МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕСУРСА ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Агаркова В.Е., Сальников В.В. *(Кафедра ПП, ТулГУ, г. Тула, Россия)*

Формализация процесса эксплуатации в рамках алгоритмизации жизненного цикла (ЖЦ) изделий требует создания математических моделей, наиболее приближенных к реализации на ПЭВМ. Известно, что в процессе эксплуатации для большинства машин и механизмов наиболее распространенным видом отказа является износовый. Особенно это характерно для опор скольжения.

Ресурс L последних вообще и подшипника скольжения в частности при неизменных (детерминистических) значениях определяющих его параметров определяется известным уравнением

$$L = \frac{\varepsilon_* - \varepsilon_{,}}{(J_{h_1} S_1 + J_{h_2} S_2)n},$$

где ε_* - предельно допустимый износ или предельно допустимое смещение центра вала в направлении действия нагрузки (либо предельно допустимое увеличение зазора);

$\varepsilon_{,}$ - начальный радиальный зазор в сочленении $\varepsilon_{,} = 2(r_2 - r_1)$,

r_1 - радиус вала;

r_2 - радиус втулки;

J_{h_1}, J_{h_2} - интенсивность изнашивания материалов вала и втулки в условиях работы подшипника;

S_1, S_2 - путь трения скольжения вала и втулки за один оборот подвижного элемента (один цикл работы узла при неполноповоротном рабочем ходе);

n - частота вращения (количество рабочих ходов в единицу времени).

Интенсивность изнашивания в наиболее общем виде определяется зависимостью

$$J_h = k_4 \frac{p^m \cdot f^n}{H^l},$$

где f - коэффициент трения,

p – давление в контакте,

H – приведенная твердость материалов сопряжения.

Если исходить из того, что все вышеперечисленные параметры носят случайный характер, решение задачи значительно усложняется вследствие нелинейности функционала. Попытки линеаризации задачи путем разложение в ряд Тейлора приводят, во-первых, к значительным погрешностям, а, во-вторых, к неоднозначности решения, так как в традиционных методах разложение проводится в точке математического ожидания, а решение лежит в области «хвостов» распределений. Все перечисленное привело к необходимости использования для решения задачи метода статистического моделирования.

Базой построения алгоритма моделирования выбраны случайные числа x_i, распределенные по заданному закону. Эти числа представляют собой реализации случайной величины X_i. При достаточно большом объеме выборки этих чисел распределение частот их сводится к заданному распределению вероятностей F_{x_i}. К случайным величинам x_i предъявляется одно требование - последовательность x_i должна быть стохастически независимой. Для решения генерируется набор случайных чисел $x_1, x_2, ..., x_m$ (m - число переменных задачи, в рассматриваемом случае $m=6$), которые подставляются в исходную зависимость для получения одного значения случайного числа искомой случайной величины Z. Процесс продолжается до получения достаточной выборки Z, которая обрабатывается по правилам математической статистики.

Применительно к рассматриваемой задаче формирования алгоритма решены следующие проблемы. 1) Датчик чисел. В число стандартных программ для ПЭВМ входят генераторы (датчики) псевдослучайных чисел, но их использование связано с возможностью появления ошибок из-за так называемого “вырождения алгоритма”. Поэтому был введён дополнительный блок трансформирования вырабатываемых генератором равномерно распределённых псевдослучайных чисел в аналогичное распределение на интервале $[0,1]$. 2) Контроль закона распределения полученных псевдослучайных чисел. Основным контролируемым параметром для квазиравномерного закона распределения является вероятность p_i того, что выбранное наудачу случайное число x равно x_i. 3) Преобразование равномерно распределённых случайных чисел r_i в искомые X_i. Ввиду многообразия законов распределения опорных параметров предусматривается три варианта преобразования равномерного распределения в распределение, принадлежащее конкретному параметру. Прежде всего, используется метод обратной функции. Сущность его применительно к рассматриваемой задаче сводится к тому, что из непрерывной случайной величины R, распределённой с постоянной плотностью на интервале $[0,1]$ путём функционального преобразования $X = \varphi(R)$ получилась случайная величина с заданной функцией распределения $G(X)$. Для этого случайная величина R подвергается функциональному преобразованию $X = G^{-1}(R)$, где $G^{-1}(r)$ - функция, обратная требуемой функции распределения $G(x)$.

Однако для нескольких широко распространенных законов распределения (в частности, нормального закона) обратная функция не может быть получена в замкнутой форме. В этом случае предусматривался вариант, основанный на центральной предельной теореме теории вероятностей, который в рассматриваемой ситуации дает возможность получить конечный результат проще и быстрее. Практически использовалась сумма 12 равномерно распределенных на интервале [0,1] случайных чисел. В отдельных случаях для снижения числа испытаний использованы случайные преобразования. Как показано в ряде работ для улучшения асимптотической нормальности случайных чисел эффективно воспользоваться следующим преобразованием

$$X = \sum_{i=1}^{12} r_i - 6$$

если η - нормированная сумма, то

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{N}} \sum_{i=1}^{N} V_i$$

случайных величин V_i, имеющих равномерное распределение в интервале $(-h,+h)$, приводит к значению величины

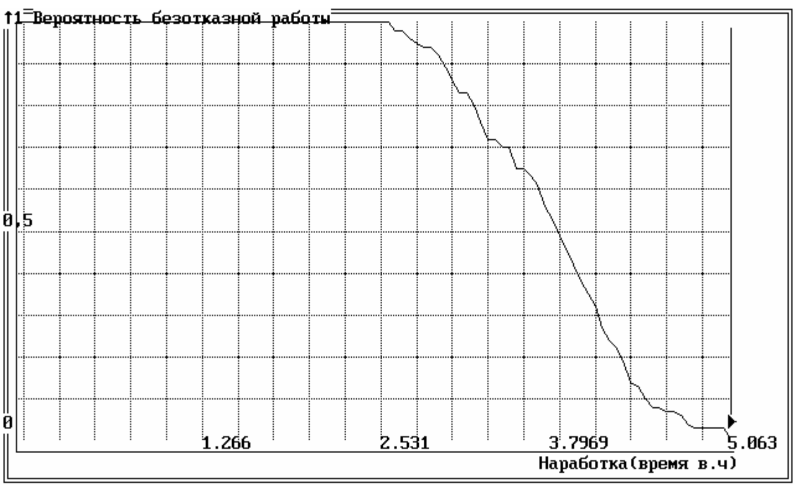
$$X = \eta - \frac{1}{20N}(3\eta - \eta^2),$$

имеющей распределение, достаточно близкое к нормальному при N существенно меньших, чем это требуется для приведенного выше выражения. 4) Формирование результата. В каждом цикле принимается по одному значению переменных в соответствии с законом распределения. Проводя описанную выше последовательность вычислений, получим значение Z. Далее цикл повторяется неоднократно, что позволяет получить выборку нужных размеров. Обычными методами статистики проводится обработка выборки. В результате обработки в зависимости от поставленной задачи можно получить параметры функции долговечности, построить эту функцию, а также подобрать в случае необходимости стандартный закон распределения.

Представленная модель реализована в виде вычислительного комплекта. Он состоит из ряда связанных между собой программ, каждая из которых автоматически подключается в зависимости от поставленной цели.

В качестве примера рассмотрен подшипник скольжения со следующими параметрами. Нагрузка F распределена по нормальному закону с параметрами: матожидание $\overline{F} = 4кН$, среднеквадратическое отклонение $1кН$. Предельное значение зазора $\varepsilon_* = 0{,}05\,мм.$ Диаметр вала 100 мм. Закон распределения диаметров вала и втулки принят нормальным. Параметры распределения определяются по граничным значениям допусков вала $t_e = -70\,мкм,$, $e_i = +20\,мкм,$, и втулки $t_E = +70\,мкм.$. Вал и втулка стальные, твердость материала вала $HB = 250$, материала втулки $HB = 350$. Скорость $2{,}1c^{-1}$.

На рисунке представлена распечатка результатов моделирования.



Результаты моделирования работы подшипника

По результатам моделирования 95 %-й ресурс подшипника для рассматриваемых условий эксплуатации составил 3790 час.

ДИНАМІКА ЕЛЕКТРОПРИВОДА СПЕЦІАЛЬНИХ СОРТОВИХ НОЖИЦЬ (В УМОВАХ ОАО ММК „ІЛЛІЧА")

Кожем'якін О.В., Борисенко В.П. *(каф. ЕАПУ, ДонНТУ, Донецьк, Україна)*
Мельник А.А. *(каф. ЕМіТОЕ, ДонНТУ, Донецьк, Україна)*

Механізм сортових ножиць є одним з основних в лінії підготовки метизних заготовок. Загальний вид блоку ножиць та допоміжних механізмів представлений на рис.1. Ножиці призначені для порізу заготовок на мірні довжини. Кількість робочих ходів за хвилину може складати 16 або 20. У першому разі час циклу складає 3,75 с у другому - $t_ц = 3$ с. За цей час відбувається різ і відновлення частоти обертання двигуна на рівні швидкості холостого ходу - ω_{xx}.

