненого пружного стержня або пластини, що втратила стійкість рис. 1.

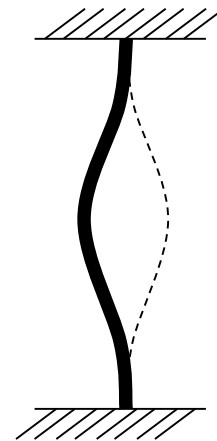


Рис. 1 – Схема коливань стисненої пластини, що втратила стійкість

Цьому випадку відповідають поперечні перегородки та фрагменти поздовжніх стінок станини між зварними швами. Характер їх деформації під дією внутрішніх напружень від зварних швів перебільшено наведений на рис. 2.

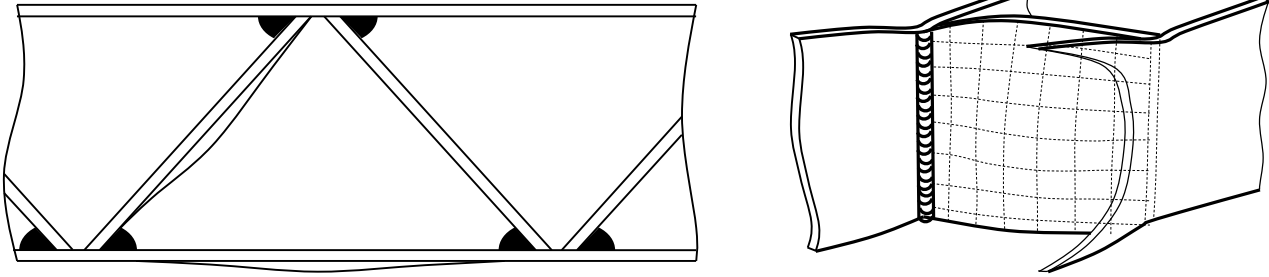


Рис. 2 – Характер деформації перегородок у зварних станинах.

Зрозуміло, що така деформація є бістабільною, і вона створює реактивні моменти згину в зоні зварних швів, що призводять до біфуркації викривлення геометрії конструкції в цілому. Вказану задачу, якщо не враховувати хвильові процеси в станині як у твердому пружному тілі та складний двох або тривимірний характер розподілу внутрішніх напружень, можна спростити і привести до розрахункової схеми рис. 3.

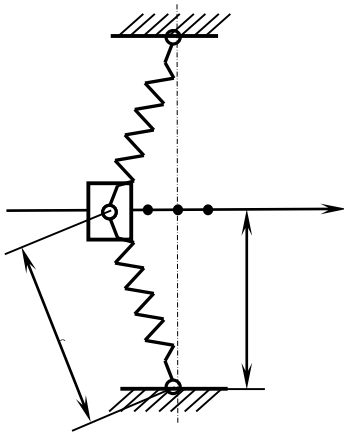


Рис. 3 – Розрахункова схема коливань стисненого стержня.

В цій схемі на умовно зосереджену масу стержня m , що коливається діє сила інерції $m\ddot{x}$ та пружна сила від пружин які замінюють собою деформацію стиснення - розтягування стержня або пластини. В цьому місті слід зазначити, що довжина стержня у вільному стані перевищує відстань між опорами в закріпленому стані, тому еквівалентна схема має три стани рівноваги: двастійких, коли деформація пружин дорівнює нулю (позначені на рис. 3 точками 1 і 2), та один нестійкий, коли пружини стиснені і центр мас розташований на одній лінії з опорами (позначений на рис. 3 точкою 0). В теорії нелінійних коливань така схема відома [5, 6], має назву осцилятор Дуффінга і описується наступним диференціальним рівнянням:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} - k_1x + k_2x^3 = 0 \quad (1)$$

де k_1 і k_2 постійні коефіцієнти; m – маса рухомого тіла; x – координата рухомого тіла; t – час. Схема на рис. 3 являє собою окремий випадок осцилятора Дуффінга.