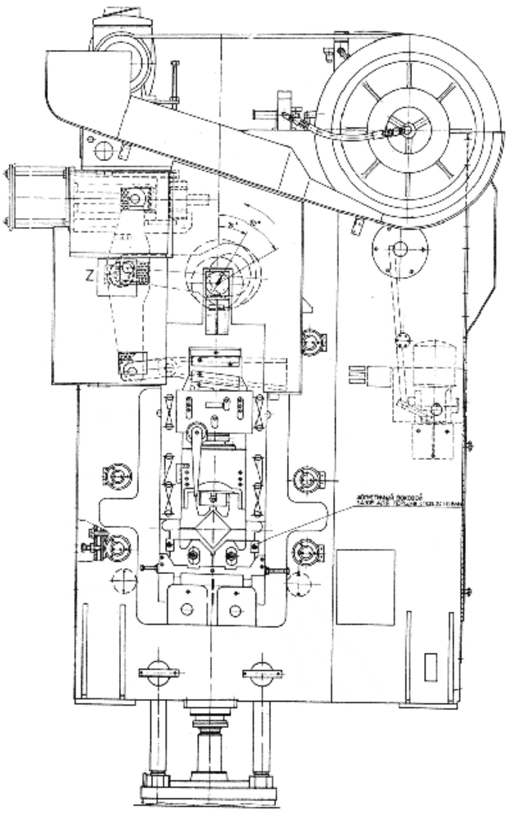


Рис. 1. Загальний вигляд комплексу механізмів ножиць

Заготовка в ножиці подається за допомогою спеціального рольгангу, який приводиться у рух за допомогою двохшвидкісного асинхронного двигуна через черв'ячний редуктор. Час різу заготовки знаходиться у межах $t_p = 0{,}08$. Накид навантаження у процесі різу відбувається практично, миттєво, тому на навантажувальній діаграмі це представляється прямокутником. Момент двигуна змінитися стрибком не може, він змінюється (зростає) згідно експоненціального закону. Характер навантаження приводу може бути ілюстрований рис.2.

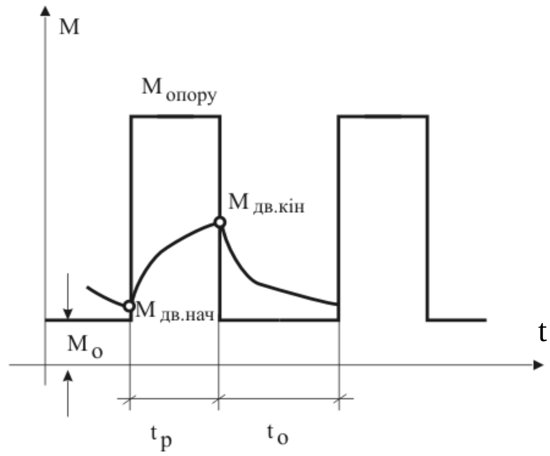


Рис. 2. Фрагмент навантажувальної діаграми електроприводу при накиді навантаження

Приймемо до уваги, що момент двигуна у кінці різу не повинен перевищувати $2M_H$ і різ повинен здійснюватися не тільки за рахунок двигуна, але і за рахунок кінетичної енергії зарезервованої обертаючимися масами [1]. Якщо різ буде відбуватися при роботі двигуна на природній механічній характеристиці, то зміна частоти обертання за період різу буде незначною і усе навантаження, в основному, прийме на себе двигун. Щоб цього не відбувалось та двигун був вибраний меншої потужності, необхідно передбачити зниження частоти обертання при різі, наприклад на 20%. В цьому разі ковзання при номінальному навантаженні повинно бути в районі 10% і обертаючі маси віддадуть до 35% зарезервованої енергії. З урахуванням цього і вибирається величина сумарного моменту інерції системи. Його знаходять на базі формули (1) для конкретного двигуна з урахуванням перевантажувальної здатності (2).

$$T = \frac{t_p}{\ln \dfrac{M_{cp} - M_Д}{M_{cp} - M_H \cdot \lambda_M}} \qquad (1)$$

$$J_{сист} = \frac{T \cdot M_H}{\omega_0 \cdot S_H} \qquad (2)$$

Найбільш інтересними режимами роботи для ножиць є пуск та накид навантаження (різ). Дослідження динаміки електромеханічної системи ножиць було проведено методами математичного моделювання. Для цього був складений математичний опис процесів, які мають місце в асинхронному двигуні, з урахуванням електромагнітних явищ. Рішення цієї задачі було виконано з використанням пакета прикладних програм Matlab Simulink, моделювання характеру навантаження було виконано згідно [2].

За допомогою цієї моделі були отримані динамічні характеристики двигуна при пуску на природній та штучній механічній характеристиках ($R_{2д} = 0$, $R_{2д} = 0{,}068$ Ом) На цьому рисунку (рис.3) добре видно вплив електромагнітних явищ у двигуні на величину та характер зміни моменту. Для дослідження були прийняті наступні значення моменту опору при різі $M^*_C = 3{,}5{,}7$. Дослідження були проведені паралельно для ідеального і реального характерів моменту опору при різі. Результати цього дослідження приведені на рис. 4.

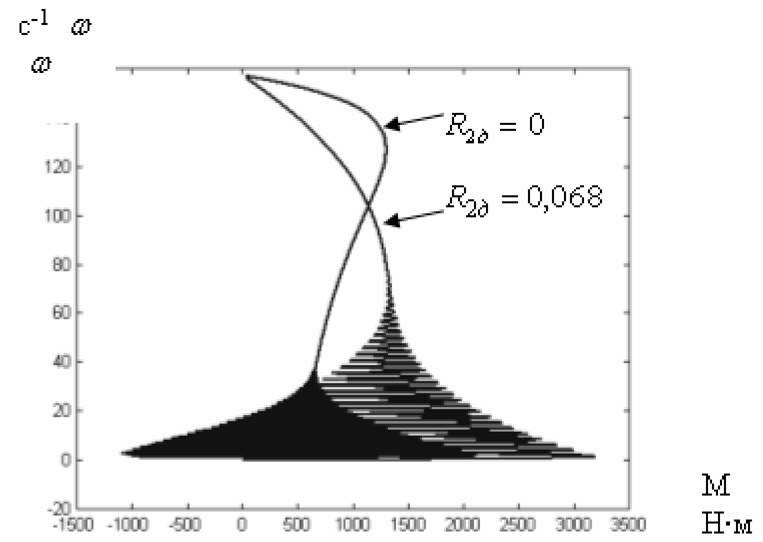


Рис. 3. Штучна і природна динамічні механічні характеристики двигуна

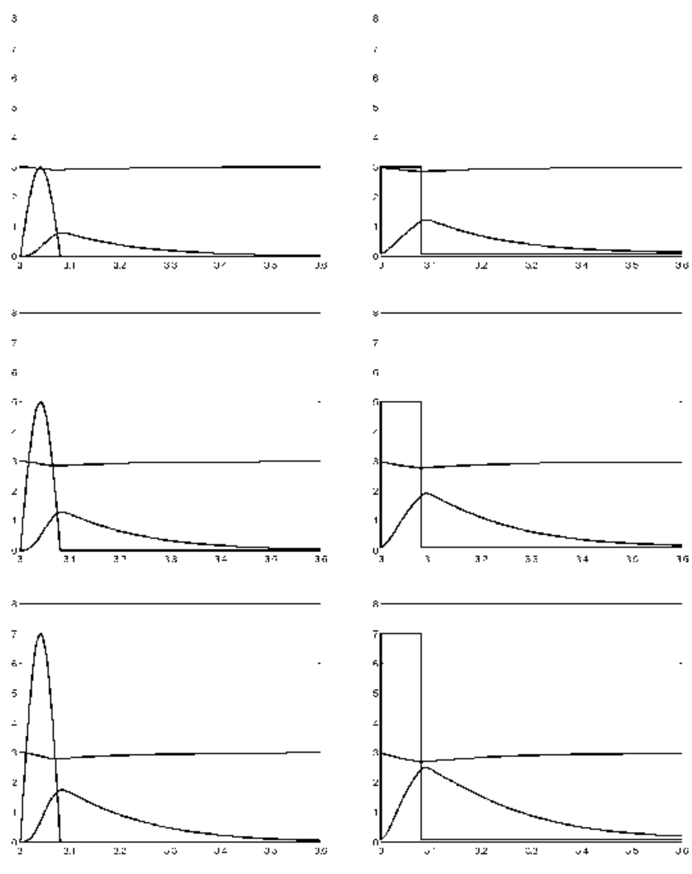


Рис. 4. Діаграми різу заготовок з різними механічними властивостями: а) реальній характер навантаження; б) ідеальний характер навантаження.