Користуючись законом Гука для пружної деформації і відомими з розрахункової схеми (рис. 3) геометричними залежностями, отримаємо вираз для пружної сили що діє на зосереджену масу в напрямку коливань:

$$F_{пр} = C \left(x - \frac{2l_0x}{\sqrt{x^2+h^2}} \right) \quad (2)$$

де x – координата зосередженої маси у напрямку коливань; l_0 – довжина пружини у вільному стані; h – половина відстані між опорами; C – коефіцієнт жорсткості пружини. В реальній конструкції на пластину також діють сили в'язкого спротиву повітря і внутрішнього тертя $\beta m\dot{x}$, пропорційні до швидкості маси m , де β – коефіцієнт в'язкого тертя. Таким чином отримуємо диференціальне рівняння руху зосередженої маси m для розрахункової схеми рис. 3:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} - \beta \frac{dx}{dt} - C \left(x - \frac{2l_0x}{\sqrt{x^2+h^2}} \right) = 0 \quad (3)$$

Для дослідження властивостей цього рівняння зручно застосувати один з чисельних програмних пакетів, наприклад MatlabSimulink. Отримане рівняння описує вільні коливання стержня (пластини). Щоб дослідити характер коливань треба зробити їх вимушеними, але просте додавання зовнішньої періодичної сили не дасть потрібного результату, оскільки отримане рівняння є нелінійним, отже частота власних коливань буде залежати від амплітуди. Зробити [5, 6] відомо, що при певних поєднаннях параметрів вимушені коливання такого осцилятора будуть хаотичними, що не дозволить визначити правомірність обраного критерію. Тому треба створити систему не з вимушеними коливаннями а з автоколиваннями. З цією метою додамо до диференціального рівняння (3) зовнішню періодичну силу, регульованої амплітуди і синхронізовану за напрямком зі швидкістю маси m . В такому випадку рівняння (3) прийме вигляд:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} - \beta \frac{dx}{dt} - C \left(x - \frac{2l_0x}{\sqrt{x^2+h^2}} \right) = F \cdot \text{sign} \left(\frac{dx}{dt} \right) \quad (4)$$

де F – амплітуда зовнішньої періодичної сили; sign – функція, що дорівнює одиниці і має знак аргументу, в нашому випадку – знак швидкості.

На рис. 4 приведена реалізація отриманого рівняння (4) в середовищі Matlab Simulink.