Аналізуючи ці результати можна констатувати, що система має достатній запас стійкості до пікових навантажень та швидко відновлює частоту обертання двигуна після різу. Вплив електромагнітних явищ у двигуні може добре прослiджуватися на динамічних характеристиках. Це особливо помітно при переході від навантаження $M^*_C = 3$ до $M^*_C = 7$.

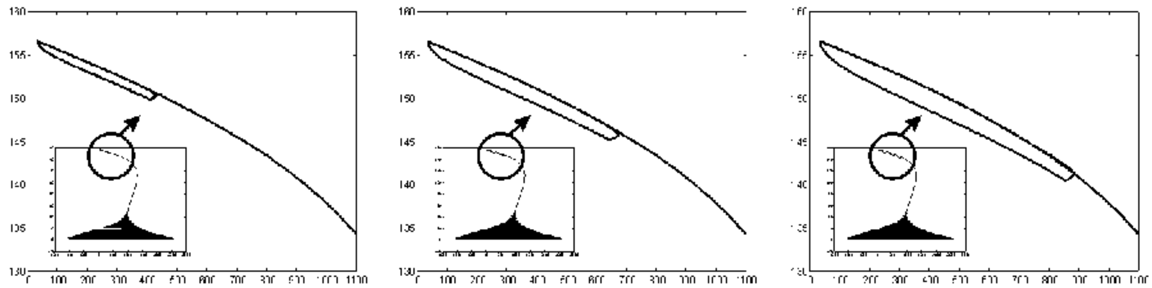


Рис. 5. Динамічні характеристики при накидах навантаження $M^*_C = 3{,}5{,}7$.

У якості висновків може бути висловлене припущення, що врахування чи неврахування електромагнітних перехідних процесів у двигуні при малих, відносно, накидах навантаження не перевищуючих $(3-4)M_H$ є можливість використати відомі методики розрахунку навантажувальних діаграм приводу двигуні на базі статичних механічних характеристик двигуна. При більших величинах накиду моменту опору треба враховувати електромагнітні перехідні процеси.

Для конкретного механізму було б цікаво отримати залежності електромагнітного моменту двигуна у кінці різа в функції сумарної величини моменту інерції системи. Для цього треба задатися декількома значеннями можливого моменту інерції системи та розрахувати момент двигуна в функції моменту опору, яким навантажено систему. З другого боку треба провести оцінку використання кінетичної енергії, зарезервованої обертаючимися масами у тому ж діапазоні зміни сумарної величини моменту інерції системи.

Результати цієї оцінки було б добре представити у системі координат XYZ – просторовій системі. У даному випадку доцільно розглянути такі величини як частота обертання двигуна у кінці різу, кінетична енергія, яка була віддана під час різу та сумарний момент інерції системи у можливому діапазоні його зміни. Для побудови результуючої залежності

$$\Delta W(J, \omega_{кін}) = \frac{J \cdot \left(\omega_o^{\ 2} - \omega_{кін}^{\ 2}\right)}{2}$$

задамося діапазоном зміни моменту інерції – (1-20) кг·м^2, діапазон зміні частоти обертання двигуна під час різу приймаємо від 0 до ω_o, маючи на увазі максимальне використання зарезервованої кінетичної енергії, що має місце при зупинці двигуна по закінченні різа. Позначивши вісі як $\omega_{кін}$, J, ΔW і виконавши розрахунки для прийнятого масиву даних, отримаємо наступний вигляд залежностей, рис.6.

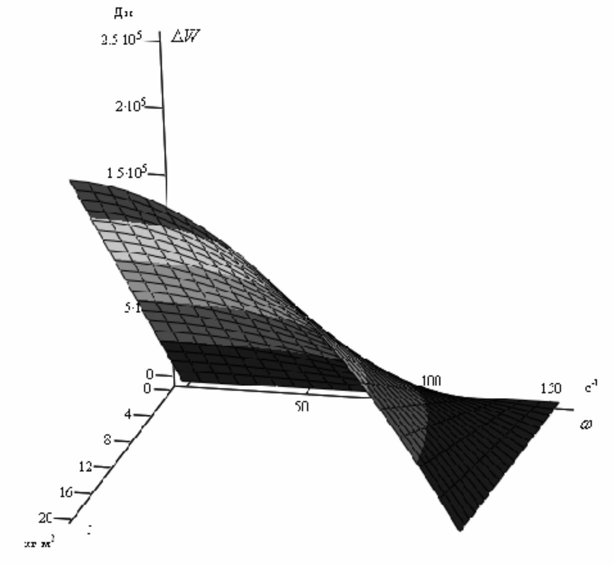


Рис. 6. Універсальні залежності $\Delta W(J,\omega_{кін})$ для вибору сумарного моменту інерції системи в функції зниження частоти обертання при різі

Отримані залежності можуть бути використані для знаходження величини кінетичної енергії яка буде віддана системою при роботі на штучних механічних характеристиках приводного двигуна. Для цього треба отримати величину зниження кутової швидкості двигуна при накиді навантаження для заданого опору ротора при конкретному значенні моменту інерції електромеханічної системи. Величина ΔW буде знаходитись на поверхні універсальних залежностей.

Такий метод оцінки поведінки електромеханічної системи при стрибкоподібному накиді навантаження є простим і дозволяє виконати оптимальний вибір махових мас системи при широкому діапазоні зміни величин, що досліджують.

Список литературы: **1.** Чиликин М.Г., Ключев В.И., Сандлер А.С. Теория автоматизированного электропривода. - М.: Энергия, 1979. - 619 с. **2.** Борисенко В.Ф, Мельник А.А. Особенности моделирования момента сопротивления, зависящего от угла поворота исполнительного органа. г. Донецк. Инженер: Студенческий научно-технический журнал, ДонНТУ, 2003. №4.–161 с.130-133.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ФАКТИЧЕСКОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ РОТОРНЫХ БУНКЕРНЫХ ЗАГРУЗОЧНЫХ УСТРОЙСТВ С ВРАЩАЮЩИМИСЯ ВОРОНКАМИ

Бочарова И.В. *(каф. ПП, ТулГУ, г. Тула, Россия)*

Фактическая производительность роторного бункерного загрузочного устройства (БЗУ) с захватывающими органами в виде вращающихся воронок [1]

$$\Pi_{ф} = u c_{\max} \omega_0 \eta\,, \tag{1}$$

где u – число захватывающих органов (рабочих позиций) роторного БЗУ; $c_{\max}$ - максимальное число предметов обработки, которое может быть захвачено воронкой за один кинематический цикл; ω_0 – частота вращения воронки, мин$^{-1}$; η - коэффициент выдачи БЗУ.

Для роторного БЗУ с вращающейся воронкой разработана математическая модель, описывающая коэффициент выдачи как произведение двух коэффициентов, имеющих вероятностный смысл:

$$\eta = k_h k_\upsilon, \qquad (2)$$

где k_h — стохастический коэффициент преобразования шага идеального потока предметов обработки; k_υ — стохастический коэффициент преобразования скорости идеального потока предметов.

Стохастический коэффициент преобразования шага определяют как произведение трех условных вероятностей:

$$k_h = p_1 p_2 p_3, \qquad (3)$$

где p_1 — вероятность перевода предмета из устойчивого положения поперек выходного отверстия воронки в положение вдоль образующей приемного конуса воронки, благоприятное для захвата; p_2 — вероятность западания в выходное отверстие воронки предмета, находящегося в благоприятном положении; p_3 — вероятность того, что захвату предмета не помешает их взаимная сцепляемость.

Рассмотрим некоторые подходы к построению более корректной математической модели производительности роторного БЗУ на примере устройства для захвата равноразмерных предметов обработки с отношением габаритных размеров $1{,}2 \le l/d \le 1{,}5$.

В качестве зависимости, описывающей вероятность p_1, рассмотрим функцию вида $y = 1 - a^x$, имеющую горизонтальную асимптоту $y = 1$ при $x \to \infty$, а при $x = 0, y = 0$, что обеспечивает корректность физического смысла вероятности. Мерой x вероятности может служить выражение, предложенное М.В. Медвидем [2]: $x = 1 + z_1^2 - z_2^2$, где $z_1 = l/d$; $z_2 = D/d$ — безразмерные геометрические параметры. Основываясь на многочисленных экспериментальных исследованиях, положим, что при $z_1 = z_2\ (x = 1)$, $0{,}7 \le p_1 \le 0{,}8$, т.е. $a = 0{,}2 - 0{,}3$. Тогда вероятность

$$p_1 = 1 - 0{,}2^{\left(1 + z_1^2 + z_2^2\right)} \qquad (4)$$

В качестве функции, описывающей вероятность p_2, целесообразно использовать так называемые кривые «гибели-размножения», имеющие две параллельные асимптоты, например, функцию Гомперца $y = e^{-be^{-kx}}$, где b, k – некоторые постоянные коэффициенты. Использование данной функции позволяет обеспечить корректность физического смысла вероятности, поскольку при любых возможных изменениях аргумента x значения функции Гомперца не будут выходить за пределы значений [0; 1].

В качестве меры x вероятности p_2 западания в выходное отверстие воронки предмета обработки, находящегося в благоприятном положении, используем критерий $K_{M_{ср}}$ среднего вращательного момента сил, действующих на предмет обработки [3]

$$K_{M_{\text{ср.}}} = \frac{1}{\frac{mg\left(D+D_B\right)}{2}} \times \frac{\sum_{i=1}^{N}\left(M_\Sigma\right)_i}{N}, \tag{5}$$

где N – число расчетных положений предмета обработки на всем протяжении её возможного перемещения по образующей приемной части воронки из начального положения в конечное; $\left(M_\Sigma\right)_i$ - сумма вращательных моментов сил, действующих на предмет в каждом из расчетных i-х положений.

Тогда вероятность p_2 может быть представлена в виде

$$p_2 = e^{-4{,}6e^{-6{,}1K_{M_{\text{ср}}}}}. \tag{6}$$

Вероятность сцепления равноразмерного предмета определяется по известной зависимости:

$$p_3 = 1 - \frac{\rho}{\pi}\cdot\frac{0{,}9+1{,}4z_1}{1+2z_1}, \tag{7}$$

где $\rho = \operatorname{arctg}\mu$.

Стохастический коэффициент преобразования скорости идеального потока предметов обработки на выходе БЗУ определяют как произведение трех условных вероятностей:

$$k_\upsilon = p_4 p_5 p_6, \tag{8}$$

где p_4 — условная вероятность того, что процесс захвата предмета произойдет в течение одного кинематического цикла работы захватывающего органа; p_5, p_6 — условные вероятности преобразования скорости потока предметов обработки на выходе БЗУ с учетом негативного действия центробежных сил инерции, возникающих от вращения соответственно воронки или роторной САЗ.

Вероятность p_4 определим известной функцией

$$p_4 = \frac{1}{1+\frac{0{,}637a_1\sqrt{z_1 z_4}}{\sqrt{\left(\sin\gamma-\mu\cos\gamma\right)+z_5\left(\cos\gamma+\mu\sin\gamma\right)a_2}}}, \tag{9}$$

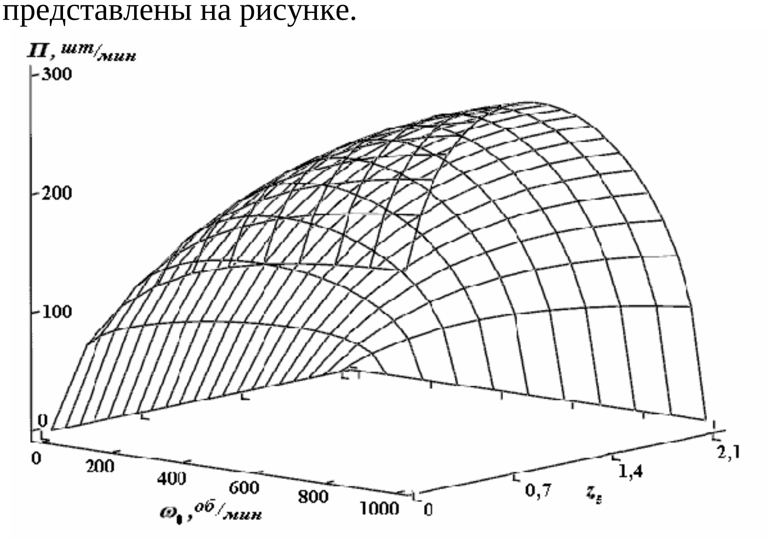
где a_1, a_2 — некоторые поправочные коэффициенты, учитывающие приближенный характер данного выражения; $\gamma = \frac{\beta_в+\beta}{2}$; $\beta_в$ — угол наклона образующей зоны захвата; $z_4 = \frac{\omega_0{}^2 d}{2g}$; $z_5 = \frac{\Omega^2 R_0}{g}$ - безразмерные динамические параметры; Ω – частота вращения роторной САЗ; R_0 - начальный радиус расположения захватывающих органов БЗУ.

Исходя из общего определения стохастического коэффициента преобразования скорости и составляющих его условных вероятностей, запишем выражения для условных вероятностей

$$p_5 = \sqrt{1-z_4\left(z_2-1\right)\mu a_3}; \qquad p_6 = \sqrt{1-z_5\mu a_4}, \tag{10}$$

где $a_3; a_4$ — некоторые поправочные коэффициенты.

Таким образом, математическая модель производительности роторного БЗУ с вращающимися воронками представлена совокупностью равенств (1)-(10). Результаты моделирования представлены на рисунке.



Результаты моделирования фактической производительности однопозиционного роторного БЗУ с вращающейся воронкой

Результаты моделирования отражают зависимость теоретических значений фактической производительности (1) однопозиционного роторного БЗУ (u = 1) от частоты вращения захватывающего органа ω_0 и динамического параметра z_5 для равноразмерного предмета обработки типа стакана с параметрами: $l = 9{,}4$ мм; $d = 8{,}1$ мм; $l / d = 1{,}16$; μ = 0,2. Для предмета обработки с указанными параметрами расчетные параметры воронки (см. рис. 1) равны: $D = 9$ мм; $D_1 = 12$ мм; $D_{\text{в}} = 22$ мм; $\alpha = 70^\circ$; $\beta = 30^\circ$; $e = 1$ мм. Коэффициенты в математической модели производительности: $c_{\max} = 2$; $a_1 = 1{,}9$; $a_2 = 2{,}4$; $a_3 = 0{,}1$; $a_4 = 2{,}4$.

Сопоставление результатов моделирования производительности с имеющимися экспериментальными данными показало, что предложенная математическая модель производительности роторного БЗУ с вращающейся воронкой обладает большей адекватностью и корректностью по сравнения с ранее известными моделями.

Список литературы: 1. Прейс В.В. Математическая модель функционирования роторных бункерных загрузочных устройств поштучно-непрерывного захвата // Кузнечно-штамповочное производство. № 12, 1989. С. 25-27. **2.** Медвидь М.В. Автоматические ориентирующие загрузочные устройства.- М.: Машгиз, 1963.- 299 с. **3.** Прейс В.В. Бункерные загрузочные устройства с вращающимися воронками криволинейного профиля / В.В. Прейс, М.К. Галонска / Под ред. В.В. Прейса. - Тула: Изд-во ТулГУ, 2004.- 128 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ СХЕМ ЗАКРЕПЛЕНИЯ И РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ КОРПУСНОЙ ДЕТАЛИ НА ОСНОВЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДЕФОРМАЦИОННОЙ КАРТИНЫ ПРИ ОБРАБОТКЕ

Горбанов А.Н., Калафатова Л.П., Олейник С.Ю.
(ДонНТУ, г. Донецк, Украина; ДГМА, г.Краматорск, Украина)

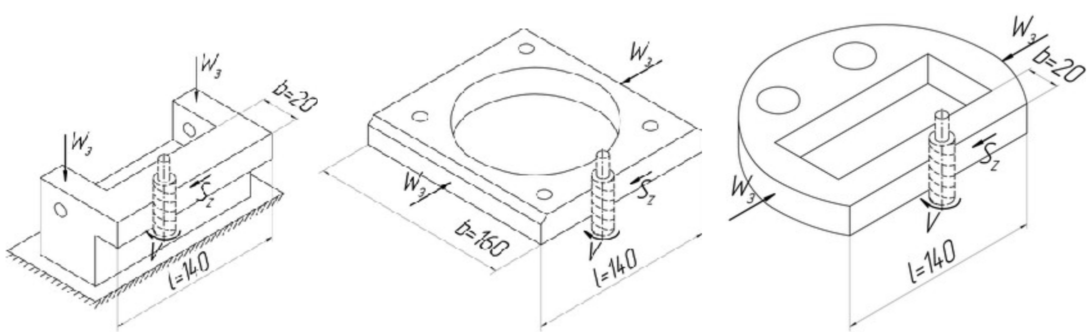
Целью работы является определение влияния геометрии и расположения элементов конструкции корпусных деталей, а так же способа их закрепления в процессе механической обработки на жесткость поверхностей при фрезеровании. Полученные результаты помогут выявить элементы конструкции, которые снижают жесткость, а следовательно и точность получаемых размеров, а также наиболее рациональные схемы закрепления заготовок при обработке.