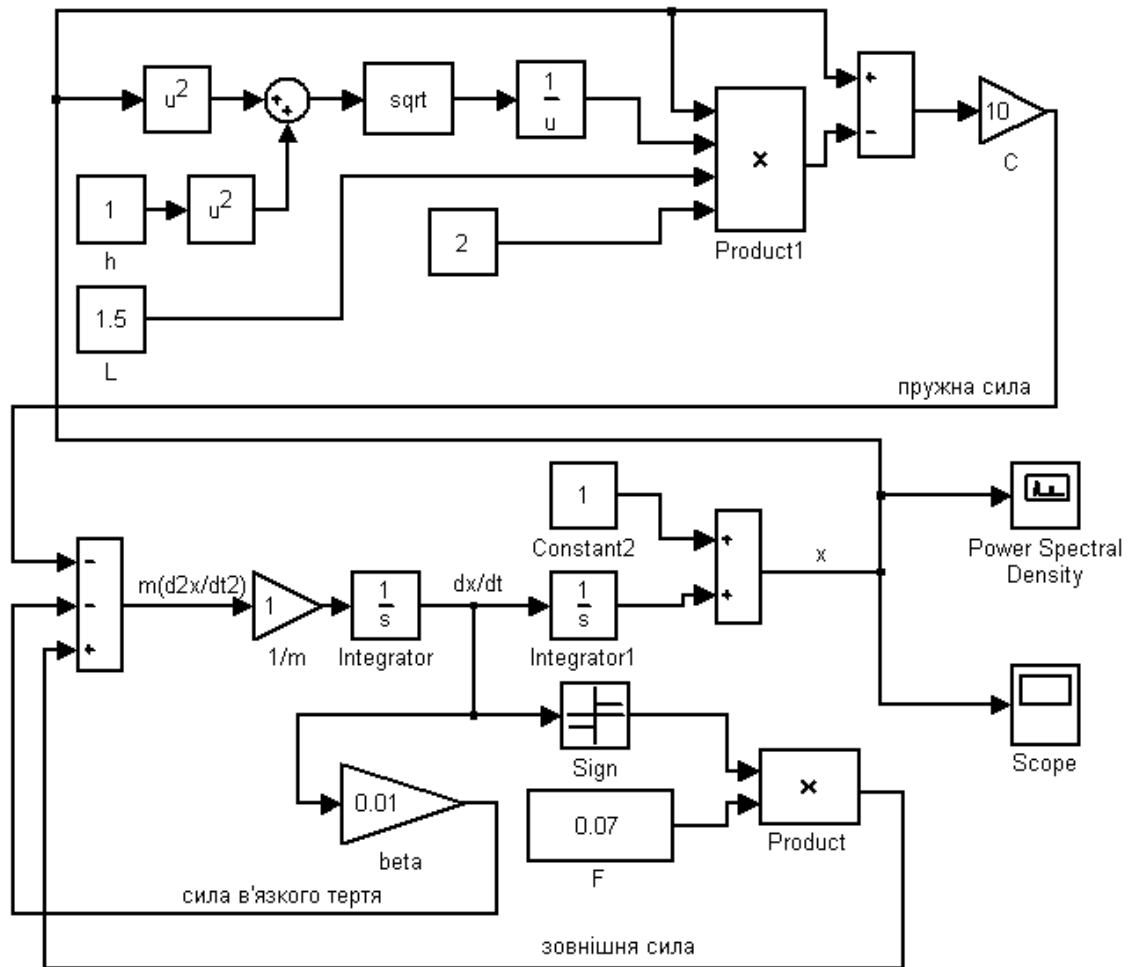


Рис. 4 – Реалізація диференціального рівняння коливань стисненого стержня в середовищі Matlab Simulink

Всі позначення на структурній схемі співпадають з позначеннями в рівнянні (4). Постійна Constant2 введена штучно, щоб задати початковий поштовх для збудження коливань зі зростаючою амплітудою. Параметри системи підібрані у співвідношенні, близькому до реального об'єкту, таким чином, щоб забезпечити наочність явища біфуркації. Дослідження

коливань виконувалися за допомогою осцилоскопа Scope, та спектроаналізатора Power spectral Density. На рис. 5 приведена осцилограма координати x за весь інтервал моделювання (300 сек). На цій осцилограмі приблизно на 80-й секунді чітко видно явище біфуркації, коли пікове значення координати x перетнуло точку нестійкої рівноваги 0 (рис. 3).

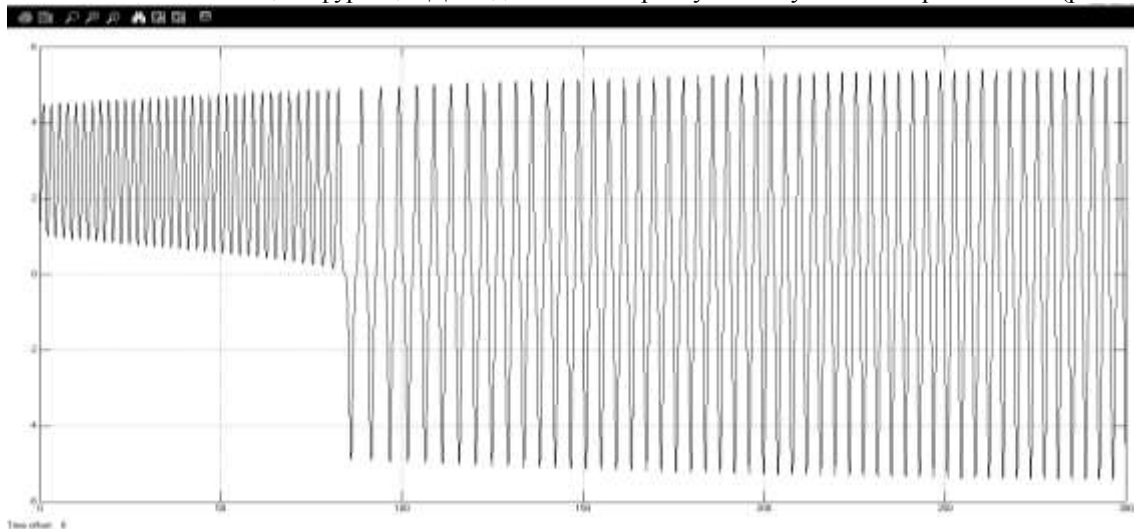


Рис. 5 – Осцилограма координати x

Після заходу амплітуди коливань за точку 0 відбулося різке двохкратне зростання амплітуди і приблизно двохкратне зменшення частоти коливань. Далі приведено розтягнені фрагменти осцилограми і спектри коливань безпосередньо перед моментом біфуркації рис. 6, та одразу після моменту біфуркації рис. 7.