Эту задачу возможно решить, составив программу в среде ANSYS и определив деформации и напряжения в элементах деталей.

В качестве исходных данных для решения задачи являются чертежи заготовок, схемы закрепления при механической обработке, силы резания, свойства обрабатываемого материала, которым в рассматриваемом случае является сталь с параметрами:

- модуль упругости $2{\cdot}10^{11}$ Па;
- коэффициент Пуасона равный 0,3.

Для проведения исследований были взяты три варианта конструкций корпусных деталей, приведенных на рис. 1.



а) б) в)

Рис. 1. Схемы фрезерования различных вариантов корпусных деталей
а) I схема; б) II схема; в) III схема

На рис. 1(а – в) показаны обрабатываемые поверхности длиной *l=140* мм, а так же размер *b*, который необходимо выдержать при обработке. В качестве инструмента принята концевая фреза из быстрорежущей стали Р6М5 диаметром *D=25* мм, с числом зубьев *Z=6*[1]. Составляющие силы резания при фрезеровании определены из зависимостей [2]:

$$P_z = \frac{10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S_z^y \cdot B^u \cdot Z}{D^q},$$

где P_z – тангенциальная составляющая силы резания, $C_p=62,8$; $x=0,86$; $y=0,72$; $u=1$; $q=0,86$ – коэффициенты, $t=3$ мм – глубина резания, $S_z=0,12$ мм/зуб – подача на зуб, $B=20$ мм – ширина фрезерования.

Радиальная сила по рекомендациям [2] определена как половина от тангенциальной:

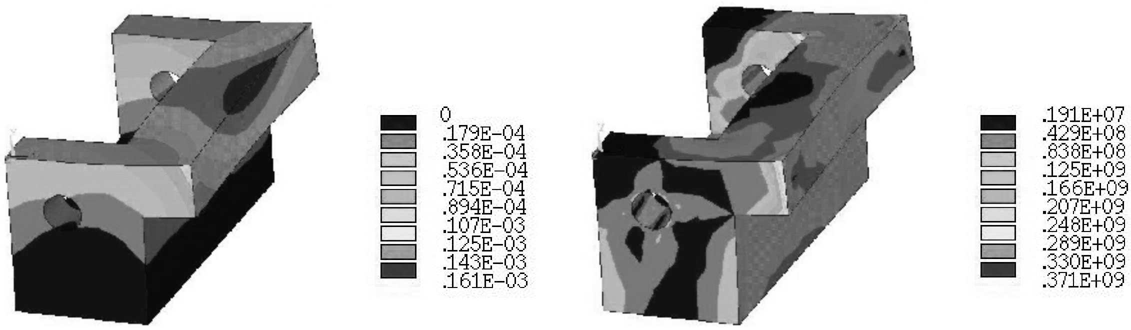
$$P_y = P_z \cdot 0{,}5 .$$

По расчетам получены следующие значения $P_z=2664$ Н, $P_y=1332$ Н.

На основе вышеприведенных данных были созданы модели процессов воздействия сил резания на корпусные детали, оценена величина напряжений и деформаций, возникающих при фрезеровании.

В результате решения конечно-элементных задач по определению напряженного состояния и деформаций корпусных деталей при фрезеровании в среде ANSYS были получены результаты, приведенные на рисунках ниже.

Деталь закреплялась по нижней плоскости и, как видно из рис. 2, деформации на этом участке минимальны. Наибольшие перемещения, как видно из графика (рис. 3), получены на среднем участке детали, где она характеризуется пониженной жесткостью.



а) **б)**

Рис. 2. Результаты расчета модели первого варианта корпусной детали
а) деформации в м; б) напряженное состояние в Па

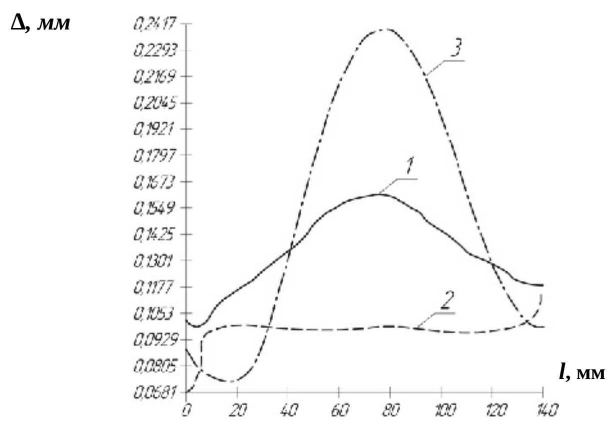
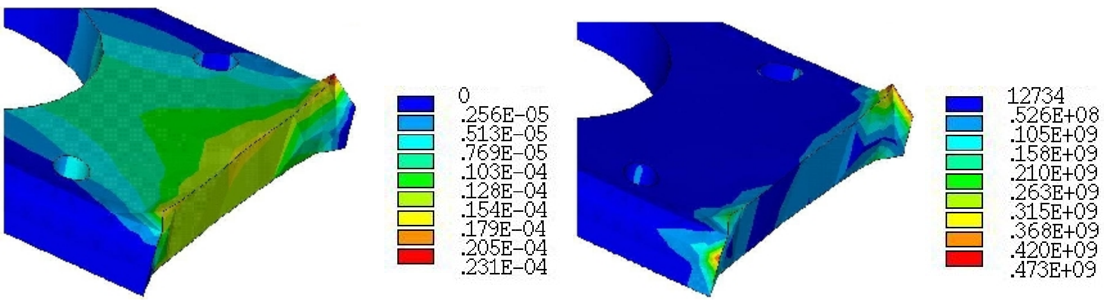


Рис. 3. Графики распределения деформаций Δ вдоль обрабатываемого торца *l* деталей при различных вариантах обработки
1 – I схема; 2 – II схема; 3 – III схема

Наибольшие напряжения отмечены на кромках и углах обрабатываемого уступа, так как они являются концентраторами напряжений. Также весьма чувствительной к перемещениям оказалась передняя стенка корпуса из-за небольшой её толщины, поэтому здесь также возникло повышенное напряженное состояние.

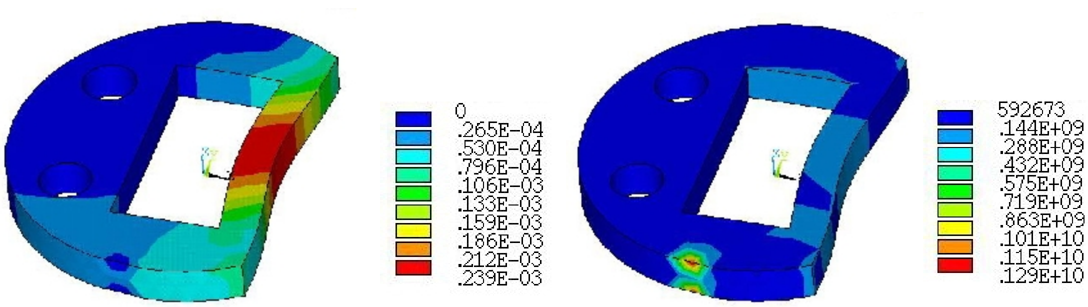
При моделировании процесса фрезерования второго варианта корпуса (см. рис 1.б.) применялось закрепление по его боковым сторонам. Как следует из рис. 4 деформации на этих участках минимальны. Как видно из графика (см. рис. 3, крив. 2) деформации равномерно распределены по всей длине обрабатываемого торца, резко увеличиваясь лишь в конце обрабатываемого участка. Возрастание деформаций к концу обрабатываемой поверхности связано с тем, что это угловой участок, являющийся концентратором напряжений.



а) б)

Рис. 4. Результаты расчета модели второго варианта корпусной детали
а) деформации в м; б) напряженное состояние в Па

В третьем варианте моделирования обработки корпуса (см. рис. 1. в.) максимальные деформации получены в самой тонкой стенке корпуса (рис. 5 и рис. 3, крив. 3). Однако напряжения в этой части незначительные, максимальные напряжения отмечены в месте закрепления, так как деталь в этом месте имеет форму таблетки и закрепление происходит по точкам выпуклой поверхности (см. рис. 5).