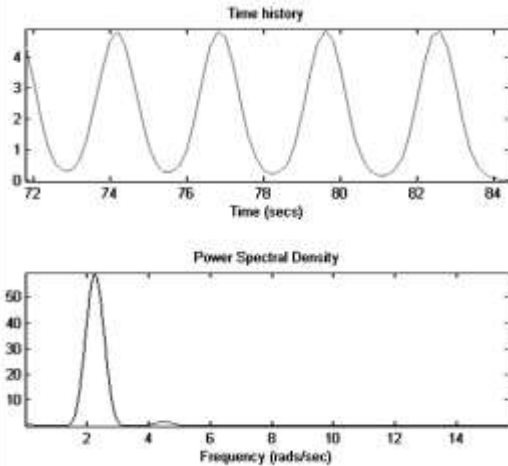


Рис. 6 – Осцилограма та спектр коливань до біфуркації

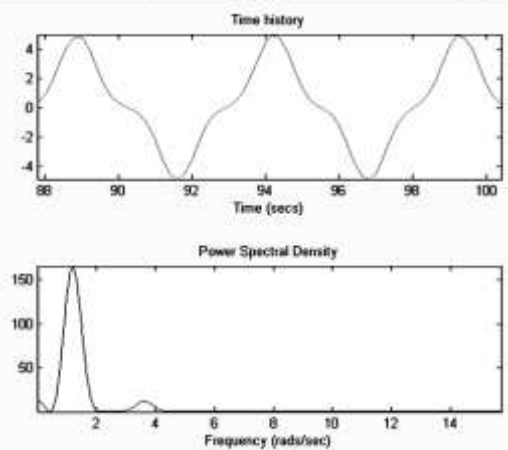


Рис. 7 – Осцилограма та спектр коливань після біфуркації

На цих рисунках чітко видно якісну різницю в характері коливань, а також відмінності спектрального складу, а саме: до моменту біфуркації в спектрі коливань крім основної частоти 2,2 рад/с присутня друга гармоніка (складова з подвоєною частотою – 4,4 рад/с), яка після моменту біфуркації повністю зникає, а замість цього знижується основна частота приблизно до 1,2 рад/с і з'являється третя гармоніка (складова з потроєною частотою 3,6 рад/с).

Висновки по першій частині. В результаті проведених теоретичних досліджень встановлено наступне.

1) Будь-яка коливальна система, яка має більш ніж один стан рівноваги, виявляє явище біфуркації характеру коливань.

2) Це явище біфуркації характеру коливань полягає в різкій зміні амплітуди, частоти і спектрального складу коливань коли амплітуда коливань перевищує певну точку біфуркації.

3) Деталі зварних конструкцій (в тому числі

станин важких верстатів), що втратили статичну стійкість під дією внутрішніх залишкових напружень від зварних швів належать до вищевказаних коливальних систем і виявляють явище біфуркації.

4) Різка зміна амплітуди, частоти і спектрального складу коливань при плавному збільшенні енергії синхронізованих вимушених коливань зварної станини може бути використана у якості критерію для виявлення факту втрати статичної стійкості певними елементами станини.

Друга частина. З урахуванням вищевказаного можна запропонувати наступну схему діагностичної установки (рис. 8) і методику випробувань.

За структурою і принципом дії запропонована схема повністю повторює теоретичну модель, наведену на рис. 4, та працює наступним чином. Регульоване джерело постійного струму забезпечує установку електричною енергією, а також забезпечує регулювання амплітуди силивібратора, який розгойдує досліджувану станину. Постійний струм від регульованого джерела подається на силовий інвертор, який забезпечує перемикання напрямку струму у обмотці вібратора (та відповідно і напрямку сили) синхронно до коливань станини.

Цю синхронізацію забезпечує ланцюг зворотного зв'язку, утворений датчиком віброшвидкості, що встановлюється на досліджуваній елемент станини, підсилювачем датчика та перемикачем напрямку сили, який керує силовим інвертором. Перемикач напрямку сили виконує функцію визначення напрямку (знаку) миттєвої швидкості досліджуваного елемента, та відповідного перемикання силового інвертора. Узгодження напрямків сили та швидкості забезпечує автоколивання системи з плавно зростаючою амплітудою. Додатково перемикач повинен виконувати функцію захисту і вимикати вібратор при перевищенні амплітудою певного значення, заздалегідь встановленого оператором для певного досліджуваного об'єкта. Параметри коливань спостерігаються оператором за допомогою осцилоскопа і спектроаналізатора.