а) б)

Рис. 5. Результаты расчета модели третьего варианта корпусной детали
а) деформации в м; б) напряженное состояние в Па

Вывод. Для уменьшения деформаций (повышения точности) и снижения напряжений, возникающих в ходе обработки, ослабленным частям корпусных деталей следует придавать большую жесткость посредством утолщения стенок, добавления различных вариантов ребер жесткости (косынок), а также применять рациональные схемы базирования и закрепления. Также для уменьшения деформации и напряжений на углах и кромках деталей необходимо притуплять их или снимать фаски .

Список литературы: 1. Обработка металлов резанием: Справочник технолога / А.А. Панов, В.В. Аникин, Н.Г. Бойм и др.; Под общ. Ред. А.А. Панова. – М.: Машиностроение. – 1988. – 736с. **2**. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т2 /Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова – М.: Машиностроение, 1985.- 496 с.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ТЕПЛОВОЇ ПЕРЕХІДНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГІДРОСТАТИЧНОГО ПІДШИПНИКА

Гордєєв О.Ф., Захаров П.О., Полинкевич Р.М., Тищенко В.В.
(каф. КПВТМ, ЛДТУ, м. Луцьк, Україна)

The method of forecasting of thermal transient in the hydrostatic bearing of a spindle is considered on the basis of identification of the transitive characteristic with use of integral of convolution.

1. Вступ. Максимальна швидкохідність шпиндельних гідростатичних підшипників (ГСП) обмежується в основному припустимими втратами потужності на тертя та максимальною температурою нагріву мастила. При цьому часом поведінка досліджуваного ГСП при його роботі на граничних режимах прогнозується лише на рівні гіпотези, а вихід об’єкта із ладу тягне за собою значні затрати часу і коштів на його відновлення. Природною в цьому випадку є стратегія експериментальних досліджень, коли вихід в критичну область функціонування об’єкта здійснюється поступово при накопиченні навчальної інформації про його поведінку. Стратегія планування експериментів, таким чином, полягає в поступовому виконанні таких циклічних етапів: 1) здійснення навчаючих експериментів у докритичної зоні функціонування об’єкта з метою накопичення інформації про його поведінку; 2) обробка цієї інформації з метою отримання математичної моделі, яка відображає цікаві властивості об’єкта; 3) екстраполяція поведінки об’єкта при його управлінні, яка веде у критичну зону функціонування, та оцінка глибини цього управління; 4) проведення безпечного експерименту в критичній зоні. Така стратегія дозволяє звести до мінімуму ризик виникнення небезпечних і аварійних ситуацій.

2. Основний зміст і результати роботи. ГСП веде себе як динамічний об’єкт, на вхід котрого подається частота $n(t)$ обертання шпинделя, яка змінюється з часом t, а вихідним сигналом є температура $\Theta(t)$ мастила на зливі. Термодинамічні властивості ГСП можуть змінюватися в залежності від величини n, наприклад при переході течії мастила в зазорах ГСП в турбулентний режим. Вичерпної характеристикою ГСП, як динамічного об’єкту, є його перехідна характеристика, тобто $\Theta[n\cdot\mathbf{1}(t)]$ – реакція на ступеневий вплив. Практична реалізація такого впливу $\mathbf{1}(t)$, функції Дірака, не можлива. Тому ж уставка n повинна відповідати при цьому її граничному режиму, що не є безпечним. В силу значної інерційності термодинамічного процесу не є можливими й частотні методи [1]. Тому в даної роботі запропонована методика, яка заснована на використанні інтеграла згортки (Дюамеля).

Нехай i-та реалізація процесу $F_i(t)$ визначається відповідним i-тим управлінням (впливом) $f_i(t)$. Сукупність $i=\overline{1,I}$ реалізацій F_i(t) та управлінь $f_i(t)$ назвемо навчаючою ситуацією. Реалізація $\Phi(t)$ і управління $u(t)$ – відповідно прогнозований процес та прогнозоване управління. Приймемо до того ж ряд припущень, характерних для класичного регресивного аналізу [2].

Основною задачею, котру треба розв'язати при реалізації обраної стратегії планування експериментальних досліджень, є знаходження математичної моделі, яка характеризує в імовірнісному значенні перехідну характеристику, яка пов'язує задане управління з реалізацією процесу. За таку модель зручно взяти перехідну характеристику $h(t)$, а в ролі функції зв'язку управління $f_i(t)$, реалізації $F_i(t)$ та перехідної характеристики $h(t)$ – інтеграл згортки (або інтеграл Дюамеля) вигляду [3]:

$$F(t) = f(t)h(0) + \int_0^t f'(\tau)h(t-\tau)d\tau. \tag{1}$$

Другою задачею є вибір управління $u(t)$, яке забезпечує з мінімальними ризиками досягнення потрібного рівня $\Phi(t)$ у критичній зоні $\Phi(t) \geq \Phi_{кр}$.

Третьою задачею є визначення розміру достатньої мінімальної серії I навчаючих управлінь $f_i(t)$, $i = \overline{1, I}$.

Розв'яжемо задачу в дискретному вигляді. Розіб'ємо часовий інтервал $(0,T)$ на однакові інтервали Δt і будемо вважати, що управляючий сигнал змінюється стрибком у момент часу $t_j=j\Delta t$, де $j=0,1,\ldots J$. При цьому інтегрування в (1) заміниться додаванням:

$$F_i(t_k) = f_i(t_k) \cdot h(0) + \sum_{j=1}^{k} f_i'(\tau_j) \cdot h(t_k - \tau_j). \tag{2}$$

Позначимо похідну $f_i'(\;_j)$ лівою кінцевою різницею:

$$f_i'(\tau_j) = \frac{f_i(\tau_j) - f_i(\tau_{j-1})}{\Delta t} = \frac{f_i(j\Delta t) - f_i\left[(j-1)\Delta t\right]}{\Delta t}. \tag{3}$$

Підставляючи (3) в (2) і замінюючи $t_j=j\Delta t$, одержимо в позначеннях для решітчастих функцій:

$$F_k^i \Delta t = f_k^i h_0 + \sum_{j=1}^{k} (f_j^i - f_{j-1}^i) h_{k-j}. \tag{4}$$

Змінюючи k від 1 до K і вважаючи $f_0=0$, одержимо систему лінійних рівнянь відносно h_j, $j = \overline{0, K-1}$:

$$\begin{bmatrix} 2f_1^i - f_0^i & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ f_2^i - f_1^i & 2f_1^i - f_0^i & 0 & \cdots & 0 \\ f_3^i - f_2^i & f_2^i - f_1^i & 2f_1^i - f_0^i & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ f_k^i - f_{k-1}^i & f_{k-1}^i - f_{k-2}^i & f_{k-2}^i - f_{k-1}^i & \cdots & 2f_1^i - f_0^i \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} h_0 \\ h_1 \\ h_2 \\ \vdots \\ h_{k-1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1^i \\ F_2^i \\ F_3^i \\ \vdots \\ F_k^i \end{bmatrix},$$

або в матричної формі:

$$\mathbf{f}^{i} \qquad {}^{i}, \tag{5}$$

де $\mathbf{f}$ - матриця розмірності $K \times K$; $\mathbf{h}$ та $\mathbf{F}$ - вектори розмірності K.

Розв'язком (5) буде вектор:

$$\mathbf{h} = (\mathbf{f}^{i})^{-1} \qquad {}^{i}, \tag{6}$$

компонентами якого є дискретні значення $h(t_j)$ у момент часу t_j перехідної характеристики об'єкта на одиничний вплив $f(t_j)$.

Нехай є M реалізацій $F_i(t)$ при i-тому управлінні $f_i(t)$. Після отримання дискретних значень всіх M реалізацій при i-тому управлінні обчислюється в кожної j – ої точці t_j часової осі середня реалізація $\bar{F}_j^i$ та оцінка дисперсії $\left(\overline{S_j^i}\right)^2$:

$$\bar{F}_j^i = \frac{1}{M}\sum_{m=1}^{M} F_{mi}(t_j); \quad \left(\overline{S_j^i}\right)^2 = \frac{\sum_{m=1}^{M}\left[\bar{F}_j^i - F_{mi}(t_j)\right]^2}{M-1}, \tag{7}$$

де $F_{mi}(t_j)$ - значення реакції об'єкту в т. $t_j=j\Delta t$ при m – ої реалізації і i - ому управленні $f_i(t_j)$ в j – ої точці t_j: $m=\overline{1,M}$; $i=\overline{1,I}$; $j=\overline{1,J}$.