Випробування треба проводити за наступним алгоритмом. Досліджувана станина встановлюється на дві опори по краях і закріплюється таким чином, щоб забезпечити максимум з можливих видів коливань. Закріплення має забезпечувати таку силу тертя станини по опорі, що становить 70..90% від максимального робочого навантаження на станину. Така міра забезпечить додатковий захист станини від перевантаження і руйнування, бо при перевищенні певної амплітуди почнеться прослизання станини по опорах, а це в свою чергу викличе збільшення втрат енергії коливань і зменшення амплітуди до допустимого рівня. Далі на станину встановлюється вібратор з датчиком швидкості, причому останній для зручності може бути вбудований у вібратор. Місце встановлення вібратора має відповідати місцю з найбільшою амплітудою коливань обраного типу (моди). Протягом випробувань місце встановлення вібратора і датчика декілька разів змінюється з метою локалізації елементів зі втраченою стійкістю.

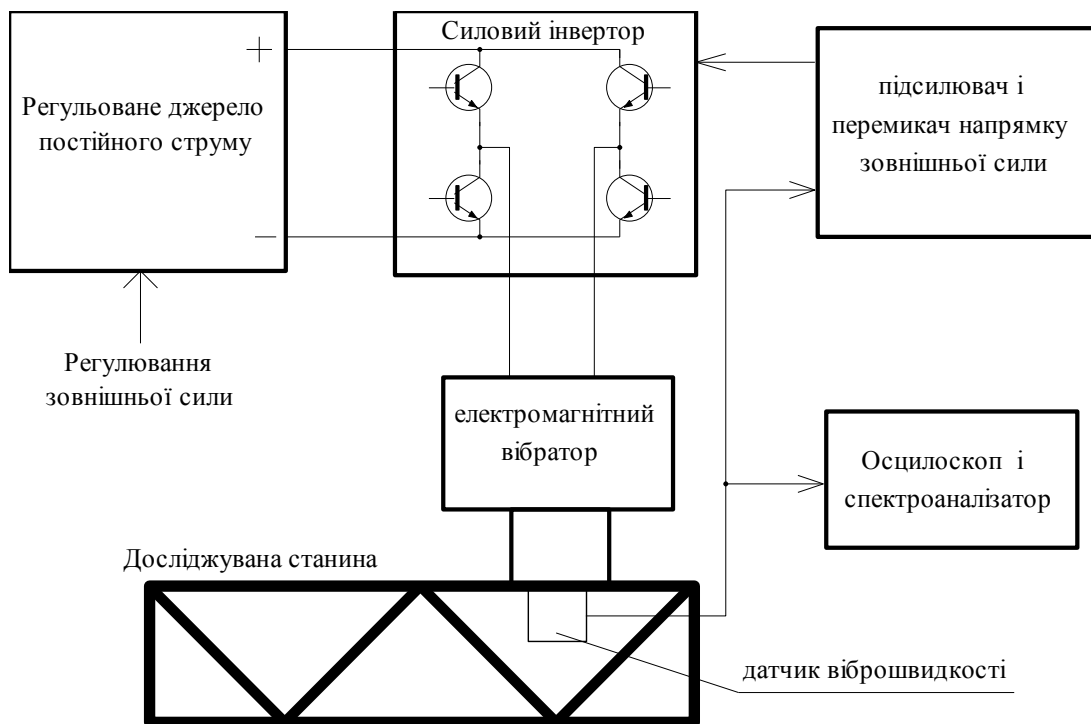


Рис. 8 – Схема діагностичної установки

Після закріплення вібратора оператор встановлює мінімальне значення сили вібратора та допустиме значення амплітуди коливань для обраного досліджуваного елемента станини. Допустиме значення амплітуди розраховується заздалегідь, наприклад методом скінчених елементів на підставі не перевищення допустимих механічних напружень в цьому елементі.

Для збудження автоколивань, якщо вони не виникли самостійно внаслідок власних шумів джерела живлення, можна застосувати початковий поштовх штучним перемиканням струму вібратора, або механічно – за допомогою удару гумовим молотком по досліджуваному елементу станини. Після збудження автоколивань оператор повинен плавно збільшувати амплітуду струму вібратора впритул до спрацювання встановленого захисту, і одночасно спостерігати за осцилограмою і спектром коливань, роблячи з них відповідні висновки за вищеописаним критерієм. Переставляючи вібратор з датчиком на різні елементи досліджуваної станини і порівнюючи значення амплітуд в точках біфуркації (якщо вони мають місце) можна встановити, який в якому саме місці або місцях станини відбулася втрата статичної стійкості.