Далі здійснюється перевірка відтворюваності реалізацій при i-тому управлінні за критерієм Кохрена [2]:

$$G_p^i = \frac{\max_j \left(\overline{S_j^i}\right)^2}{\sum_{j=1}^{k}\left(\overline{S_j^i}\right)^2} \le G_T(M-1, J). \tag{8}$$

При виконанні умови (6.36), тобто дисперсії однорідні, дисперсія відтворюваності реалізацій при i-тому управлінні:

$$\left(S^i\right)^2 = \frac{1}{J}\sum_{j=1}^{J}\left(\overline{S_j^i}\right)^2. \tag{9}$$

Таким чином, здійснивши I експериментів по M серій, отримаємо значення перехідної характеристики h^i у вигляді I векторів розмірністю K.

Для подальших обчислень $h(t)$ необхідно перевірити гіпотезу про однорідність вибіркових дисперсій відтворення при окремих i-тих управліннях:

$$\mathrm{H}_0 : \left(S^1\right)^2 = \left(S^2\right)^2 = \cdots = \left(S^i\right)^2 = \cdots = \left(S^I\right)^2,$$

де $\left(S^i\right)^2$ по формулі (9).

При однаковій кількості серій M в кожному досліді можна також скористуватися статистикою Кохрена:

$$G_p^i = \frac{\max_i \left(S^i\right)^2}{\sum_{s=1}^{I}\left(S^i\right)^2} \le G_T(I-1, M). \tag{10}$$

При використанні умови (10) середнє значення перехідної характеристики обчислюється :

$$\bar{h}_j = \frac{1}{I}\sum_{i=1}^{I}\left[\frac{1}{J}\sum_{j=1}^{J} h_j^i\right]; \tag{11}$$

з дисперсією відтворюваності прогнозованого сигналу:

$$S^2 = \frac{1}{I}\sum_{s=1}^{I}\left(S^i\right)^2. \tag{12}$$

Задане управління $u(t)$ представляється у дискретній формі u_j, $j=\overline{1,J}$.
Використовуючи (3), запишемо:

$$\Phi_k = u_k h_0 + \sum_{j=1}^{J} \left(u_k - u_{k-1} \right) \cdot h_{k-j}, \quad k = \overline{1, K}; \; j = \overline{1, J}. \tag{13}$$

Останній вираз дозволяє отримати прогнозовану реалізацію "в середньому". При відомій оцінки дисперсії S^2 (12) нескладно здійснити інтервальну оцінку $\Phi(t)$ на підставі припущення про нормальний закон розподілу Φ_k, правомірність якого обумовлена центральною граничною теоремою [2].

Обробка експериментальних даних за описаною методикою виконується засобами електронних таблиць Excel-2000. В ході експерименту виконується знімання частоти обертання шпинделя $\omega_в$ (t), яка відображається у вигляді графіку '$f(t)$' (рис. 1), і температура мастила $T^0(t)$, яка відображається у вигляді графіку '$F(t)$', при цьому відображається перехідна характеристика у вікні $h(t)$. В правої колонці виводяться дискретні значення перехідної характеристики $h_j(t)$ відповідно рішенню (6). Програма розрахована на проведення п'яти серій експериментів по 5 реалізацій в кожної, тобто $m = \overline{1, M}$; $i = \overline{1, I}$, для яких проводиться статистична обробка. Для розміщення даних в однієї таблиці параметри $F(t)$ і $f(t)$ попередньо нормуються по максимальному їх значенню. На графіках (рис. 1) два типа навантаження ГСП частотою обертання шпинделя $n(t)$: 1) $f(t)$ – швидкий ріст $n(t)$ до постійного значення 3000 хв$^{-1}$; 2) $u(t)$ повільне зростання $n(t)$ також до 3000 хв$^{-1}$ з послідуючим відключенням приводу шпинделя. Часова вісь t складає 50 с. за навантаженням 1) вимірюється температура $F(t)$, по якої розраховується середня перехідна характеристика $h(t)$. Вона використовується при розрахунках $\Phi(t)$ по формулі (13).

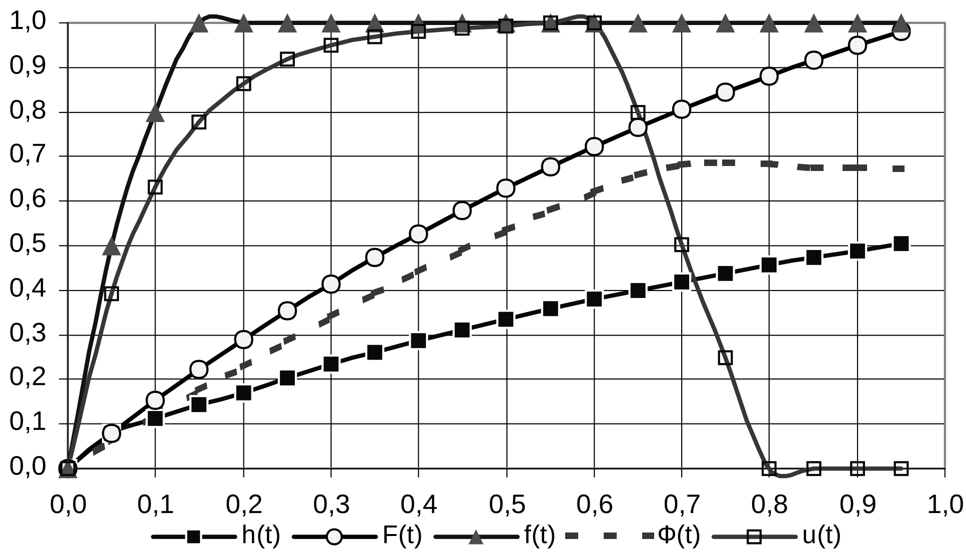


Рис. 1. Результати експериментів з використанням методики визначення перехідної характеристики $h(t)$ ГСП по температурі нагріву мастила

Висновки. 1) Розроблена методика є зручною в використанні. 2) Методика забезпечує необхідну точність оцінки перехідної характеристики динамічного об'єкту експериментальних досліджень. 3) Проведені температурні експериментальні дослідження шпиндельного ГСП показали її надійність.

Список літератури: 1. Бушуев В. В. Гидростатическая смазка в станках. - М.: Машиностроение, 1994. - 196 с. **2.** Джонсон Н., Лион Ф. Статистика и планирования эксперимента в технике и науке. Метод обработки данных. Перевод с английского./ Под ред. Э.К. Лецкого. М.: “Мир”, 1980. **3.** Ершова В.В. Импульсные функции. Функции комплексной переменной. Операционное исчисление. Под ред. В.И. Азаматовой. Минск, «Вышэйш. школа», 1976. – 255 с.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКОГО ДИСКОВОГО БУНКЕРНОГО ЗАГРУЗОЧНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ШТУЧНЫХ ЗАГОТОВОК

Давыдова Е.В. *(каф. ПП, ТулГУ, г. Тула, Россия)*

Бункерные загрузочные устройства (БЗУ) используются в разных отраслях промышленности для загрузки штучных заготовок в технологические машины-автоматы и автоматические линии. БЗУ обеспечивают извлечение из навала (захват), приведение в упорядоченное положение и выдачу заготовок с заданной производительностью [1].

Исходными данными для проектирования БЗУ являются: заготовка (геометрические и физико-механические свойства); требуемое ориентированное положение; требуемая производительность технологической машины.

Рассмотрим этапы проектирования дисковых БЗУ на примере карманчикового вертикального БЗУ для колпачков. Исходные данные для проектирования: заготовка – колпачок с $d = 0{,}03\,м$; $l = 0{,}02\,м$; $r = 0{,}003\,м$; массой 0,02 *кг.* Требуемая производительность машины $П_{ТМ} = 150\,шт./\,мин.$

1. **Конструирование захватных органов** заключается в определении их конфигурации и размеров. При расчете захватных органов необходимо обеспечить максимальную вероятность захвата. Размеры и форма карманов должны обеспечить попадание в них правильно ориентированных заготовок с наибольшей вероятностью и исключить возможность попадания в карманы неправильно ориентированных заготовок.