У разі виявлення таких місць станину не можна вважати придатною для застосування у верстаті і вона відбраковується. Для виправлення такого браку можна запропонувати наступний технологічний прийом. За отриманими значеннями амплітуд в точках біфуркації або балки є стисненою та вип'яченою. В цих місцях амплітуда в точках біфуркації буде найбільшою, що очевидно з рис. 1, 2. Потім в цих місцях виконуються наскрізні розрізи перпендикулярно до зварних швів як

зображено на рис. 9, наприклад за допомогою газокисневого різача, які потім заварюються.

При виконанні таких розрізів на стиснених областях частково вивільняються внутрішні залишкові напруження (розпрямляється стиснена область, що втратила статичну стійкість), а під час заварювання відновлюється міцність та жорсткість елемента і створюються додаткові стягуючі зусилля, що розвантажують основні зварні шви. Таким чином можливо повернути цим елементам статичну стійкість, відповідно в станині в цілому зникне явище біфуркації і буде забезпечено стабільність її геометричної форми. Для формування більш чітких рекомендацій щодо розмірів цих розрізів і технології їх заварювання необхідно провести додаткові експериментальні дослідження, оскільки отримання вихідних даних для теоретичного розрахунку в кожному конкретному випадку є не виправдано складною і коштовною задачею.

На завершення слід вказати технічні можливості практичної реалізації запропонованої діагностичної установки. Так електрична та електронна частини установки є подібними до аналогічних функціональних вузлів в існуючих промислових установках і не мають створити ніяких складнощів у відповідних фахівців під час розробки принципіальної електричної схеми. Єдиного зауваження потребує перемикач напрямку сили і система захисту. Перемикач являє собою простий компаратор напруги, що порівнює сигнал від датчика швидкості з нулем і таким чином визначає знак швидкості. Такі прилади виробляються масово у вигляді інтегральних схем. Аналогічно на базі компаратора і тригера може бути побудована система захисту і обмеження амплітуди коливань.

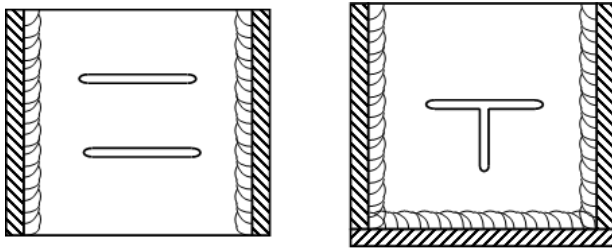


Рис. 9 – Схеми виконання розрізів для компенсації залишкових напружень

Осцилоскоп та спектроаналізатор є серійними вимірювальними приладами. Враховуючи порівняно низькі частоти досліджуваних коливань, для даної установки придатні будь-які, навіть найпростіші моделі таких приладів, причому це можуть бути як самостійні спеціалізовані прилади, так і персональний комп'ютер, оснащений аналогово-цифровим перетворювачем і відповідним програмним забезпеченням. Подібна ситуація стосовно електромагнітного вібратора. На даний момент розроблено і виробляється серійно ряд електромагнітних (електродинамічних) вібраторів, що застосовуються для динамічних випробувань різноманітних промислових виробів та будівельних споруд. Вібратор для запропонованої установки може бути підібраний за потрібним зусиллям з існуючих, або розроблений на їх основі. Зусилля вібратора має бути достатнім для компенсації втрат енергії коливань на в'язкий спротив повітря та внутрішнє тертя, тобто воно може бути приблизно в 100...200 разів менше ніж максимальне робоче навантаження на досліджувану станину у складі верстата. Датчик віброшвидкості магнітоелектричної системи також є серійним виробом.

Висновки по другій частині. В другій частині розроблено схему діагностичної установки для випробувань зварних станин у виробничих умовах на наявність явища біфуркації геометричної форми. Також розроблено методику досліджень і первинні рекомендації щодо виправлення елементів зварних станин, що втратили статичну стійкість.

Подальшими етапами цих досліджень є створення експериментального зразка діагностичної установки і натурального зразка зварної станини з явищем біфуркації пружних деформацій від внутрішніх залишкових напружень, та перевірка практичної працездатності і розроблених теоретичних положень. Також необхідно провести експериментальні дослідження щодо технології повернення статичної стійкості тим елементам станини які її втратили під дією внутрішніх напружень від зварних швів.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Мельник Максим Сергійович (Мельник Максим Сергеевич, Melnik Maksim Sergeevich) – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри «Комп'ютеризовані мехатронні системи, інструмент і технології», Донбаська державна машинобудівна академія, м. Краматорськ, тел.: (0626)41-47-82, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3126-0978>, e-mail: maksimmelnik941@gmail.com

Антоненко Яна Сергіївна (Антоненко Яна Сергеевна, Antonenko Yana Sergeevna) – асистент кафедри «Комп'ютеризовані мехатронні системи, інструмент і технології», Донбаська державна машинобудівна академія, м. Краматорськ; тел.: (0626)41-47-82, e-mail: yana.s.antonenko@gmail.com

Список литературы

1. Дрыга А. И. Виброкомплексы для стабилизирующей обработки литых и сварных деталей // Станки и инструменты. — 1990. — № 6. — С. 28–29.
2. Дрыга А. И. Вибростабилизирующая обработка сварных и литых деталей в машиностроении: Теория, исследования, технология / Донбасская гос. машиностроительная академия. - Краматорск : ДГМА, 2004. - 167с. : рис., табл. - Библиогр. : с. 155-167.
3. Гедрович А. И. Оценка неравномерности снижения остаточных напряжений при виброобработке сварных соединений / А.И. Гедрович, А.Б. Жидков // Вісник КДПУ ім. М. Остроградського. – 2009. – № 2(55), Ч.1 – С. 40 – 43.
4. Dudarev V., Nedin R., Vatulyan A. On modeling and method of nondestructive reconstruction of residual stress-strain state in a rod. 10th International conference on mechanics, resource and diagnostics of materials and structures (MRDMS) : Ekaterinburg, RUSSIA. : MAY 16-20, 2016. UNSP 040013
5. Ivana Kovacic, Michael J Brennan. The Duffing equation : Nonlinear oscillators and their Behaviour. John Wiley & Sons, 2011. 386 p. ISBN 9780470715499
6. Lakshmanan M., Murali K. Chaos in nonlinear oscillators: Controlling and synchronization. — World scientific. Series on nonlinear science. — Vol. 13. — P. 35-90. — 1996. — ISBN 9789810221430.

References (transliterated)

1. Dryga A. I. Vibrokompleksy dlya stabiliziruyushchey obrabotki litykh i svarnykh detaley. [Vibrocomplexes for stabilizing treatment of cast and welded parts]. *Stanki i instrumenty*. 1990, no. 6, pp. 28–29.
2. Dryga A. I. *Vibrustabiliziruyushchaya obrabotka svarnykh i litykh detaley v mashinostroyenii: Teoriya. issledovaniya. Tekhnologiya* [Vibration-stabilizing treatment of welded and cast parts in mechanical engineering: Theory, research, technology]. Kramatorsk, Donbasskaya gos. mashinostroyelnaya akademiya Publ., 2004. 167 p.
3. Gedrovich A. I., Zhidkov A. B. Otsenka neravnomernosti snizheniya ostatochnykh napryazheniy pri vibroobrabotke svarnykh soyedineniy [Estimation of unevenness of reduction of residual stresses during vibroprocessing of welded joints]. *Visnik KDPU im. M. Ostrogradskogo*. 2009, no. 2(55), Vol. 1, pp. 40–43.
4. Dudarev V., Nedin R., Vatulyan A. On modeling and method of nondestructive reconstruction of residual stress-strain state in a rod. X Int. Sci. Conf. on mechanics, resource and diagnostics of materials and structures (MRDMS). Ekaterinburg, RUSSIA. : MAY 16-20, 2016. UNSP 040013
5. Kovacic I., Brennan M. J. The Duffing equation: Nonlinear oscillators and their Behaviour. John Wiley & Sons Publ., 2011. 386 p.
6. Lakshmanan M., Murali K. Chaos in nonlinear oscillators: Controlling and synchronization. World scientific. Series on nonlinear science. 1996, Vol. 13., pp. 35-90.

Поступила (received) 11.10.2018