Размеры кармана (рис. 1) определяются по формулам: $b_к = d + \Delta b$; $l_к = l + \Delta l$; $r_к = r + (1 \div 3)\Delta l$, где $b_к$, $l_к$, $r_к$ – ширина, длина, радиус кармана, *м*; Δb, Δl – зазор по ширине и по длине заготовки, *м*. Зазор по длине заготовки следует определить из условия непопадания в карман неправильно ориентированных заготовок. При $r \le 0{,}5d$ принимают $\Delta l < r$; при $r = 0{,}5d - r_к \ge r + \Delta l$; при $r > 0{,}5d - r_к = r + (1 \div 3)\Delta l$. В данном случае, $r \le 0{,}5d$, тогда $\Delta l = 0{,}002\,м$; $l_к = 0{,}022\,м$; $b_к = 0{,}032\,м$; $r_к = 0{,}005\,м$.

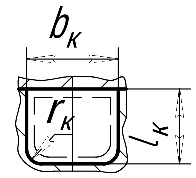


Рис. 1. Геометрические размеры кармана

2. **Расчет шага захватных органов** определяют по формуле:

$$t = d + \Delta b + \delta_{п}, \text{ м},$$

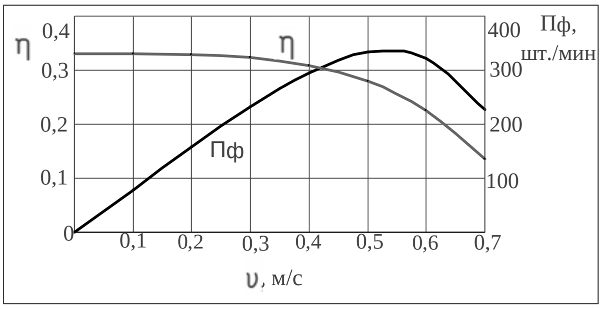
где $\delta_{п}$ – толщина перегородки между карманами, устанавливаемая конструктивно, *м*. (обычно $\delta_{п} = 0{,}004 \div 0{,}012$ *м*). Принимая $\delta_{п} = 0{,}01$ *м*, получаем $t = 0{,}042$ *м* .

3. Для **выбора скорости движения захватных органов** необходимо определить предельную скорость захватных органов $[\upsilon]_{\max} = f(\Delta b)$, при которой заготовка успеет запасть в карман. Для рассматриваемого БЗУ была получена зависимость:

$$[v]_{\max} = \left(\frac{d}{2} + \Delta b\right)\sqrt{\frac{g}{d}} = \left(\frac{1}{2} + \frac{\Delta b}{d}\right)\sqrt{gd}, \text{ м/с}.$$

После подстановки всех величин, получили $[v]_{\max} = 0{,}307$ *м / с*.

Затем необходимо сравнить полученное значение предельной скорости $[\upsilon]_{\max}$ проектируемой конструкции БЗУ со значениями $\upsilon_{\max}$ и $\upsilon_{рек}$ аналогичного устройства (рис. 2.), где $\upsilon_{рек} = (0{,}8 \div 0{,}9) \cdot \sqrt[4]{\dfrac{\eta_{\max}}{5\varepsilon}}$. Для дальнейшего расчета скорость захватных органов принимают из условия $\upsilon_{расч} \le \left[[\upsilon]_{\max}, \upsilon_{\max}, \upsilon_{рек}\right]$. По графику (см. рис. 2) определили, что $\upsilon_{\max} = 0{,}534$ *м / с* , $\upsilon_{рек} \le (0{,}427 \div 0{,}481)$ *м / с* . Принимаем $\upsilon_{расч} = 0{,}3$ *м / с* .



$$\eta = 0{,}55 - 1{,}6\upsilon^4$$

$$\upsilon_{\max} = 0{,}534 \text{ м/с}$$

$$\upsilon_{рек} \le (0{,}427 \div 0{,}481) \text{ м/с}$$

Рис. 2. Производительность и коэффициент выдачи БЗУ при изменении скорости захватных органов ($R = 0{,}120$ *м* ; $\kappa = 30$; $a = 1$; деталь – колпачок $l = 0{,}012$ *м*; $d = 0{,}017$ *м*)

4. Расчет производительности БЗУ и накопителя. Производительность БЗУ:

$$[П_{БЗУ}]_{расч} = \frac{60\upsilon_{расч}}{t} \cdot \eta,$$

где η – коэффициент выдачи БЗУ, определяемый экспериментально. Если экспериментально коэффициент выдачи определить невозможно из-за отсутствия опытного образца БЗУ, то η принимают по аналогии с устройством рис. 2.

После вычисления получаем $[П_{БЗУ}]_{расч} = 230$ *шт./ мин* и сравниваем его с требуемой производительностью $[П_{БЗУ}]_{треб}$. Для того чтобы при вероятностных колебаниях производительности БЗУ обеспечивалось питание оборудования без пропусков, необходимо чтобы производительность БЗУ была выше производительности машины: $[П_{БЗУ}]_{треб} = mП_{ТМ}$, где m – коэффициент переполнения ($m = 1{,}05 \div 1{,}25$); при этом, чем больше коэффициент выдачи БЗУ, тем меньше выбирают значение *m*. В данном случае, так как $\eta = 0{,}537$, принимаем $m = 1{,}2$ и получаем $[\Pi_{\text{БЗУ}}]_{\text{треб}} = 180$ *шт./мин*.

Если $[\Pi_{\text{БЗУ}}]_{\text{расч}} \approx [\Pi_{\text{БЗУ}}]_{\text{треб}}$, то необходимо сделать несколько вариантов расчетов, последовательно задаваясь значениями Δh, h, υ и добиваясь равенства заданного значения производительности БЗУ с расчетным. Если $[\Pi_{\text{БЗУ}}]_{\text{расч}} << [\Pi_{\text{БЗУ}}]_{\text{треб}}$, то выбирают другой тип БЗУ или устанавливают рядом два и более параллельно работающих БЗУ, производительность каждого из которых равна половине и более $[\Pi_{\text{БЗУ}}]_{\text{треб}}$. Если $[\Pi_{\text{БЗУ}}]_{\text{расч}} > [\Pi_{\text{БЗУ}}]_{\text{треб}}$, то по рис. 2. находят такую скорость вращения захватных органов, при которой будет обеспечиваться требуемая производительность.

Так как $[\Pi_{\text{БЗУ}}]_{\text{расч}} > [\Pi_{\text{БЗУ}}]_{\text{треб}}$, то по рис. 2. находим скорость вращения захватных органов, при которой $[\Pi_{\text{БЗУ}}]_{\text{треб}} = 180$ *шт./мин*. Получаем $\upsilon_{\text{раб}} = 0{,}23$ *м/с*.

Желательно емкость **накопителя** *N* выбирать наименьшей, что снизит стоимость подъемников и транспортных средств. При недостаточных значениях емкости накопителя и коэффициента переполнения *m* увеличится вероятность неподачи заготовок в технологическую машину, что снижает производительность оборудования. При увеличении *m* происходит износ деталей и увеличение брака по внешней поверхности заготовок. Зная η и задаваясь величинами *m*, *N*, определяют вероятность неподачи заготовок к технологической машине U и вероятность переполнения накопителя Ω:

$$U = \frac{m-1}{\left(\dfrac{m-1}{1-\eta}\right)^{N+1} - 1} \cdot \frac{\eta}{m}, \qquad \Omega = \frac{m-1}{1-\left(\dfrac{1-\eta}{m-\eta}\right)^{N+1}} \cdot \frac{\eta}{m}.$$

Принимая *N* = 20, получаем $U = 0{,}09$, и $\Omega = 0{,}09$.

5. Конструирование бункера и захватного механизма. Рабочий объем бункера, обеспечивающий непрерывность работы БЗУ в течение назначенного времени:

$$V = \frac{1}{k_1} \cdot V_0 \cdot \frac{\Pi_{\text{БЗУ}}}{60} \cdot t_{\text{раб}},\ м^3,$$

где $k_1 = V_o \cdot к_{\text{заг}} / V'$ – коэффициент заполнения бункера, определяемый экспериментально, заполнив доверху опытный объем V' заготовками в количестве $k_{\text{заг}}$; V_0 – объем одной заготовки, *м*^{3}; $t_{\text{раб}}$ – время работы бункера без загрузки, *с*.

Для проектируемого БЗУ при $V_0 = 1{,}4 \cdot 10^{-5}$ *м*^{3}; $к_1 = 0{,}75$ и $t_{\text{р}} = 600\ с$ объем бункера будет равен $V = 0{,}038\ м^3$.

Радиус расположения захватных органов обычно принимают: $R_{\text{рек}} \geq (10 \div 15) l$, учитывая, что его малые значения приведут к уменьшению числа заготовок в бункере, что ухудшит условия подготовки заготовок к захвату, и приведет к снижению производительности БЗУ. Большой радиус приведет к увеличению числа заготовок в бункере, ухудшению их ворошения, деформированию заготовок, увеличению размеров БЗУ.